

KOMAG INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

BADANIE, KONSTRUKCJA, MYTWARZANIE EKSPLOATACJA UKLADÓW HYDRAULICZNYCH



ISBN 978-83-60708-45-3 Open Access (CC BY-NC 3.0. PL)





Cylinder 2010

Instytut Techniki Górniczej

Praca zbiorowa

BADANIE, KONSTRUKCJA,

WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA

UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Monografia

Gliwice 2010

Redakcja naukowa monografii:

prof. dr hab. inż. Adam Klich, dr inż. Antoni Kozieł, prof. dr hab. inż. Edward Palczak

Komitet Naukowy:

prof. dr hab. inż. Andrzej Balawender - Politechnika Gdańska mgr inż. Władysław Burzyński - Sekcja Sterowania i Napędu Hydraulicznego ZG SIMP dr inż. Henryk Chrostowski – Politechnika Wrocłąwska prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf – Politechnika Świętokrzyska prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski- Politechnika Gdańska prof. dr hab. inż. Stanisław Gumuła – Akademia Górniczo-Hutnicza dr inż. Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocką prof. dr hab. inż. Marek Jaszczuk – Politechnika Śląska prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz – Akademia Górniczo-Hutnicza prof. dr hab. inż. Adam Klich - KOMAG Ryszard Klencz – Napędy i Sterowanie prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek - KOMAG dr inż. Antoni Kozieł – KOMAG prof. dr hab. inż. Andrzej Ławniczak – Politechnika Poznańska dr inż. Andrzej Meder – Zabrzańskie Zakłady Mechaniczne S.A. prof. dr hab. inż. Andrzej Milecki – Politechnika Poznańska prof. dr hab. inż. Edward Palczak – Politechnika Wrocławska prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota – Politechnika Szczecińska dr inż. Edward Pieczora – KOMAG prof. dr hab. inż. Kazimierz Rup – Politechnika Krakowska prof. dr hab. inż. Szymon Salamon – Politechnika Częstochowska prof. dr inż. Włodzimierz Sikora - KOMAG prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński – Główny Instytut Górnictwa prof. dr hab. inż. Stanisław Szweda – Politechnika Śląska mgr Izabela Tarasewicz – Hydraulika i Pneumatyka prof. dr hab. inż. Edward Tomasiak – Politechnika Śląska prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Andrzej Balawender prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf prof. dr hab. inż. Adam Klich prof. dr hab. inż. Andrzej Ławniczak dr hab. inż. Leszek Osiecki prof. dr hab. inż. Edward Palczak prof. dr hab. inż. Szymon Salamon dr inż. Paweł Śliwiński

Komitet Organizacyjny:

mgr inż. Anna Łaniewska, mgr Anna Okulińska, dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski

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

ISBN: 978-83-60708-45-3

Nakład: 90 szt.

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Wprowadzenie

Przedstawiamy Państwu monografię poświęconą badaniu, konstrukcji, wytwarzaniu i eksploatacji układów hydraulicznych. Taki tytuł i zakres tematyczny nosi Jubileuszowa dwudziesta Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna pod tradycyjną nazwą CYLINDER 2010. Na podkreślenie zasługuje również fakt, że jest ona organizowana w ramach obchodów 60-rocznicy powstania Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach.

Celem konferencji, której problematyka ujęta została w prezentowanej Państwu monografii, jest przegląd najnowszych osiągnięć naukowo-technicznych w dziedzinie projektowania, rozwoju, badań i eksploatacji układów hydraulicznych z uwzględnieniem relacji człowiek – maszyna – środowisko, wymiana wiedzy i doświadczeń w zakresie wykorzystania innowacyjnych technik i technologii, jak również weryfikacja prac instytucji naukowych i badawczych pod kątem możliwości i celowości przemysłowego zastosowania nowych koncepcji i rozwiązań.

Opracowania opublikowane w niniejszej monografii kompleksowo przedstawiają osiągnięcia różnych ośrodków naukowo-badawczych, w tym tradycyjnie już od wielu lat liczących się instytutów, katedr lub zespołów z wyższych uczelni między innymi Akademii Górniczo-Hutniczej, Politechniki Wrocławskiej, Politechniki Gdańskiej, Politechniki Krakowskiej, Politechniki Śląskiej, Politechniki Poznańskiej, Politechniki Białostockiej, Politechniki Częstochowskiej, Politechniki Opolskiej, Politechniki Świętokrzyskiej, a także z innych jednostek, takich jak: Główny Instytut Górnictwa, ITG KOMAG, Komitet Techniczny Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, Kompania Węglowa S.A. Zakład Remontowo-Produkcyjny w Bieruniu, BOMAR S.A., Volvo Polska Sp. z o.o. oraz Project EPAR.

Redaktorzy monografii serdecznie dziękują jej współautorom za przygotowanie rozdziałów wyrażając jednocześnie nadzieję, że będzie ona stanowiła kompendium wiedzy na temat rozwoju układów hydraulicznych oraz podstawę, jak co roku, obszernej merytorycznie, bardzo wartościowej i wnikliwej dyskusji uczestników.

Gliwice, wrzesień 2010 r.

Redaktorzy naukowi

prof. dr hab.inż. Adam Klich dr inż. Antoni Kozieł prof.dr hab.inż. Edward Palczak

Autorzy rozdziałów:

dr inż. Edward Barbachowski mgr inż. Władysław Burzyński dr inż. Henryk Chrostowski mgr inż. Adam Deptuła prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf dr inż. Zygmunt Domagała prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski dr inż. Ryszard Gałąź Ryszard Garczarek mgr inż. Jan Gil prof. dr hab. inż. Stanisław Gumuła dr inż. Jerzy Ickiewicz dr inż. Ryszard Jasiński mgr inż. Tomasz Jasiulek mgr inż. Ryszard Karczewski dr inż. Klaudiusz Klarecki prof. dr hab. inż. Wacław Kollek mgr inż. Ryszard Kubiesa mgr inż. Piotr Kucybała mgr inż. Marian Łabuzek prof. dr hab. inż. Andrzej Ławniczak Lucjan Łągiewka Przemysław Łągiewka mgr inż. Rafał Łuszczyna mgr inż. Agnieszka Maczyszyn Stanisław Michałowski inż. Bogusław Milewski dr inż. Jan Marianowski

dr inż. Adam Myszkowski dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski dr hab. inż. Leszek Osiecki dr inż. Piotr Osiński prof. dr hab. inż. Edward Palczak prof. dr hab. Marian A. Partyka mgr inż. Sambor Pawełek mgr inż. Piotr Patrosz prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota Janusz Pobędza dr inż. Zygmut Popczyk mgr inż. Krzysztof Rąba mgr inż. Janusz Rutański prof. dr hab. inż. Szymon Salamon inż. Łukasz Skutela dr inż. Andrzej Sobczyk dr inż. Waldemar Sradomski mgr inż. Marcin Stachowicz prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński dr inż. Jolanta Szadkowska mgr inż. Adam Szczygielski dr inż. Paweł Śliwiński prof. dr hab. inż. Edward Tomasiak mgr inż. Paweł Walczak dr inż. Henryk Wencel prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow dr inż. Piotr Woś

n •			
Vnic	* #10/	10.01	
SIII N		SOLL	
~ ~ ~			

Dozdziału	str.
Krajowy, europejski i globalny rynek maszyn i urządzeń w okresie kry- zysu gospodarczego – Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska	7
Krajowy, europejski i globalny rynek hydrauliki i pneumatyki w okresie kryzysu gospodarczego – Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska	19
Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego – Zygmunt Paszota	31
Możliwości poprawy właściwości dynamicznych przetworników elektrohydraulicznych – Andrzej Ławniczak	55
Zintegrowane układy elektrohydrauliczne – Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow	61
Pojęcie równoważności elementów hydrauliki sterującej zmechanizowa- nych obudów ścianowych – Jan Gil, Krzysztof Rąba, Łukasz Skutela, Kazimierz Stoiński	75
Innowacyjne rozwiązania eliminujące połączenia spawane i gwintowane w siłownikach hydraulicznych stosowanych w obudowach zmechanizo- wanych – Jan Gil, Marian Łabuzek, Henryk Wencel	83
Identyfikacja uszkodzeń uszczelnień hydrauliki siłowej zmechanizowa- nych obudów ścianowych – Tomasz Karczewski, Sambor Pawełek, Ryszard Kubiesa	89
Wybrane problemy regulacji i eksploatacji pneumatyczno-hydraulicz- nych układów sterowania skoku okrętowych śrub nastawnych – Czesław Dymarski	99
Gdzie ukryła się siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego – Jan Marianowski	111
Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydro- statycznym – Zygmunt Paszota	123
Ocena strat w silniku hydraulicznym na przykladzie badań silnika SWSB-63 – Agnieszka Maczyszyn	139
Rezultaty badań rozwojowych hydraulicznych silników satelitowych typoszeregu SM – Paweł Śliwiński	161
Nowe rozwiązanie kompensacji luzów osiowych w silnikach satelitowych o małych objętościach roboczych – Piotr Patrosz	175

Analiza zjawisk dynamicznych w komorze cylindrowej pompy PWK o zmiennej wydajności – Leszek Osiecki, Piotr Patrosz
Wykorzystanie metody czynnej w procesie obniżenia emisji hałasu ze- wnętrznego w autobusach marki VOLVO typ 8700 – Wacław Kollek, Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański, Ryszard Garczarek, Bogusław
Milewski
Badanie pomp hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia –Ryszard Jasiński207
Model manipulatora równoległego z elektrohydraulicznymi serwonapę- dami liniowymi – Piotr Woś, Ryszard Dindorf
Analiza warunków rozruchu hydraulicznej specjalnej jednostki napę- dowej – Klaudiusz Klarecki, Edward Tomasiak, Edward Barbachowski 227
Model matematyczny i symulacja mechanizmu hydrostatycznego napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR 600 – Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Waldemar Sradomski
Odzysk energii w hydrostatycznym układzie napędowym mechanizmu jazdy – Piotr Kucybała, Stanisław Michałowski, Janusz Pobędza 245
Rozpływ energii w trójniku pneumatycznym zasilanym udarowo – Stanisław Gumuła, Przemysław Łągiewka, Lucjan Łągiewka 255
Analiza działania oraz modelowanie zaworu zwrotnego w promieniowej pompie tłokowej – Adam Myszkowski
Rozrusznik hydrauliczny dla silników wysokoprężnych – Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek
Procesy uszkodzeń amortyzatora hydraulicznego układu zawieszenia samochodu ciężarowego – Szymon Salamon
Hydrauliczny system sterowania turbiny wodnej – Paweł Walczak, Andrzej Sobczyk
Porównanie podstawowych parametrów zderzaków z elementami prze-
pływowymi i zderzaków z elementami gumowymi – Ryszard Gałąź 295
Badania wytrzymałościowe płaskich dennic kompozytowych zbiornikówciśnieniowych o dużych średnicach – Jerzy Ickiewicz311
Analiza właściwości dynamicznych układu hydraulicznego za pomocą grafów rozgrywających parametrycznie – Adam Deptuła
Wpływ doboru typów funkcji multiplikatywnego równania regresji wie- lokrotnej na rangę ważności parametrów konstrukcyjno-eksploata- cyjnych układów maszynowych – Rafał Łuszczyna, Marian A. Partyka 341
50 lat działalności normalizacyjnej w dziedzinie napędów i sterowań hydraulicznych – Władysław Burzyński
English annuazision hamiserséstere annuazion asimularentemente de
sterowań elektrohydraulicznych obudów zmechanizowanych – Marcin Stachowicz Adam Szczygielski

Krajowy, europejski i globalny rynek maszyn i urządzeń w okresie kryzysu gospodarczego

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk – Politechnika Wrocławska, Jolanta Szadkowska – Politechnika Krakowska

Streszczenie. Światowy finansowy i gospodarczy kryzys spowodował duże zaburzenia na rynku dóbr konsumpcyjnych. W wyniku tego wywołany został kryzys na rynku dóbr inwestycyjnych, w szczególności maszyn i urządzeń. W opracowaniu przedstawiono rynek przemysłu maszynowego i jego głównych udziałowców. Wzrosty (spadki) produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń były analizowane w powiązaniu z ogólną sytuacją ekonomiczną wyrażoną poprzez wzrost PKB. Na podstawie danych OECD (EURO-STAT), VDMA, CETOP i International Statistic Committee oraz GUS przedstawiono dynamikę sprzedaży i zamówień w różnych branżach przemysłu maszynowego i elektromaszynowego porównując rok 2008 do 2007 i 2009 do 2008. Zamieszczone dane dotyczyły takich krajów, jak: USA, Niemcy, Japonia, Chiny. Pokazano dane o 30-40%, a nawet 70% spadku zamówień w takich branżach jak maszyny górnicze i energetyczne, maszyny budowlane i obrabiarki. Na tym tle pokazano aktualny stan krajowego przemysłu, w szczególności maszyn i urządzeń. Przedstawiono również aktualne optymistyczne dane liczbowe z pierwszego kwartału 2010, świadczące o przezwyciężaniu kryzysu na rynku maszyn i urządzeń.

1. Przemysł maszynowy – europejski i globalny

Przemysł maszynowy i elektromaszynowy krajów UE jest ważnym, bo 45% udziałowcem handlu globalnego. Ponad 156 tys. firm zatrudnia około 3,2 mln pracowników, obroty w 2007 roku wynosiły 615 mld EURO. Około 31% produkcji zostało wyeksportowane poza UE. Pewną miarą stopnia rozwoju przemysłu maszynowego w krajach i regionach UE może być liczba tam zatrudnionych na 1000 mieszkańców (rys. 1).



Udział w wartości sprzedaży (obrotów) poszczególnych krajów UE, która wyniosła w 2008 roku 636 mld EURO, przedstawiono na rysunku 2. Widać, że obroty pierwszej trójki; Niemiec, Włoch i Francji stanowią równo 2/3 wartości obrotów rynku europejskiego.





Dla porównania na rysunku 3 przedstawiono 10 głównych graczy światowego rynku przemysłu maszynowego, porównując równocześnie dynamikę ich obrotów sprzedaży. Porównanie lat 2008 do 2005 w przypadku Chin +122% i Rosji +108%, wydaje się zrozumiałe, natomiast wartości ujemne w przypadku USA -10% i Japonii -8% można wyjaśnić przechodzeniem ich gospodarek w kierunku "high technology" i przenoszeniem produkcji maszyn i urządzeń do krajów słabiej rozwiniętych.



Rys.3. Główni udziałowcy rynku przemysłu maszynowego: 2008 rok – 1580 mld EURO, 2005 rok – 1290 mld EURO [1]

Głównym celem niniejszej pracy jest pokazanie zmian zachodzących na rynku przemysłu maszynowego wywołanych, tu należy wybrać odpowiedni wariant: spowolnieniem gospodarki, recesją lub kryzysem.

Rozwój produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń przodujących ilościowo, a przede wszystkim jakościowo i innowacyjnie gospodarek, w okresie ostatniej dekady zmieniał się dynamicznie, przy czym druga jej połowa to stały wzrost obrotów (rys. 4).



Seasonally adjusted, smoothed line, Index 2000 = 100

Dlatego nie powinno dziwić załamanie koniunktury na przełomie 2008 i 2009 – tym bardziej, że znamy przyczyny tej bessy. Dobrym wyjaśnieniem tych zjawisk może być przedstawiony na rysunku 5 przebieg zmiany wzrostu gospodarczego (PKB-GDP) i wzrostu obrotów w przemyśle maszynowym. Można łatwo zauważyć, że spadek PKB (GDP) poniżej +2% to ujemne wartości wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń.

Z naszych analiz i konsultacji z kompetentnymi ekonomistami i praktykami (są wśród nich byli ministrowie gospodarki i finansów) wynika, że to zjawisko dotyczy całej sfery rynku dóbr i usług inwestycyjnych i może trwać aż do wyczerpania zapasów i zdolności produkcyjnych. Wzrost PKB jest nakręcany przede wszystkim popytem na dobra konsumpcyjne i robotami publicznymi finansowanymi przez państwo lub samorządy terytorialne oraz w naszym przypadku z funduszy UE.

Dynamikę sprzedaży maszyn i urządzeń w krajach Europy Zachodniej, USA, Chinach i Japonii przedstawiono na rysunku 6. Tylko w jednym przypadku prognozy na 2009 rok (2009 do 2008 roku) mamy do czynienia z wartością dodatnią, są to oczywiście Chiny.





Rys.5. Rozwój gospodarki globalnej a obroty na rynku maszyn i urządzeń [1]



Rys.6. Prognozy wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń w krajach zachodnioeuropejskich, USA, Chinach i Japonii [1]

2. Krajowy przemysł maszynowy i elektromaszynowy

W tabeli 1 przedstawiono dane o produkcji ważniejszych wyrobów polskiego przemysłu maszynowego w latach 2000-2008. Wyraźny wzrost produkcji dotyczy głównie wyrobów, w których udział eksportu jest bardzo wysoki np. samochody osobowe 97%, chłodziarki i pralki automatyczne, kuchnie gazowe

powyżej 80%. W tych obszarach obecnie widać załamanie koniunktury, chociaż jest to zależne od segmentu rynku. Kryzys nie zaszkodził, a wręcz pomógł, na przykład producentom samochodów małolitrażowych.

Produkcja przemysłu maszynowego	w Polsce w l	latach	2000-2008 [9,	10]	
				Tabala	1

				Tabela I
Wyroby	2000	2005	2007	2008
Samochody osobowe ogólnego przeznaczenia w tys. szt.	532	540	695	842
Pojazdy do transportu publicznego w tys. szt.	2,0	5,4	3,6	4,6
Statki morskie w sztukach w tysiącach GT	34	28	18	14
Rowery w tys. szt.	611	722	517	485
Łożyska w mln szt.	1320	1528	1125	1054
w tym kulkowe	130	222	231	224
Maszyny dla rolnictwa i leśnictwa w tys. szt.:	84,5	162	165	163
ciągniki rolnicze	7,2	5,7	7,0	6,3
pługi	4,0	3,9	6,6	3,3
siewniki polowe	1,3	2,0	2,7	3,8
Obrabiarki do metali skrawające w tys. szt.	8,1	-	3,7	4,0
w tym tokarki do usuwania metalu	0,7	1,0	1,0	1,1
Chłodziarki i zamrażarki typu domowego w tys. szt.	693	1674	2305	2255
Maszyny pralnicze automatyczne typu domowego w tys. szt.	476	1447	1900	2500
Odkurzacze typu domowego w tys. szt.	1674	1315	1358	1215
Kuchnie gazowe z piekarnikiem typu domowego w tys. szt.	161	775	875	1045
Silniki elektryczne i prądnice w tys. szt.	4173	6660	11324	12051

Głównym celem niniejszej pracy jest jednak pokazanie zmian zachodzących na rynku przemysłu maszynowego.

Na rysunku 7 przedstawiono dynamikę wzrostu, licząc miesiąc 2008 do miesiąca 2009 produkcji przemysłu krajowego.



W listopadzie polskie firmy wyprodukowały o 9,8% więcej niż przed rokiem, to lepiej niż przewidywali analitycy optymiści (6-7%). Analizując 11 miesięcy 2009 roku widać, że produkcja krajowego przemysłu jest niższa o 4% w stosunku do roku 2008 [9]. Wzrost produkcji według GUS [9] dotyczył 26 spośród 34 działów. Największy w branży chemicznej (38,3%) samochodów (około 20%) metali (16,3%) wyrobów z gumy i tworzyw sztucznych (14,8%). Są to jednak branże, w których spadki przed rokiem były największe, a więc jest to odbicie się od dna.

Optymistycznie nastraja wzrost w działach "high-tech" – produkcji komputerów, wyrobów elektronicznych i optycznych, bo aż 18%, urządzeń elektrycznych 13,9%. Przechodząc do danych bardziej szczegółowych to w ciągu 10 miesięcy 2009 roku produkcja komputerów wyniosła 4,4 mln sztuk (wzrost o 63%), telewizorów 18,5 mln (wzrost o 36,6%) i silników elektrycznych 13,5 mln (wzrost o 23%), pralek automatycznych 2,6 mln sztuk (wzrost o 25%). Tę dodatnią dynamikę w pewnym stopniu zawdzięczamy słabemu złotemu, koszty produkcji w Polsce stały się bardziej atrakcyjne niż w innych krajach Europy. Efektem tego jest przenoszenie produkcji sprzętu AGD do Polski, a co bardziej dalekosiężne także centrów naukowo-badawczo-projektowych oraz centrów usług informatycznych przez znane światowe firmy i korporacje.

Aktualnie gospodarka naszego kraju radzi sobie nieźle. Jak podał Instytut Badań nad Gospodarką Rynkową [10] w I kwartale 2010 roku wzrost PKB wyniósł 3,9%, inflacja 2,3%.

Prognoza na rok 2010 mówi o wzroście PKB 3,2%, średnioroczna inflacja 2,5%, a stopa bezrobocia na koniec roku 12,3%.

To co dla nas najważniejsze, a więc produkcja maszyn i urządzeń – jako środków produkcji zmalała o 1,8% [9]. Pewien umiarkowany optymizm to wzrost produkcji budowlano-montażowej, który być może przełoży się na popyt na maszyny i urządzenia budowlane. Dane płynące co kwartał od producentów komponentów i układów hydrauliki i pneumatyki nie są aż tak optymistyczne.

3. Sytuacja w wybranych sektorach przemysłu maszynowego

Popyt na dobra inwestycyjne, a takie w znakomitej większości stanowią maszyny i urządzenia, jest silnie związany z odpowiednim wzrostem PKB, o czym była już mowa. Warto porównać ze sobą rysunki 8, 9 i 10, na których przedstawiono relacje zamówień 2008 do 2007 i 2009 do 2008 oraz 2010 do 2009 (I kwartał) w 15 najważniejszych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec. W dwóch ostatnich wierszach podano dane dla hydrauliki i pneumatyki. Przedstawione informacje są niezwykle istotne, jeżeli zważyć, że obroty niemieckiego rynku maszyn i urządzeń stanowią ponad jedną trzecią rynku UE.



Rys.8. Wzrost zamówień rok 2008 do 2007 w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [2]



Rys.9. Wzrost zamówień rok 2009 do 2008 w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [2]





Warto przyjrzeć się danym dla maszyn i urządzeń budowlanych oraz górniczych zebranych w tabeli 2, świadczących o turbulentnym rynku.

			Tabela 2
Sektor	2008 do 2007	2009 do 2008	2010 do 2009
Maszyny i urządzenia budowlane	-35%	-64%	+59%
Maszyny do produkcji materiałów budowlanych	+3%	-52%	+43%
Maszyny i urządzenia górnicze	+17%	-49%	+48%

Wyrost zamówień w wybranych grupach maszyn w przemyśle Niemiec

Tendencje na amerykańskim rynku samochodowym oraz maszyn budowlanych i maszyn rolniczych w okresie od stycznia 2005 do stycznia 2009 przedstawiono odpowiednio na rysunkach 11 i 12. Bliższa analiza tych co kwartalnych danych pokazuje sezonowość sprzedaży na tych, z pozoru tak różnych rynkach. Oczywiście aktualny kryzys gospodarczy jest tu dobrze widoczny.

Tendencje na japońskim rynku maszyn i urządzeń budowlanych oraz obrabiarek – maszyn do produkcji maszyn – przedstawiono na rysunkach 13 i 14. Wyróżnione zostały przy tym zamówienia krajowe oraz zamówienia eksportowe a także odpowiadające im wskaźniki dynamiki wzrostu.



Rys.11. Obroty sprzedaży rynku samochodowego w USA [3]



Rys.12. Obroty sprzedaży na rynku maszyn budowlanych i maszyn rolniczych w USA [3]



Rys.13. Sprzedaż maszyn i urządzeń budowlanych w Japonii, I kw. 2007 do I kw. 2010 [4]



Rys.14. Zamówienia na maszyny do produkcji maszyn – obrabiarki w Japonii, I kw. 2007 do I kw. 2010 [4]

4. Podsumowanie

Przedstawione informacje o rynku maszyn i urządzeń to rezultat działań zrzeszonych w CETOP organizacji krajowych oraz porozumień w ramach International Statistic Committee Area Fluid Power. Spora część informacji pochodzi z International Fluid Power Summit Meeting 21 IV 2009 r. na Targach w Hannowerze i 6 V 2010 r. na Targach w Mediolanie oraz z naszych ogólnodostępnych danych krajowych.

Wydaje się, że analiza tych danych jest możliwa z różnych punktów widzenia, w zależności od miejsca i sytuacji zainteresowanego. W każdym przypadku może ona być pożyteczna, ponieważ mówi o przeszłości i co nieco o teraźniejszości. O ile chodzi o przyszłość to dobrze mieć świadomość, że rynek maszyn i urządzeń ma charakter rynku dóbr inwestycyjnych i stanowi pochodną popytu na rynku dóbr konsumpcyjnych.

Warto zauważyć, że wzrost PKB poniżej 2% praktycznie generuje ujemne przyrosty popytu na rynku maszyn i urządzeń – jako dóbr inwestycyjnych. Dlatego należy uznać jako warunek konieczny, ale nie wystarczający, do funkcjonowania przedsiębiorstwa na rynku, znajomość własnej pozycji i możliwości innych uczestników tego rynku nie tylko ze swojego sektora.

Literatura

- 1. Wiechers R.: EU Mechanical Engineering 2009. Broken Thread. VDMA International Fluid Power Summit Hannower Messe Industrie, 21 April 2009.
- 2. Kienzle H.Ch.: Economic situation of the German Fluid Power Industry. VDMA International Fluid Power Summit Hannower Messe Industrie, 21 April 2009.
- 3. U.S. Economic Trends and Fluid Power Production. National Fluid Power Association, May 2010.
- 4. Fluid Power Industry in Japan. Japan Fluid Power Association. Fluid Power Summit Milano Fair, 6 May 2010.
- 5. Bolzani A.: Global Fluid Power 1998-2008. ISC Area Fluid Power. International Fluid Power Summit Hannower Messe Industrie, 21 April 2009.
- 6. Market Prospect of Fluid Power Industry in China. China Hydraulics, Pneumatics and Seals Association. International Fluid Power Summit Hannower Messe Industrie, 21 April 2009.

- 7. CETOP and ISC area Fluid Power Home Consumptions. CETOP 09.10.2007, 02.03.2008, 22.05.2009, 14.07.2009.
- 8. Economic Magazine Polish Market No 8 (156) 2009.
- 9. Dane GUS. Polska the Times. Gazeta Wrocławska 18 grudnia 2009.
- 10. Dane Instytutu Badań nad Gospodarką Rynkową. Polska the Times. Gazeta Wrocławska 2 sierpnia 2010.
- 11. Kienzle H.Ch.: Economic situation of the German Fluid Power Industry. VDMA. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.

Krajowy, europejski i globalny rynek hydrauliki i pneumatyki w okresie kryzysu gospodarczego

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk – Politechnika Wrocławska, Jolanta Szadkowska – Politechnika Krakowska

Streszczenie. CETOP i ISC Fluid Power Area, do którego należą USA, Chiny, Japonia i Tajwan zbierają, gromadzą, analizują i udostępniają swoim członkom aktualne dane o rynku. W pracy przedstawiono krajowy, europejski i globalny rynek techniki płynowej oraz jego głównych udziałowców: USA, Chiny, Japonię i Niemcy. Pokazano gwałtowność spadku sprzedaży i zamówień wyrobów hydrauliki i pneumatyki, będący rezultatem olbrzymiego spadku produkcji maszyn i urządzeń. Analiza sektora hydrauliki i pneumatyki opiera się na porównaniach sprzedaży i zamówień z lat 2007 do 2006, 2008 do 2007, 2009 do 2008. Przedstawiono również najnowsze dane porównawcze pierwszego kwartału 2010 do 2009. Świadczą o stopniowym przezwyciężaniu kryzysu na rynku wyrobów hydrauliki i pneumatyki – dotyczy to szczególnie krajów CETOP, w tym także Polski.

1. Rynek techniki płynowej – globalny i europejski

W ciągu ostatniej dekady rynek wyrobów i usług rozwinął się i nastąpiły na nim istotne zmiany udziałów. Obroty rynku hydrauliki wzrosły o prawie 35% i osiągnęły w 2008 roku wartość 22 mld EURO (rys. 1). Zmieniły się też udziały głównych uczestników tego rynku: ponad 7-krotnie wzrósł udział Chin a kraje zrzeszone w CETOP są liderem na tym rynku.



Obroty rynku pneumatyki zmieniły się w tym okresie zaledwie o 5%, ale nastąpiła diametralna zmiana głównych udziałowców. Udział Chin w pneumatyce wzrósł prawie 15-krotnie. Znacznie zmalały udziały USA i Japonii, wynika to jednak głównie z przechodzenia na bardziej zaawansowane technologie i przesuwanie produkcji maszyn i urządzeń do innych krajów.

Kryzys gospodarczy, który wystąpił w 2008 roku spowodował załamanie się rynku maszyn i urządzeń i ich komponentów.

Dla porównania, wartość obrotów na rynku hydrauliki maszynowej stanowi około 7% PKB Polski i 16-18% wartości sprzedaży światowego sektora elementów elektroniki.



Rys.2. Rozwój rynku pneumatyki i jego główni udziałowcy [1]

Kryzys gospodarczy zapoczątkowany w 2008 roku spowodował załamanie się rynku maszyn i urządzeń i co oczywiste rynku ich komponentów, a więc wyrobów i usług techniki płynowej (rys. 3). W przypadku hydrauliki sprzedaż krajowa (produkcja własna sprzedana w kraju plus import) w 2009 nastąpił spadek o 36% (rys. 4).



Rys.3. Globalna sprzedaż krajowa wyrobów i usług techniki płynowej [2]

Tabela 1



2000-2009 HOME SALES

Total Hydraulics 2000 Total Hydraulics 2009 Total Hydraulics 2008

Rys.4. Globalna sprzedaż krajowa wyrobów i usług hydrauliki [2]

W przypadku obszaru napędów i sterowań pneumatycznych sprzedaż krajowa w roku 2009 spadła o prawie 40% w stosunku do roku 2008 poniżej poziomu roku 2000.

Na rynku europejskim dominują kraje należące do CETOP – European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee. Należy do CETOP 17 stowarzyszeń producentów, dystrybutorów, ośrodków uniwersyteckich z 16 krajów. W czerwcu 2009 członkostwo w CETOP uzyskała organizacja branży techniki płynowej z Federacji Rosyjskiej. Warto tu bliżej przyjrzeć się potencjałowi gospodarczemu i możliwościom w sferze B+R w 17 krajach stowarzyszonych w CETOP (tabela 1). Łącznie w 2007 roku zamieszkiwało w tych krajach około 550 mln osób, a średni PKB na mieszkańca (w cenach bieżących) był prawie 3-krotnie wyższy niż w Polsce.

Kraj	Liczba ludności (mln)	PKB na jed- nego miesz- kańca (w ce- nach bieżących w tys. USD)	Nakłady sfery B+R w relacji do PKB w % [*]	Pracownicy B+R na 1000 zatrud- nionych*	Nakłady na 1 pracownika B+R (w tys. USD)*
Belgia	10,697	47,468	1,9	7,9	121,414
Czechy	10,408	20,815	1,5	5,2	79,664
Finlandia	5,310	50,931	3,5	16,5	108,497
Francja	61,028	44,550	2,1	$8,2^{**}$	122,639
Hiszpania	45,661	35,185	1,2	5,8	82,526
Holandia	16,433	53,094	1,7	5,5	115,192
Niemcy	82,143	44,519	2,5	7,2	141,746
Norwegia	4,762	94,763	1,5	9,2**	126,480
Polska	38,116	13,861	0,6**	4,5	42,282

Wybrane dane makroekonomiczne krajów CETOP w 2008 roku [9, 10]

Rumunia	21,508	9,518	0,5	2,2	44,981
Słowenia	5,401	17,566	0,5	5,5	33,358
Słowacja	2,029	26,905	1,6	6,1	85,120
Szwajcaria	7,617	64,885	2,9	6,1	143,142
Szwecja	9,214	51,954	3,7	12,6	156,989
Turcja	71,002	8,894	0,8	1,9	89,701
Wlka Brytania	61,446	43,237	1,8	5,8	106,341
Włochy	59,760	38,455	$1,1^{**}$	3,4	110,608
Rosja	141,841	9,518	1,1	6,7	27,408
*- dane z 2006 roku, **- dotyczy roku 2005, ***- brak danych					

Informacje o udziale poszczególnych krajów stowarzyszonych w CETOP w rynkach hydrauliki i pneumatyki w 2008 roku przedstawiono na rysunkach 5 i 6.



Rys.5. Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku hydrauliki o wartości sprzedaży krajowej w 2008 roku 9,9 mld EURO [1]



Rys.6. Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku pneumatyki o wartości sprzedaży krajowej w 2008 roku 3,3 mld EURO [1]

2. Dynamika głównych udziałowców rynku techniki płynowej

Rynek wyrobów i usług techniki płynowej, jako rynek komponentów stanowi pochodną rynków wyrobów finalnych – gotowych i już eksploatowanych maszyn i urządzeń. Na rysunkach 7 do 13 przedstawiono w różnej postaci obroty sektora hydrauliki i pneumatyki w ostatnich kilku latach w Niemczech, USA, Japonii i Chinach, a więc głównych graczy tego rynku.



Rys.7. Rozwój sprzedaży maszyn i urządzeń wyrobów techniki płynowej (hydrauliki i pneumatyki) w Niemczech w latach 1980-2009 [3]



Rys.8. Sprzedaż i nowe zamówienia produktów hydrauliki w Niemczech, w okresie I 2005 do I 2010 [3]







Rys.13. Rozwój przemysłu techniki płynowej w Chinach w latach 2000 do 2009 [6]

Analiza tych danych świadczy jednoznacznie o aktualnych możliwościach i tendencjach. Należy tu się zastrzec, że brak jest tu danych bardzo dynamicznych udziałowców tego rynku - Indii oraz Brazylii.

3. Dynamika sprzedaży i zamówień rynku techniki płynowej

Oprócz danych o sprzedaży wyrobów i usług hydrauliki i pneumatyki w poszczególnych latach na rynkach wewnętrznych, bardzo istotne są informacje o panujących tendencjach. W porozumieniu CETOP i ISC Area Fluid Power

dane takie zbiera się co kwartał w firmach i instytucjach zajmujących się produkcją, serwisem, handlem, badaniami i szkoleniem. Informacje te po przetworzeniu w krajowych organizacjach przekazywane są do CETOP, a następnie są one udostępniane jako informacja zbiorcza – krajom członkowskim, a te z kolei przekazują je bezpośrednio do firm i instytucji.

Poniżej przedstawiono takie dane wskazujące na duże dynamiczne – turbulentne zmiany na rynku hydrauliki maszynowej (rys. 14 do 17) i pneumatyki (rys. 18 do 20).



Rys.14. Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień produktów hydrauliki styczeńmarzec 2007 do 2006 na rynkach krajowych w % [7]



Rys.15. Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień produktów hydrauliki styczeńgrudzień 2008 do 2007 na rynkach krajowych w % [7]



Rys.16. Rozwój dynamiki sprzedaży i zamówień produktów hydrauliki 2009 do 2008 w % [7] Hydraulics Order and Sales Forecast 2010/2009



Rys.17. Prognoza dynamiki sprzedaży i zamówień produktów hydrauliki rok 2010 do 2009 w % [7]



Rys.18. Dynamika sprzedaży produktów pneumatyki rok 2008 do 2007 na rynkach krajowych w % [7]



Rys.19. Rozwój dynamiki sprzedaży i zamówień produktów pneumatyki 2009 do 2008 w % [7]



Rys.20. Prognoza dynamiki sprzedaży na rynku pneumatyki rok 2010 do 2009 w % [7]

4. Podsumowanie

4.1. Jako truizm można uznać stwierdzenie, że posiadanie możliwie szerokiej, aktualnej i wiarygodnej informacji o rynku hydrauliki i pneumatyki jest warunkiem koniecznym, ale nie wystarczającym, dla prawidłowego funkcjonowania i rozwoju firm działających w obszarze techniki płynowej. Jest to szczególnie istotne w okresie burzliwych zmian na rynku wyrobów finalnych – maszyn i urządzeń.

4.2. Pierwotnym i jedynym źródłem tych informacji są firmy zajmujące się produkcją, serwisem, handlem, projektowaniem i sferą B+R szeroko rozumianego sektora hydrauliki i pneumatyki. Instytucje naukowe i organizacje samorządu

gospodarczego oraz stowarzyszenia naukowo-techniczne mogą jedynie zbierać i przetwarzać takie źródłowe informacje.

4.3. Przeszło pięcioletnie doświadczenia Korporacji związane ze zbieraniem stosownych informacji rynkowych przez Korporację dla potrzeb i według zasad CETOP nie napawają optymizmem. Dostarczanie przez firmy wypełnionych ankiet, te zrzeszone w Korporacji a także te, które do niej nie należą, odbywa się z ogromnymi oporami i opóźnieniami. Wymaga wielokrotnych interwencji, próśb, nalegań, tłumaczenia i przekonywania kolejnych przedstawicieli danej firmy. Wszyscy zgodnie twierdzą, że są bardzo zainteresowani takimi informacjami. Korporacja jest natomiast zasypywana prośbami o dane rynkowe, producentów, a szczególnie odbiorców cylindrów, pomp, zaworów itp. Powyższe uwagi nie dotyczą rzecz jasna wszystkich firm i instytucji. Ze znakomitą większością firm członkowskich, i nie tylko, współpraca układa się dobrze, co należy tu podkreślić.

4.4. Dane statystyczne zbierane i przekazywane przez CETOP i FPISC są bardzo ciekawe i użyteczne, nie obejmują jednak takich potęg jak Indie, krajów Ameryki Południowej – np. Brazylii a w Europie m.in. Danii, Austrii, Ukrainy. Wydaje się, że sytuacja ta będzie się powoli zmieniać, a to za sprawą wymienionych wyżej organizacji oraz ponadnarodowych koncernów.

4.5. Przedstawiane dane statystyczne dotyczą sprzedaży na rynku krajowym, to znaczy: własna produkcja na rynek krajowy plus import produktów. Nie uwzględniają te dane eksportu. Daje to niepełny obraz sytuacji gospodarczej. Pozyskiwanie takich informacji w postaci odrębnych danych co do wartości i asortymentu jest niezwykle trudne, chociaż możliwe, czego dowodem są statystyki ASSOFLUID (Włochy) i VDMA (Niemcy).

4.6. Reasumując: będziemy mogli przetrwać burzliwy okres, a może nawet dobrze funkcjonować na rynku hydrauliki i pneumatyki tylko wówczas, gdy będziemy znali własną pozycję i możliwości innych uczestników tego rynku.

Literatura

- 1. Bolzani A.: Global Fluid Power 1998-2008. Fluid Power Summit. Hannover Mese 21.04.2009.
- 2. Bolzani A.: Worldwide Fluid Power 2000-2010. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
- 3. Kienzle H.Ch.: Economic situation of the German Fluid Power Industry. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
- 4. U.S. Economic Trends and Fluid Power Production. National Fluid Power Association. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.

- 5. Fluid Power Industry in Japan. Japan Fluid Power Association. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
- 6. Market Prospect of Fluid Power Industry in China. China Hydraulics, Pneumatics&Seals Association. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
- 7. CETOP and ISC area Fluid Power Home Consumptions (quarterly 2007 to 2010).

Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego

Zygmunt Paszota - Politechnika Gdańska

Streszczenie. Stosowane dotychczas w badaniach naukowych i w praktyce przemysłowej metody oceny strat i sprawności energetycznej obrotowych silników hydraulicznych stosowanych w napędach hydrostatycznych dają błędne rezultaty, ponieważ obarczone są wpływem samych strat na parametry, w funkcji których straty i sprawności są oceniane. Celem pracy było zdefiniowanie w silniku parametrów pracy, rozwijanych mocy, występujących strat i sprawności energetycznej, a także pokazanie ich zależności. W oparciu o analizę przedstawionych definicji i zależności, wyciągnięto wnioski dotyczące badań energetycznych silników.

1. Wprowadzenie

Ocena zachowania energetycznego silnika hydraulicznego to ocena jego sprawności całkowitej $\eta_M = f(n_M, M_M, v)$, a więc ocena sprawności całkowitej η_M w funkcji prędkości n_M i obciążenia M_M wału silnika oraz w funkcji lepkości v cieczy roboczej. Jest to równocześnie ocena wielkości i proporcji strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w silniku, czyli strat decydujących o sprawności mechanicznej η_{Mm} , objętościowej η_{Mv} i ciśnieniowej η_{Mp} silnika, których iloczyn $\eta_M = \eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ decyduje o sprawności całkowitej η_M silnika. Straty energetyczne i odpowiadające im sprawności η_{Mm} , η_{Mv} i η_{Mp} powinny być określane w funkcji parametrów decydujących bezpośrednio o poszczególnych stratach i o poszczególnych sprawnościach.

Projektanci i producenci silników hydraulicznych obrotowych oraz hydrostatycznych układów napędowych nie dysponują jednakże dotychczas narzędziem właściwego określania ich zachowania energetycznego w polu ($0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{Mmax} \rangle$,

 $0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}} \rangle$ zmiany współczynników prędkości i obciążenia wału silnika hydraulicznego oraz w zakresie $v_{min} \le v \le v_{max}$ zmiany lepkości cieczy roboczej zastosowanej w układzie.

Producenci silników hydraulicznych obrotowych powszechnie błędnie oceniają ich sprawności energetyczne i parametry pracy:

- sprawność całkowitą η_M silnika w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11÷14]),
- sprawność całkowitą η_M silnika jako iloczyn sprawności objętościowej $\eta_{M\nu}$ i tzw. "sprawności mechaniczno-hydraulicznej" η_{Mmh} silnika, wszystkich trzech określanych w funkcji tych samych parametrów (np. [11, 12]),
- prędkość obrotową n_M wału silnika w funkcji chłonności Q_M silnika i sprawności objętościowej $\eta_{M\nu}$ silnika określanej, z kolei, w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11, 13]),

- moment M_M na wale silnika w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku i tzw. "sprawności mechaniczno-hydraulicznej" η_{Mmh} silnika (np. [11÷14]),
- chłonność Q_M silnika w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i sprawności objętościowej η_{Mv} określonej, z kolei, w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11÷13]),
- moc użyteczną P_{Mu} wału silnika w funkcji chłonności Q_M silnika i spadku Δp_M ciśnienia w silniku oraz w funkcji sprawności całkowitej η_M silnika określonej, z kolei, w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i spadku Δp_M ciśnienia w silniku (np. [11÷13]).

Badacze silników hydraulicznych błędnie oceniają straty powstające w silniku:

- moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku i prędkości n_M wału silnika,
- sumę momentu M_{Mm} strat mechanicznych i tzw. "momentu strat ciśnieniowych" (wynikającego ze strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w silniku) – w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku i prędkości obrotowej n_M wału silnika,
- natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w silniku (lub w funkcji momentu M_M na wale silnika) i w funkcji prędkości obrotowej n_M wału silnika.

Metody oceny strat i sprawności energetycznej obrotowych silników hydraulicznych, stosowane dotychczas w badaniach naukowych i w praktyce przemysłowej, dają blędne rezultaty, ponieważ obarczone są wpływem samych strat na parametry, w funkcji których straty i sprawności są oceniane.

Nieliczne są informacje producentów właściwie przedstawiające zależność sprawności całkowitej $\eta_M = f(n_M, M_M)$ silnika, czyli w funkcji prędkości n_M i momentu M_M wału silnika przy określonej lepkości ν cieczy oraz przedstawiające wpływ lepkości ν na sprawność całkowitą η_M (np. [10]).

Powszechny jest brak informacji o zależności strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku od lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej zastosowanej w hydrostatycznym układzie napędowym.

Podstawową przyczyną błędnych ocen są utarte poglądy na sposób prowadzenia badań oraz na sposób określania strat energetycznych w pompach i w silnikach hydraulicznych. Sposób ten wynika, między innymi, z perspektywy tradycyjnego odczytywania przez badających bilansu energetycznego hydrostatycznego układu napędowego ilustrowanego wykresem Sankey'a [1÷9]. Dotychczasowy niezadowalający stan jest również efektem stosowania uproszczonych ocen co do istoty zależności poszczególnych strat od parametrów pracy silnika lub pompy i od lepkości cieczy roboczej.

Celem niniejszego opracowania jest więc zdefiniowanie w silniku hydraulicznym obrotowym parametrów pracy, rozwijanych mocy, występujących strat i sprawności energetycznej, a także pokazanie ich złożonych zależności.

W oparciu o analizę przedstawionych definicji i zależności, wyciągnięte zostaną wnioski dotyczące badań charakterystyk energetycznych silników.

- 2. Silnik hydrauliczny obrotowy parametry pracy, moce, straty energetyczne, sprawność energetyczna – definicje i zależności
- **Prędkość obrotowa (kątowa)** n_M (ω_M) wału silnika zmienia się w polu ($0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}} \rangle$) pracy układu napędu hydrostatycznego. Chwilowa wartość n_M (ω_M) jest wymagana przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie). Chwilowa wartość prędkości n_M (ω_M) jest niezależna od chwilowej wartości momentu M_M obciążającego wał silnika, a także niezależna od strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym i w hydrostatycznym układzie napędowym.
- Moment M_M obciążający wał silnika zmienia się w polu ($0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{Mmax}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{Mmax} \rangle$) pracy układu napędu hydrostatycznego. Chwilowa wartość M_M jest wymagana przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie). Chwilowa wartość momentu M_M jest niezależna od chwilowej wartości wymaganej prędkości $n_M (\omega_M)$ wału silnika, a także jest niezależna od strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym i w hydrostatycznym układzie napędowym.
- Lepkość kinematyczna ν cieczy roboczej (oleju hydraulicznego, emulsji olejowo-wodnej) dopływającej do silnika hydraulicznego zmienia się w zakresie $\nu_{min} \leq \nu \leq \nu_{max}$. Chwilowa wartość lepkości ν cieczy w strumieniu dopływającym do silnika jest niezależna od silnika i od strat energetycznych występujących w silniku.
- **Moc użyteczna** P_{Mu} silnika, wymagana na jego wale przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie), jest iloczynem wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika i wymaganej prędkości kątowej ω_M wału:

$$P_{Mu} = M_M \,\omega_M = 2\Pi M_M \,n \tag{1}$$

Moc użyteczna P_{Mu} silnika jest niezależna od strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym i w hydrostatycznym układzie napędowym.

– Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku, występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze", jest funkcją wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika i wymaganej prędkości obrotowej n_M wału. Prędkość n_M wpływa bowiem na siły bezwładności elementów zespołu "wał –komory robocze" a w efekcie – na straty tarcia między tymi elementami w silnikach tłokowych, satelitowych i łopatkowych. Moment M_{Mm} strat jest też, w pewnym stopniu, funkcją lepkości ν cieczy roboczej. Wpływ lepkości

cieczy na straty mechaniczne w zespole "wał–komory robocze" ma miejsce głównie w silnikach tłokowych z cieczą znajdującą się w obudowie (karterze) silnika:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu) \tag{2}$$

– Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w silniku, występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze", jest iloczynem momentu M_{Mm} strat mechanicznych i prędkości kątowej ω_M wału:

$$\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \,\omega_M = 2\Pi M_{Mm} \,n_M \tag{3}$$

– Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika (w miejscu konwersji (zmiany) energii ciśnienia cieczy roboczej w energię mechaniczną zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze"), wymagany przez silnik od napędzającej go cieczy roboczej, musi być większy od momentu M_M obciążającego wał silnika (wymaganego przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie)) w wyniku konieczności zrównoważenia nim także momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze". Moment M_{Mi} jest więc równy sumie momentu M_M na wale i momentu M_{Mm} strat mechanicznych. Moment indykowany M_{Mi} wymaga odpowiedniej wartości iloczynu spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych i teoretycznej chłonności q_{Mt} silnika na obrót wału (teoretycznej objętości roboczej V_{Mt} silnika)) zgodnie z zależnością:

$$\frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}}{2\Pi} = M_{Mi} = M_M + M_{Mm} \tag{4}$$

Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika nie jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i teoretycznej chłonności q_{Mt} silnika na obrót wału.

Do oceny momentu M_{Mi} indykowanego w komorach roboczych silnika można użyć wzoru wyrażającego stosunek momentu M_M obciążającego wał silnika do znanej sprawności mechanicznej η_{Mm} silnika (wzór (11)):

$$\frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}}{2\Pi} = M_{Mi} = \frac{M_M}{\eta_{Mm}}$$
(5)

Z

$$\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, \nu)$$

tzn. wzoru, w którym sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika.

– Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych silnika jest funkcją wymaganego momentu M_{Mi} indykowanego w komorach i teoretycznej chłonności q_{Mi} na obrót wału:

$$\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi M_{Mi}}{q_{Mt}} = \frac{2\Pi (M_M + M_{Mm})}{q_{Mt}}$$
(6)

Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału) jest więc funkcją wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika i momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze". Spadek Δp_{Mi} jest pośrednio funkcją prędkości obrotowej n_M wału oraz funkcją lepkości ν cieczy roboczej, które wpływają (obok M_M) na moment M_{Mm} strat mechanicznych:

$$\Delta p_{Mi} = f(M_M, M_{Mm}) = f(M_M, n_M, \nu) \tag{7}$$

Do oceny spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału) można użyć wzoru ujmującego moment M_M obciążający wał silnika i znaną sprawność mechaniczną η_{Mm} silnika (wzór (11)):

$$\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi M_M}{q_{Mt} \eta_{Mm}} \tag{8}$$

$\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, v)$

z

tzn. wzoru, w którym sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika.

- **Moc** P_{Mi} indykowana w komorach roboczych silnika jest wymagana przez silnik od napędzającej go cieczy w miejscu konwersji (zmiany) energii ciśnienia cieczy roboczej w energię mechaniczną zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze". Moc P_{Mi} jest równa iloczynowi momentu M_{Mi} indykowanego w komorach i prędkości kątowej ω_M wału. Moc P_{Mi} indykowana w komorach roboczych jest sumą mocy użytecznej P_{Mu} (wymaganej na wale silnika przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie)) i mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze":

$$\frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}}{2\Pi} \omega_M = \Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M = P_{Mi} = M_{Mi} \omega_M$$

$$= (M_M + M_{Mm}) \omega_M = P_{Mu} + \Delta P_{Mm}$$
(9)

Moc P_{Mi} indykowana w komorach roboczych silnika nie jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i teoretycznej chłonności q_{Mt} silnika na obrót wału.

Do oceny mocy P_{Mi} indykowanej w komorach roboczych silnika można użyć wzoru wyrażającego stosunek mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika do znanej sprawności mechanicznej η_{Mm} silnika (wzór (11)):
$$P_{Mi} = \frac{P_{Mu}}{\eta_{Mm}} \tag{10}$$

Ζ

$$\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, v),$$

tzn. wzoru, w którym sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika.

– **Sprawność mechaniczna** η_{Mm} **silnika** jest stosunkiem mocy użytecznej P_{Mu} na wale (wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie)) do mocy P_{Mi} indykowanej w komorach roboczych silnika (wymaganej przez silnik od napędzającej go cieczy w miejscu konwersji (zmiany) energii ciśnienia cieczy roboczej w energię mechaniczną zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze"). Sprawność η_{Mm} można również określić stosunkiem momentu M_M na wale silnika do momentu M_{Mi} indykowanego w komorach roboczych:

$$\eta_{Mm} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mi}} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mu} + \Delta P_{Mm}} = \frac{M_M \,\omega_M}{(M_M + M_{Mm}) \,\omega_M} = \frac{M_M}{M_M + M_{Mm}} = \frac{M_M}{M_{Mi}} \tag{11}$$

Sprawność mechaniczna η_{Mm} silnika jest funkcją momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i momentu M_M obciążającego wał. Sprawność η_{Mm} jest więc funkcją momentu M_M i funkcją prędkości obrotowej n_M wału oraz funkcją lepkości ν cieczy roboczej, które wpływają (obok M_M) na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze":

$$\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, \nu)$$
(12)

ponieważ

 $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$

Do oceny sprawności mechanicznej η_{Mm} silnika można również użyć wzoru:

$$\eta_{Mm} = \frac{2\Pi M_M}{\Delta p_{Mi} q_{Mi}} \tag{13}$$

Sprawność mechaniczna η_{Mm} nie jest jednak funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika i teoretycznej chłonności q_{Mt} silnika na obrót wału.

– Natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w silniku, w jego komorach roboczych, uwzględnia 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 następnie odprowadzane na zewnątrz obudowy). Natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w silniku (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót

wału) jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i, w pewnym stopniu, prędkości obrotowej n_M wału oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej:

$$Q_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu) \tag{14}$$

Natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika jest złożoną funkcją momentu M_M i prędkości n_M wału silnika oraz lepkości ν cieczy roboczej tzn. parametrów niezależnych od silnika i od występujących w nim strat. Wpływający bezpośrednio na $Q_{M\nu}$ (wzór (14)) spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych jest bowiem funkcją (wzór (6)) momentu M_M wału i momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał –komory robocze", zaś moment M_{Mm} strat (wzór (2)) jest z kolei funkcją momentu M_M i prędkości n_M wału silnika oraz lepkości ν cieczy roboczej. Jednocześnie, wpływ prędkości n_M wału i lepkości ν cieczy roboczej na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych różni się od wpływu n_M i ν na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze". Bezpośrednia ocena zależności natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika od momentu M_M i prędkości n_M wału silnika oraz od lepkości ν cieczy byłaby więc bezpodstawna i błędna, ponieważ byłaby obarczona złożonym wpływem momentu M_{Mm} strat mechanicznych.

– Moc $\Delta P_{M\nu}$ strat objętościowych w silniku, w jego komorach roboczych, jest (przy założeniu, że straty objętościowe zewnętrzne są małe i pomijalne z energetycznego punktu widzenia) iloczynem spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach:

$$\Delta P_{M\nu} = \Delta p_{Mi} \ Q_{M\nu} \tag{15}$$

– **Chłonność** Q_M silnika, wymagana przez silnik od napędzającej go cieczy, musi być większa od natężenia równego iloczynowi q_{Mt} n_M (wynikającego z teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału i z prędkości obrotowej n_M wału silnika wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie)) w wyniku konieczności zrównoważenia nią także natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika. Chłonność Q_M jest więc równa sumie natężenia q_{Mt} n_M oraz natężenia Q_{Mv} :

$$Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{M\nu} \tag{16}$$

Do oceny chłonności Q_M silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału) można użyć wzoru ujmującego prędkość obrotową n_M wału silnika wymaganą przez napędzaną silnikiem maszynę i znaną sprawność objętościową $\eta_{M\nu}$ silnika (wzór (23)):

$$Q_M = \frac{q_{Mt} n_M}{\eta_{My}} \tag{17}$$

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

37

Z

tzn. wzoru, w którym sprawność objętościowa η_{Mv} jest określona w funkcji parametrów wpływających na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych występujących w komorach roboczych i w funkcji prędkości obrotowej n_M silnika.

- Moc P_{Mci} cieczy roboczej konsumowana przez silnik w komorach roboczych jest wymagana przez silnik od napędzającej go cieczy jako różnica między mocą p_{M1i} Q_M cieczy dopływającej do komór roboczych z kanału dopływowego a mocą p_{M2i} Q_M cieczy odpływającej z komór do kanału dopływowego. Przy założeniu, że straty objętościowe zewnętrzne są małe i pomijalne z energetycznego punktu widzenia, można bowiem przyjąć, że natężenie strumienia odpływającego od komór jest równe natężeniu Q_M strumienia dopływającego do komór. Moc P_{Mci} można więc określić jako iloczyn spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych i chłonności Q_M silnika. Moc P_{Mci} musi być większa od mocy P_{Mi} indykowanej w komorach (wymaganej przez silnik od napędzającej go cieczy w miejscu konwersji (zmiany) energii ciśnienia cieczy roboczej w energię mechaniczną zespołu konstrukcyjnego "wał-komory robocze") w wyniku konieczności zrównoważenia nią także mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach. Moc P_{Mci} jest więc równa sumie mocy P_{Mi} i mocy ΔP_{Mv} :

$$P_{Mci} = p_{M1i} Q_M - p_{M2i} Q_M = \Delta p_{Mi} Q_M = \Delta p_{Mi} (q_{Mt} n_M + Q_{Mv})$$
$$= \Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M + \Delta p_{Mi} Q_{Mv} = P_{Mi} + \Delta P_{Mv}$$
(18)

Moc P_{Mci} cieczy roboczej konsumowana przez silnik w komorach roboczych jest sumą mocy użytecznej P_{Mu} (wymaganej na wale silnika przez napędzaną nim maszynę (urządzenie)), mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika:

$$P_{Mci} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} \tag{19}$$

Po zastąpieniu, w równaniu (19), mocy użytecznej P_{Mu} oraz mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych i mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych ich zależnościami od parametrów i strat, które o nich decydują, uzyskujemy obraz wpływu tych parametrów i strat na moc P_{Mci} konsumowaną w komorach roboczych:

$$P_{Mci} = M_M \,\omega_M + M_{Mm} \,\omega_M + \Delta p_{Mi} \,Q_{Mv}$$

= $M_M \,\omega_M + M_{Mm} \,\omega_M + \frac{2\Pi \left(M_M + M_{Mm}\right)}{q_{Mt}} Q_{Mv}$
= $2\Pi \left(M_M + M_{Mm}\right) \left(n_M + \frac{Q_{Mv}}{q_{Mt}}\right)$ (20)

Do oceny mocy P_{Mci} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik w komorach roboczych można użyć wzoru wyrażającego stosunek mocy P_{Mi} indykowanej w komorach roboczych do znanej sprawności objętościowej η_{Mv} silnika (wzór (23)):

$$P_{Mci} = \frac{P_{Mi}}{\eta_{Mv}} \tag{21}$$

Z

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

tzn. wzoru, w którym sprawność objętościowa η_{Mv} jest określona w funkcji parametrów wpływających na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych występujących w komorach roboczych i w funkcji prędkości obrotowej n_M silnika.

Moc P_{Mci} cieczy roboczej konsumowana przez silnik w komorach roboczych może być oceniona również w oparciu o znajomość mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika oraz o znaną sprawność mechaniczną η_{Mm} (wzór (11)) i o znaną sprawność objętościową η_{Mv} silnika (wzór (23)):

$$P_{Mci} = \frac{P_{Mu}}{\eta_{Mm} \eta_{Mv}} \tag{22}$$

$$z \qquad \eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, \nu)$$

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

tzn. wzorem, w którym sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika, zaś sprawność objętościowa $\eta_{M\nu}$ jest określona w funkcji parametrów wpływających na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych występujących w komorach roboczych i w funkcji prędkości obrotowej n_M silnika.

– **Sprawność objętościowa** η_{Mv} **silnika** jest stosunkiem mocy P_{Mi} indykowanej w komorach roboczych silnika do mocy P_{Mci} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik w komorach:

$$\eta_{Mv} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mci}} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mi} + \Delta P_{Mv}} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M}{\Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M + \Delta p_{Mi} Q_{Mv}}$$

$$= \frac{q_{Mt} n_M}{q_{Mt} n_M + Q_{Mv}} = \frac{q_{Mt} n_M}{Q_M}$$
(23)

Sprawność objętościowa η_{Mv} silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału) jest funkcją natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku i prędkości obrotowej n_M wału silnika. Sprawność η_{Mv} jest więc funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych i funkcją prędkości obrotowej n_M oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej (które wpływają na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych) oraz bezpośrednio funkcją prędkości obrotowej n_M :

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

$$Q_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$$
(24)

ponieważ

- **Straty** Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach silnika są sumą dwu strat ciśnienia to znaczy straty Δp_{Mp1} ciśnienia w kanale dopływowym (między punktem dopływu cieczy do silnika a komorami roboczymi) oraz straty Δp_{Mp2} ciśnienia w kanale odpływowym (między komorami roboczymi a punktem odpływu cieczy od silnika). Straty Δp_{Mp} są funkcją chłonności Q_M silnika oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2} = f(Q_M, \nu) \tag{25}$$

Straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach silnika są złożoną funkcją prędkości n_M i momentu M_M wału silnika oraz lepkości v cieczy roboczej, tzn. parametrów niezależnych od silnika i od występujących w nim strat. Wpływająca bezpośrednio na Δp_{Mp} (wzór (14)) chłonność (natężenie) Q_M silnika jest bowiem funkcją (wzór (16)) prędkości obrotowej n_M wału i natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych. Z kolei, wpływający bezpośrednio na Q_{Mv} (wzór (14)) spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych jest funkcją (wzór (6)) momentu M_M wału i momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał-komory robocze", zaś moment M_{Mm} strat mechanicznych (wzór (2)) jest z kolei funkcją momentu M_M i prędkości n_M wału silnika oraz lepkości ν cieczy roboczej. Jednocześnie, wpływ lepkości v cieczy roboczej na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach różni się od wpływu lepkości ν na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych i od wpływu v na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze". Także wpływ prędkości n_M wału na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych różni się od wpływu n_M na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał-komory robocze". Bezpodstawna i błędna byłaby bezpośrednia ocena zależności strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach silnika od prędkości n_M i momentu M_M wału silnika oraz od lepkości v cieczy roboczej, ponieważ byłaby ona obarczona złożonym wpływem natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych oraz momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał-komory robocze" silnika.

– Moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku, w kanałach silnika, przy założeniu, że straty objętościowe zewnętrzne są małe i pomijalne z energetycznego punktu widzenia, jest iloczynem strat Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach i chłonności Q_M silnika:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} \, Q_M \tag{26}$$

– **Spadek** Δp_M ciśnienia w silniku (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału), wymagany przez silnik od napędzającej go cieczy roboczej, musi być większy od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (wymaganego przez moment M_{Mi} indykowany w komorach) w wyniku konieczności zrównoważenia nim także strat Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika. Spadek Δp_M jest więc równy sumie indykowanego spadku Δp_{Mi} i strat Δp_{Mp} :

$$\Delta p_M = \Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp} \tag{27}$$

Zastępując, w równaniu (27), spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych równaniem (6), otrzymujemy zależność spadku Δp_M ciśnienia w silniku od wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika i od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" oraz od strat Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika:

$$\Delta p_M = \frac{2\Pi \left(M_M + M_{Mm}\right)}{q_{Mt}} + \Delta p_{Mp} \tag{28}$$

Do oceny spadku Δp_M ciśnienia w silniku można użyć wzoru wyrażającego stosunek spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych do znanej sprawności ciśnieniowej η_{Mp} silnika (wzór (37)):

$$\Delta p_M = \frac{\Delta p_{Mi}}{\eta_{Mp}} \tag{29}$$

Z

$$\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}) = f(Q_M, \Delta p_{Mi}, \nu)$$

tzn. wzoru, w którym sprawność ciśnieniowa η_{Mp} silnika jest określona w funkcji parametrów wpływających na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach i w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych.

Spadek Δp_M ciśnienia w silniku może być oceniony również w oparciu o znajomość momentu M_M obciążającego wał silnika oraz o znaną sprawność mechaniczną η_{Mm} (wzór (11)) i o znaną sprawność ciśnieniową η_{Mp} silnika (wzór (37)):

$$\Delta p_M = \frac{2\Pi M_M}{q_{MI} \eta_{MI} \eta_{MI}} \tag{30}$$

z
$$\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, \nu)$$

i $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}) = f(Q_M, \Delta p_{Mi}, \nu)$

tzn. wzorem, w którym sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika, zaś sprawność ciśnieniowa η_{Mp} jest określona w funkcji parametrów wpływających na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach i w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika.

– **Moc** P_{Mc} cieczy roboczej konsumowana przez silnik musi być większa od mocy P_{Mci} (konsumowanej przez silnik w komorach roboczych silnika) w wyniku konieczności zrównoważenia nią także mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika. Moc P_{Mc} jest więc równa sumie mocy P_{Mci} i mocy ΔP_{Mp} strat. Moc P_{Mc} wynika z iloczynu spadku Δp_M ciśnienia w silniku i chłonności Q_M silnika:

 $P_{Mc} = \Delta p_M Q_M = (\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}) Q_M = \Delta p_{Mi} Q_M + \Delta p_{Mp} Q_M = P_{Mci} + \Delta P_{Mp}$ (31) Moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowana przez silnik jest sumą mocy użytecznej P_{Mu} (wymaganej na wale silnika przez napędzaną nim maszynę (urządzenie)), mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze", mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika:

$$P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}$$
(32)

Po zastąpieniu, w równaniu (32), mocy użytecznej P_{Mu} oraz mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych, mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych ich zależnościami od parametrów i strat, które o tych mocach decydują, uzyskujemy obraz wpływu parametrów i strat na moc konsumowaną P_{Mc} :

$$P_{Mc} = M_{M} \omega_{M} + M_{Mm} \omega_{M} + \Delta p_{Mi} Q_{Mv} + \Delta p_{Mp} Q_{M}$$

= $M_{M} \omega_{M} + M_{Mm} \omega_{M} + \frac{2\Pi (M_{M} + M_{Mm})}{q_{Mt}} Q_{Mv} + \Delta p_{Mp} (q_{Mt} n_{M} + Q_{Mv})$
= $2\Pi (M_{M} + M_{Mm}) \left(n_{M} + \frac{Q_{Mv}}{q_{Mt}} \right) + \Delta p_{Mp} (q_{Mt} n_{M} + Q_{Mv})$ (33)

Wyrażenie opisujące moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowaną przez silnik można również uzyskać z iloczynu spadku Δp_M ciśnienia w silniku (wzór (28)) i chłonności Q_M silnika (wzór (16)):

$$P_{Mc} = \Delta p_M Q_M = \left[\frac{2\Pi \left(M_M + M_{Mm}\right)}{q_{Mt}} + \Delta p_{Mp}\right] \left(q_{Mt} n_M + Q_{Mv}\right)$$
(34)

Wyrażenia (33) i (34) są równoważne.

Do oceny mocy P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik można użyć wzoru wyrażającego stosunek mocy P_{Mci} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik w komorach roboczych do sprawności ciśnieniowej η_{Mp} silnika (wzór (37)):

$$P_{Mc} = \frac{P_{Mci}}{\eta_{Mp}} \tag{35}$$

Z

$\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}) = f(Q_M, \Delta p_{Mi}, \nu)$

tzn. wzoru, w którym sprawność ciśnieniowa η_{Mp} jest określona w funkcji parametrów wpływających na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach i w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika.

Moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowana przez silnik może być oceniona również w oparciu o znajomość mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika oraz o znaną sprawność mechaniczną η_{Mm} (wzór (11)), o znaną sprawność obję-

tościową $\eta_{M\nu}$ (wzór (23)) i o znaną sprawność ciśnieniową η_{Mp} silnika (wzór (37)):

$$P_{Mc} = \frac{P_{Mu}}{\eta_{Mn}\eta_{M\nu}\eta_{Mp}} \tag{36}$$

 $z \qquad \qquad \eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, \nu)$

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

 $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}), = f(Q_M, \Delta p_{Mi}, \nu)$

We wzorze (36), sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika. Z kolei sprawność objętościowa $\eta_{M\nu}$ jest określona w funkcji parametrów wpływających na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych występujących w komorach roboczych i w funkcji prędkości obrotowej n_M wału silnika. Natomiast sprawność ciśnieniowa η_{Mp} jest określona w funkcji parametrów wpływających na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej występujące w kanałach i w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika.

– **Sprawność ciśnieniowa** η_{Mp} **silnika** jest stosunkiem mocy P_{Mci} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik w komorach roboczych do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik:

$$\eta_{Mp} = \frac{P_{Mci}}{P_{Mc}} = \frac{P_{Mci}}{P_{Mci} + \Delta P_{Mp}} = \frac{\Delta p_{Mi} Q_M}{\left(\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}\right) Q_M} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_M}$$
(37)

Sprawność ciśnieniowa η_{Mp} może więc być przedstawiona jako stosunek spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych do spadku Δp_M ciśnienia w silniku.

Sprawność ciśnieniowa η_{Mp} silnika jest funkcją strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach silnika i spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika. Sprawność η_{Mp} jest więc funkcją chłonności Q_M silnika i funkcją lepkości v cieczy roboczej (które wpływają na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach) oraz funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika:

$$\eta_{Mp} = f\left(\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}\right) = f\left(Q_M, \Delta p_{Mi}, \nu\right)$$
(38)

ponieważ:

i

$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v).$$

– Sprawność całkowita η_M silnika jest stosunkiem mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika, wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie), do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik:

$$\eta_M = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = \frac{M_M \,\omega_M}{\Delta p_M \,Q_M} = \frac{2\Pi \,M_M \,n_M}{\Delta p_M \,Q_M} \tag{39}$$

Zastępując, we wzorze (39), moc P_{Mc} konsumowaną przez silnik równaniami opisującymi jej zależność od mocy użytecznej P_{Mu} oraz od mocy ΔP_{Mm} , ΔP_{Mv} i ΔP_{Mp} strat energetycznych w silniku (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału), otrzymujemy wyrażenia opisujące sprawność całkowitą η_M silnika jako funkcję strat: w nawiązaniu do równania (32):

$$\eta_M = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}}$$
(40)

w nawiązaniu do równania (33):

$$\eta_{M} = \frac{2\Pi M_{M} n_{M}}{2\Pi \left(M_{M} + M_{Mm}\right) \left(n_{M} + \frac{Q_{Mv}}{q_{Mt}}\right) + \Delta p_{Mp} \left(q_{Mt} n_{M} + Q_{Mv}\right)}$$
(41)

w nawiązaniu do równania (34):

$$\eta_{M} = \frac{2\Pi M_{M} n_{M}}{\left[\frac{2\Pi \left(M_{M} + M_{Mm}\right)}{q_{Mt}} + \Delta p_{Mp}\right] \left(q_{Mt} n_{M} + Q_{Mv}\right)}$$
(42)

Wyrażenia (41) i (42) są równoważne.

Sprawność całkowita η_M silnika jest więc funkcją momentu M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze", natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych występujących w komorach roboczych oraz strat Δp_{Mp} ciśnienia występujących w kanałach silnika. Sprawność η_M jest jednocześnie funkcją momentu M_M na wale i prędkości n_M wału silnika (wymaganych przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie)):

$$\eta_M = f(M_{Mm}, Q_{M\nu}, \Delta p_{Mp}, M_M, n_M)$$
(43)

Moment $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ strat mechanicznych tarcia elementów w zespole "wał–komory robocze" silnika jest funkcją wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika. W silnikach tłokowych, satelitowych i łopatkowych, moment M_{Mm} strat jest również funkcją wymaganej prędkości n_M wpływającej na siły bezwładności elementów zespołu "wał–komory robocze" a w efekcie – na siły tarcia między tymi elementami. W szczególności w silnikach tłokowych, z cieczą roboczą znajdującą się w obudowie (karterze), moment M_{Mm} strat jest także funkcją lepkości v cieczy, która wpływa na tarcie między elementami zespołu "wał–komory robocze" a cieczą.

Natężenie $Q_{M\nu} = f (\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i, w pewnym stopniu, funkcją prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej.

Straty $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$ ciśnienia cieczy roboczej w kanałach silnika są funkcją chłonności Q_M silnika oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej.

Chcąc ocenić zależność sprawności całkowitej η_M silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału) od parametrów niezależnych od strat w silniku, czyli ocenić η_M jako funkcję wymaganego momentu M_M i wymaganej prędkości n_M wału silnika oraz jako funkcję lepkości v cieczy roboczej, można posłużyć się iloczynem sprawności mechanicznej η_{Mm} , sprawności objętościowej η_{Mv} i sprawności ciśnieniowej η_{Mp} silnika:

$$\eta_M = f(M_M, n_M, \nu) = \eta_{M_m} \eta_{M_\nu} \eta_{M_p}$$

$$\tag{44}$$

z $\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, v)$, ponieważ: $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ (równanie (12)),

 $\eta_{Mv} = f(Q_{Mv}, n_M) = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v), \quad \text{ponieważ: } Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ (równanie (24))

i
$$\eta_{Mp} = f (\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}) = f (Q_M, \Delta p_{Mi}, v)$$
, ponieważ $\Delta p_{Mp} = f (Q_M, v)$
(równanie (38)).

W równaniu powyższym, opisującym sprawność całkowitą η_M , sprawność mechaniczna η_{Mm} jest określona w funkcji parametrów wpływających na moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" oraz w funkcji momentu M_M obciążającego wał silnika. Sprawność objętościowa $\eta_{M\nu}$ jest określona w funkcji parametrów wpływających na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych występujących w komorach roboczych oraz w funkcji prędkości obrotowej n_M wału silnika. Sprawność ciśnieniowa η_{Mp} jest określona w funkcji parametrów wpływających na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach oraz w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika.

Po zastąpieniu, w równaniu (44), η_{Mm} zależnością (13), $\eta_{M\nu}$ zależnością (23) i η_{Mp} zależnością (37), uzyskujemy wyrażenie opisujące sprawność η_M silnika jako stosunek mocy P_{Mu} użytecznej silnika do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik, a więc wyrażenie potwierdzające prawidłowość wyrażeń opisujących η_{Mm} , $\eta_{M\nu}$ i η_{Mp} :

$$\eta_{M} = f(M_{M}, n_{M}, \nu) = \eta_{Mm} \eta_{M\nu} \eta_{Mp} = \frac{2\Pi M_{M}}{\Delta p_{Mi} q_{Mt}} \frac{q_{Mt} n_{M}}{Q_{M}} \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{M}} = \frac{2\Pi M_{M} n_{M}}{Q_{M} \Delta p_{M}} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}}$$

$$\tag{45}$$

W równaniu (45), wymagana przez silnik chłonność Q_M (równanie (17)) jest funkcją:

$$Q_M = \frac{q_{Mt} n_M}{\eta_{My}}$$

z $\eta_{Mv} = f(Q_{Mv}, n_M) = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$, ponieważ: $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$, zaś wymagany przez silnik spadek Δp_M ciśnienia (równanie (30)) jest funkcją:

$$\Delta p_M = \frac{2\Pi M_M}{q_{Mt}\eta_{Mm}\eta_{Mp}}$$

z
$$\eta_{Mm} = f(M_{Mm}, M_M) = f(M_M, n_M, v)$$
, ponieważ: $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$,

i
$$\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mp}, \Delta p_{Mi}) = f(Q_M, \Delta p_{Mi}, \nu),$$
 ponieważ: $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, \nu).$

Po zastąpieniu, w równaniu (44), η_{Mm} zależnością (11), $\eta_{M\nu}$ zależnością (23) i η_{Mp} zależnością (37), otrzymujemy wyrażenie opisujące sprawność η_M silnika jako iloczyn poszczególnych sprawności opisanych decydującymi o nich stratami oraz parametrami, wśród których Δp_{Mi} i Q_M są jednocześnie funkcjami strat:

$$\eta_{M} = f\left(M_{M}, n_{M}, \nu\right) = \eta_{Mm} \eta_{M\nu} \eta_{Mp} = \frac{M_{M}}{M_{M} + M_{Mm}} \frac{q_{Mt} n_{M}}{q_{Mt} n_{M} + Q_{M\nu}} \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}}$$
(46)

gdzie:

i

$$\begin{split} M_{Mm} &= f\left(M_{M}, n_{M}, v\right) & (równanie (2)), \\ Q_{Mv} &= f\left(\Delta p_{Mi}, n_{M}, v\right) & (równanie (14)), \\ \Delta p_{Mp} &= f\left(Q_{M}, v\right) & (równanie (25)), \\ \Delta p_{Mi} &= \frac{2\Pi \left(M_{M} + M_{Mm}\right)}{q_{Mi}} & (równanie (6)) \end{split}$$

 $Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv} \qquad \text{(rownanie (16))}.$

Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych (równanie (6)) jest funkcją momentu M_M obciążającego wał i momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze". Chłonność Q_M w kanałach silnika (równanie (16)) jest funkcją prędkości n_M wału silnika i natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych.

Wzór (46) pokazuje bezpośrednią zależność momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" od momentu M_M i od prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz od lepkości v cieczy roboczej.

Wzór (46) pokazuje złożoną zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych od momentu M_M obciążającego wał i od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" (spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych zależy od M_M i od M_{Mm} a wpływa bezpośrednio na Q_{Mv}) a także od prędkości n_M wału (wpływającej w zróżnicowany sposób na moment M_{Mm} strat mechanicznych i na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych). Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jest zależne od zróżnicowanego wpływu lepkości v cieczy roboczej: pośrednio – poprzez wpływ v na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i bezpośrednio – poprzez wpływ vna natężenie Q_{Mv} strat w komorach.

Wzór (46) pokazuje także złożoną zależność strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach od prędkości obrotowej n_M wału i od natężenia Q_{Mv}

strat objętościowych w komorach roboczych. Natężenie $Q_{M\nu}$ strat wpływa bowiem na chłonność Q_M silnika (równanie (16)), a jednocześnie $Q_{M\nu}$ w złożony sposób zależy od momentu M_M obciążającego wał i od momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika. Straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach są również zależne od zróżnicowanego wpływu lepkości v cieczy roboczej: pośrednio – poprzez wpływ v na moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" i poprzez wpływ v na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych oraz bezpośrednio – poprzez wpływ v na straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach.

3. Analiza przedstawionych definicji i zależności

1. Moc P_{Mc} konsumowana przez silnik jest sumą mocy P_{Mu} użytecznej wału silnika i mocy trzech odmian strat energetycznych występujących w silniku. Straty występują szeregowo powiększając strumień mocy w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. W efekcie, strumień mocy w silniku rośnie od mocy P_{Mu} użytecznej wału do mocy P_{Mc} cieczy roboczej konsumowanej przez silnik:

$$P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}$$

Straty mechaniczne (i moc ΔP_{Mm}) występują w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze", straty objętościowe (i moc ΔP_{Mv}) występują w komorach roboczych, straty ciśnieniowe (i moc ΔP_{Mp}) występują w kanałach silnika.

- 2. Rysunek 1 przedstawia wykres kierunku wzrostu strumienia mocy w silniku hydraulicznym. Kierunek wzrostu strumienia mocy jest przeciwny do kierunku przepływu mocy w silniku. Wykres zastępuje wykres Sankey'a podziału mocy płynącej w układzie napędowym. Stosowanie wykresu Sankey'a do opisu strumienia mocy płynącej w układach napędowych jest podstawową przyczyną błędnej oceny zależności strat występujących przy przepływie mocy od decydujących o nich parametrów. Wykres Sankey'a sugeruje określanie strat w zespole w funkcji parametrów wejściowych zespołu. Sugestię tę można zauważyć, między innymi, w dotychczasowym sposobie przeprowadzania badań silników hydraulicznych oraz w sporządzanych, na ich podstawie, ocenach strat i sprawności energetycznej silnika. Jednakże parametry wejściowe zespołu zależą od strat w zespole.
- 3. Moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika należy oceniać jako funkcję $M_{Mm} = f$ (M_M, n_M, v) , czyli jako funkcję momentu M_M obciążającego wał silnika i prędkości obrotowej n_M wału oraz jako funkcję lepkości v cieczy roboczej. Przedstawiany w literaturze i w praktyce przemysłowej, obraz momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku jako funkcji $M_{Mm} = f(\Delta p_M, n_M, v)$ czyli,

między innymi, jako bezpośredniej zależności od spadku Δp_M ciśnienia w silniku jest błędny, ponieważ jest on obarczony wpływem samych strat mechanicznych, a ponadto wpływem strat objętościowych występujących w komorach roboczych oraz wpływem strat ciśnieniowych występujących w kanałach silnika.

4. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych występujących w komorach roboczych silnika należy oceniać jako funkcję $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$, czyli jako funkcję spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych i prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz jako funkcję lepkości v cieczy roboczej. Przedstawiany w literaturze i w praktyce przemysłowej, obraz natężenia Q_{Mv} strat objętościowych, jako funkcji $Q_{Mv} = f(\Delta p_M, n_M, v)$, czyli, między innymi, jako bezpośredniej zależności od spadku Δp_M ciśnienia w silniku jest błędny, ponieważ jest obarczony wpływem strat ciśnieniowych występujących w kanałach silnika.



Rys.1.Wykres kierunku wzrostu strumienia mocy w silniku hydraulicznym obrotowym; kierunek wzrostu strumienia mocy jest przeciwny do kierunku przepływu mocy w silniku



Z kolei, obraz natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych jako funkcji $Q_{M\nu} = f(M_M, n_M, \nu)$, czyli, między innymi, jako bezpośredniej zależności od momentu M_M obciążającego wał silnika jest również błędny, ponieważ jest obarczony wpływem strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika.

5. Straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika należy oceniać jako funkcję $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$, czyli jako funkcję chłonności Q_M silnika oraz jako funkcję lepkości v cieczy roboczej.

Moc strumienia rośnie od mocy użytecznej P_{Mu} silnika, wymaganej na jego wale przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie), do mocy P_{Mc} konsumowanej i wymaganej przez silnik od napędzającej go cieczy roboczej.

Wzrost strumienia mocy jest efektem występowania mocy strat występujących w silniku: mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze", mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w kanałach silnika.

Moce ΔP_{Mm} , ΔP_{Mv} *i* ΔP_{Mp} strat są funkcjami parametrów wyjściowych zespołu silnika, w którym straty te występują oraz zróżnicowanymi funkcjami lepkości *v* cieczy roboczej: moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest funkcją momentu M_M i prędkości n_M (ω_M) wału wymaganych od silnika przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie) oraz funkcją lepkości *v* cieczy roboczej, moc ΔP_{Mv} strat objętościowych jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (momentu M_{Mi} indykowanego w komorach roboczych (momentu M_{Mi} indykowanego w komorach) i prędkości obrotowej n_M wału oraz funkcją lepkości *v* cieczy roboczej, moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych jest funkcją chłonności Q_M silnika oraz funkcją lepkości *v* cieczy roboczej.

Moc P_{Mi} indykowana w komorach roboczych: $P_{Mi} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm}$, moc P_{Mci} cieczy roboczej konsumowana w komorach roboczych: $P_{Mci} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv}$, moc P_{Mc} cieczy roboczej konsumowana przez silnik: $P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mw} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}$.

Wykres zastępuje wykres Sankey'a podziału mocy w układach napędowych, będący przyczyną błędnej oceny strat, między innymi, w trakcie badań energetycznych silnika hydraulicznego.

Przedstawiany niekiedy w literaturze i w praktyce przemysłowej, obraz strat Δp_{Mp} ciśnienia jako funkcji $\Delta p_{Mp} = f(n_M, v)$, czyli, między innymi, jako bezpośredniej zależności od prędkości obrotowej n_M wału silnika jest błędny, ponieważ obarczony jest wpływem strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" oraz wpływem strat objętościowych występujących w komorach roboczych silnika.

6. Nie można tworzyć "sumy" momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" oraz tzw. "momentu" strat Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika, a także nie można oceniać takiej "sumy", jako

bezpośredniej zależności od tych samych wybranych parametrów (co jest przyjęte w literaturze i praktyce przemysłowej), ponieważ straty te mają różny charakter i są zależne od różnych parametrów ($M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$, $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$).

- 7. Wpływ lepkości ν cieczy roboczej na:
 - moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika,
 - natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika,
 - straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika

jest zróżnicowany.

Zależność poszczególnych odmian strat od lepkości v cieczy roboczej należy przedstawiać w wyrażeniach opisujących zależność tych strat od innych parametrów, które bezpośrednio na nie wpływają ($M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$, $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$, $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$).

- Sprawność całkowita η_M silnika (o określonej teoretycznej chłonności q_{Mt} 8. na obrót wału), w polu $(0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}})$ zmiany współczynników prędkości i obciążenia wału silnika hydraulicznego oraz w zakresie $v_{min} \le v \le v_{max}$ zmiany lepkości cieczy roboczej zastosowanej w układzie, musi być oceniana jedynie jako funkcja $\eta_M = f(M_M, n_M, v)$, czyli jako funkcja wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika, wymaganej prędkości obrotowej n_M wału oraz jako funkcja lepkości v cieczy roboczej. Moment M_M i prędkość n_M są bowiem parametrami wymaganymi przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie), niezależnymi od silnika i od strat występujących w silniku. Lepkość v cieczy roboczej dopływającej do silnika jest również niezależna od silnika i od strat w silniku. Jednocześnie parametry te (M_M , n_M , ν) w zróżnicowany, bezpośredni lub pośredni, sposób wpływają na straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe występujące w silniku, a także na parametry wewnętrzne decydujące bezpośrednio o stratach: na spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych i decydujący bezpośrednio o natężeniu $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych oraz na chłonność (natężenie) Q_M silnika decydującą bezpośrednio o stratach Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika.
- **9.** Sprawność całkowita η_M silnika, jako funkcja momentu M_M i prędkości n_M wału silnika oraz jako funkcja lepkości ν cieczy roboczej, jest iloczynem sprawności mechanicznej η_{Mm} , sprawności objętościowej $\eta_{M\nu}$ i sprawności ciśnieniowej η_{Mp} silnika:

$$\eta_M = f(M_M, n_M, \nu) = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = \eta_{Mm} \eta_{M\nu} \eta_{Mp}.$$

Każda z trzech sprawności, jako czynnik w iloczynie opisującym sprawność całkowitą, jest oceniana jako funkcja parametrów wpływających bezpo-

średnio na odpowiednie straty oraz jako funkcja parametru, do którego te straty są "dodawane".

10. Sprawność mechaniczną $\eta_{Mm} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mi}} = \frac{M_M}{M_M + M_{Mm}} = f(M_M, n_M, v)$ należy

oceniać jako funkcję parametrów, które wpływają bezpośrednio na moment $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze", czyli jako funkcję wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika i funkcję wymaganej prędkości obrotowej n_M wału oraz jako funkcję lepkości v cieczy roboczej. Jednocześnie sprawność mechaniczna η_{Mm} jest bezpośrednio funkcją momentu M_M obciążającego wał, ponieważ moment M_{Mm} strat mechanicznych jest "dodawany" do momentu M_M , powodując obniżanie sprawności przekazywania mocy w zespole.

11. Sprawność objętościową $\eta_{Mv} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mci}} = \frac{q_{Mt}n_M}{q_{Mt}n_M + Q_{Mv}} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ nale-

ży oceniać jako funkcję parametrów, które wpływają bezpośrednio na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych, czyli jako funkcję spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i funkcję wymaganej prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz jako funkcję lepkości v cieczy roboczej. Jednocześnie sprawność objętościowa η_{Mv} jest bezpośrednio funkcją prędkości obrotowej n_M wału, ponieważ natężenie Q_{Mv} strat objętościowych jest "dodawane" do iloczynu chłonności teoretycznej q_{Mt} na obrót wału i prędkości n_M , powodując obniżanie sprawności przekazywania mocy w komorach.

Chcąc przedstawić sprawność objętościową η_{Mv} silnika, jako czynnik w iloczynie η_{Mm} η_{Mv} η_{Mp} opisującym sprawność całkowitą η_M silnika, czyli przedstawić η_{Mv} , jako złożoną zależność od parametrów (M_M , n_M , v) opisujących sprawność całkowitą η_M oraz zależność od strat mechanicznych w silniku, należy określić natężenie $Q_{Mv} = f (\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ strat objętościowych w komorach z $\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi (M_M + M_{Mm})}{q_{Mt}}$ oraz z momentem M_{Mm}

strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze", jako funkcją $M_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu)$.

12. Sprawność ciśnieniową $\eta_{Mp} = \frac{P_{Mci}}{P_{Mc}} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, \nu)$ należy

oceniać jako funkcję parametrów, które wpływają bezpośrednio na straty Δp_{Mp} ciśnienia w kanałach silnika, czyli jako funkcję chłonności Q_M silnika oraz jako funkcję lepkości ν cieczy roboczej. Jednocześnie sprawność ciśnieniowa η_{Mp} jest bezpośrednio funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika, ponieważ straty Δp_{Mp} ciśnienia

w kanałach silnika są "dodawane" do spadku Δp_{Mi} powodując obniżanie sprawności przekazywania mocy w kanałach.

Chcąc przedstawić sprawność ciśnieniową η_{Mp} silnika, jako czynnik w iloczynie η_{Mm} $\eta_{M\nu}$ η_{Mp} opisującym sprawność całkowitą η_M silnika, czyli przedstawić η_{Mp} jako złożoną zależność od parametrów (M_M , n_M , ν) opisujących sprawność całkowitą η_M oraz zależność od strat mechanicznych i objętościowych w silniku, należy określić straty $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, \nu)$ ciśnienia w kanałach z $Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{M\nu}$, natężenie $Q_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ strat objętościowych w komorach z $\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi \left(M_M + M_{Mm}\right)}{q_{Mt}}$, zaś moment M_{Mm}

strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze" jako funkcję $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$.

13. Złożony jest więc obraz charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu)$ silnika, jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{M\nu} \eta_{Mp}$ trzech sprawności poprawnie opisanych charakterystykami sprawności mechanicznej $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu)$, objętościowej $\eta_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ i ciśnieniowej $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, \nu)$.

4. Wnioski

- 1. Stosowane w badaniach naukowych i w praktyce przemysłowej, metody badań strat i sprawności energetycznej obrotowego silnika hydraulicznego dają błędne oceny, ponieważ:
 - straty i sprawności są oceniane w funkcji parametrów, które jednocześnie od tych strat zależą bądź w funkcji parametrów, które nie mają bezpośredniego wpływu na straty,
 - straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe oraz odpowiadające im sprawności są przedstawiane jako bezpośrednie zależności od tych samych parametrów, chociaż każde z tych strat są funkcją różnych parametrów oraz są różnymi funkcjami lepkości v cieczy roboczej.
- 2. W badaniach strat i sprawności energetycznej silnika hydraulicznego (pompy i hydrostatycznego układu napędowego) należy kierować się wykresem kierunku wzrostu strumienia mocy od wału silnika hydraulicznego do wału pompy.
- **3.** Złożoną metodę oceny charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(M_M, n_M, \nu)$ silnika, jako iloczynu $\eta_{Mm} \eta_{M\nu} \eta_{Mp}$ trzech sprawności poprawnie opisanych charakterystykami sprawności mechanicznej $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, \nu)$, objętościowej $\eta_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$ i ciśnieniowej $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, \nu)$ silnika należy zastąpić metodą oceny sprawności energetycznej silnika opartą na zdefiniowanych współczynnikach k_i strat energetycznych występujących w silniku i w napędzającym silnik układzie. Proponowana ocena sprawności silnika dokonywana jest w ramach oceny sprawności energetycznej hydrostatycznego układu napędowego, w którym silnik jest zastosowany.

4. Metoda oceny charakterystyki sprawności energetycznej silnika hydraulicznego (a także pompy i hydrostatycznego układu napędowego) oparta jest na modelach matematycznych strat, w których każdy rodzaj strat jest funkcją parametrów bezpośrednio na straty wpływających i od tych strat niezależnych. Oceniane są wielkości współczynników k_i strat odnoszące straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe w silniku hydraulicznym (w pompie i w układzie) do wielkości odniesienia: ciśnienia nominalnego p_n układu napędowego, teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy napędzającej układ, teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} i teoretycznego momentu M_{Mt} wału silnika. Współczynniki k_i strat określane są przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej. Jednocześnie określany jest wpływ stosunku ν/ν_n lepkości (lepkości zmieniającej się w zakresie $v_{min} \le v \le v_{max}$) na wartości współczynników k_i strat. Metoda umożliwia ocenę wielkości i proporcji strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku (w pompie i w układzie) oraz ich zależność od lepkości ν cieczy. Znajomość współczynników k_i strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych daje możliwość uzyskania, dzięki zastosowaniu metody numerycznej, obrazu charakterystyki sprawności całkowitej $\eta_M = f(\overline{\omega}_M, \overline{M}_M)$ silnika (pompy i układu) w polu ($\theta \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, \overline{M}_M \rangle$ $0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{Mmax} \rangle$ pracy silnika i przy wybranym stosunku ν / ν_n lepkości cieczy. Jednocześnie określane jest pole ($0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}} \rangle$) pracy silnika (pompy i układu) przy wybranym stosunku ν/ν_n lepkości cieczy roboczej do lepkości odniesienia. Metoda jest dokładna w założeniu i prosta w zastosowaniu. Upraszcza obszerne badania laboratoryjne pomp i silników hydraulicznych. Pozwala na poszukiwanie energooszczędnych konstrukcji maszyn wyporowych. Umożliwia jednocześnie ocenę sprawności energetycznej napędu oraz poszukiwanie energooszczędnych struktur hydrostatycznych układów napędowych.

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 A.Klicha, E.Palczaka i A.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 A.Klicha, E.Palczaka i A.Medera. Biblioteka "Cylinder", Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 141–159, rys. 7, bibliograf. 10 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. 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.
- 4. 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 sterowaniem 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 A.Klicha, A.Kozieła i E.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. Materiały firmy Hägglunds: Product Manual VIKING EN397-3a 1999.
- 11. Materiały firmy Bosch Rexroth AG: RE 91 604/06.03 I AGVM.
- 12. Materiały firmy Parker Hannifin: Catalogue HY30-8223/UK.
- 13. Materiały firmy SAUER DANFOSS: Technical Information 520L0440 Rev AD Dec 2009
- 14. Materiały LABORATOIRE HYDRO LEDUC: Efficiency M series motors

Możliwości poprawy właściwości dynamicznych przetworników elektrohydraulicznych

Andrzej Ławniczak – Politechnika Poznańska

Streszczenie. W pracy przedstawiono możliwości poprawy właściwości dynamicznych serwozaworu poprzez wprowadzenie zmian konstrukcyjnych we wzmacniaczu hydraulicznym typu dysza – przysłona, stanowiącym wzmacniacz wstępny wielu odmian przetworników elektrohydraulicznych.

1. Wprowadzenie

Serwozawory hydrauliczne pojawiły się około 60 lat temu i początkowo stosowano je wyłącznie w technice wojskowej do sterowania napędów rakiet i obrotowych platform radarowych. Po II wojnie światowej nastąpiło bardzo dynamiczne poszerzenie zakresu ich praktycznych zastosowań i dzisiaj są one stosowane szeroko od obrabiarek, samolotów, maszyn zmęczeniowych, do symulatorów lotu, maszyn do przeróbki plastycznej oraz urządzeń mobilnych.

W ciągu wielu lat konstrukcje serwozaworów były systematycznie rozwijane i udoskonalane. Jakkolwiek ich ogólna struktura konstrukcyjna nie uległa zmianie do dnia dzisiejszego, to jednak postęp w zakresie technologii wytwarzania i stosowania nowych materiałów spowodował znaczne polepszenie ich właściwości statycznych, dynamicznych, jak i uzyskiwanych parametrów eksploatacyjnych. Analiza stanu wiedzy na temat rozwoju konstrukcji tych elementów pozwala stwierdzić, że największe zmiany nastąpiły w zakresie silnika momentowego oraz wzmacniacza suwakowego, natomiast stosunkowo najmniej jest zmian dotyczących wzmacniacza wstępnego typu dysza - przysłona. Równocześnie daje się zauważyć rosnące zainteresowanie tego typu wzmacniaczem, tworzącym wraz z silnikiem momentowym tzw. serwozawory jednostopniowe, bez wzmacniacza suwakowego. Uzasadnia to podejmowanie prac badawczych w tym kierunku, których wstępnym etapem jest niniejsze opracowanie. Ma ono dać odpowiedź, najpierw przez analize teoretyczna, na pytanie jakie są możliwości poprawy właściwości dynamicznych tych wzmacniaczy, które do tej pory nie zostały wykorzystane.

2. Budowa serwozaworu

Na rysunku 1 przedstawiono konstrukcję typowego przedstawiciela rodziny serwozaworów, produkowanego przez firmę Rexroth i złożonego z trzech podstawowych zespołów, tj. silnika *m* momentowego 1, wzmacniacza wstępnego typu dysza – przysłona 2 oraz suwakowego wzmacniacza głównego 3.

Przepływ prądu przez cewki 4 silnika momentowego powoduje powstanie momentu wyginającego rurkę sprężystą 6, w wyniku czego wytwarza się różnica ciśnień w komorach czołowych suwaka i następuje jego przesuw otwierający szczeliny przepływowe, poprzez które zasilane są komory robocze

odbiornika. Suwak w swej środkowej części jest połączony mechanicznie za pomocą elementu sprężystego 9 z przysłoną 7, co powoduje powrót przysłony do pierwotnego położenia, wyrównanie ciśnień w obu komorach czołowych suwaka i w konsekwencji jego zatrzymanie. W ten sposób uzyskuje się proporcjonalnie do wielkości prądu zasilającego cewki odpowiadające mu przemieszczenie suwaka, a tym samym przepływ powodujący ruch roboczy zasilanego odbiornika.



Rys.1. Serwozawór dwustopniowy z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym firmy Rexroth

1 – magnes trwały, 2 – wzmacniacz wstępny, 3 – suwak główny, 4 – cewki silnika momentowego, 5 – zwora, 6 – rurka sprężysta, 7 – przysłona, 8 – dysza, 9 – sprężyna sprzężenia zwrotnego

3. Analiza dynamiki serwozaworu

Przepływ sygnałów w serwozaworze można przedstawić za pomocą schematu blokowego pokazanego na rysunku 2.



Rys.2. Uproszczony schemat blokowy serwozaworu z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym

Całkowite wzmocnienie serwozaworu w torze otwartym części objętej sprzężeniem zwrotnym wyraża się zależnością:

$$K = \frac{K_2 \cdot K_S}{K_p \cdot A_S} \tag{1}$$

Poprawę właściwości dynamicznych serwozaworu można uzyskać przez oddziaływanie na każdy ze współczynników występujących we wzorze (1). Jednakże zwiększenie np. współczynnika k_2 poprzez zwiększenie średnicy dyszy lub zwiększenie ciśnienia zasilania prowadzi do pogorszenia sprawności energetycznej serwozaworu. Podobnie poprawa dynamiki przez zmniejszenie powierzchni czołowej suwaka A_s lub zwiększenie sztywności k_s sprężyny sprzężenia zwrotnego również nie jest korzystne ponieważ prowadzi do zmniejszenia przepustowości serwozaworu. Tak więc jedynym racjonalnym sposobem poprawy dynamiki serwozaworu pozostaje oddziaływanie na współczynnik k_p i k_2 wzmacniacza wstępnego w taki sposób, aby uzyskać możliwie duży przepływ sterujący Q we wzmacniaczu wstępnym przy możliwie jak najmniejszym momencie wywieranym przez silnik momentowy, co z kolei pozytywnie wpływa również na częstość drgań własnych wzmacniacza wstępnego.

Taką koncepcję poprawy dynamiki serwozaworu przedstawiono w poglądowy sposób na rysunku 3.



2

Analizując przepływ przez wzmacniacz, można przedstawić w zlinearyzowanej formie zależność przyrostu ciśnienia sterującego Dp_1 , jako funkcji przemieszczenia przysłony Dx w następującej postaci operatorowej:

$$\Delta p_{I}(s) = \frac{p_{I0}}{x_{0}} \cdot \frac{1}{\frac{V \cdot p_{I0}}{E_{0} \cdot Q_{I0}} \cdot s + 1} \cdot \Delta x(s)$$

$$\tag{2}$$

W zależności tej współczynnik *n* przyjmuje wartość n = 1 dla rozwiązania klasycznego, natomiast dla proponowanej nowej wersji jego wartość jest dwukrotnie większa: n = 2. Daje to bardzo poważne możliwości poprawy dynamiki serwozaworu.

Przykładowe wyniki w postaci odpowiedzi serwozaworu na skokowe wymuszenie prądowe silnika momentowego przedstawia rysunek 4.



Rys.4. Odpowiedź dynamiczna wzmacniacza dysza – przysłona na skokowe wymuszenie silnika momentowego

1 – wersja klasyczna, 2 – wersja proponowana

Proponowana wersja umożliwia dwukrotne skrócenie stałej czasowej serwozaworu w porównaniu z wersją klasyczną.

Również pod względem charakterystyk częstotliwościowych proponowane rozwiązanie jest znacznie korzystniejsze od klasycznego.



Rys.5. Charakterystyki amplitudowo i fazowo częstotliwościowe analizowanych wersji serwozaworu

1 – wersja klasyczna, 2 – wersja proponowana

4. Podsumowanie

Uzyskane do tej pory wyniki na drodze teoretycznej są na tyle zachęcające, że uzasadniają podjęcie dalszych prac w tym kierunku, mających na celu opracowanie przydatnych dla zastosowań praktycznych rozwiązań konstrukcyjnych, a następnie zbudowanie prototypu i jego doświadczalną weryfikację.

Proponowany kierunek modernizacji serwozaworu może w znaczący sposób poprawić jego właściwości dynamiczne bez zmniejszania przepustowości, lub też zwiększyć tę przepustowość nie pogarszając dynamiki. Obydwie możliwości mają duże znaczenie dla wielu zastosowań praktycznych, co uzasadnia prowadzenie prac badawczych w tym kierunku.

Literatura

- 1. http://www.boschrexroth.com (2010.06.15)
- 2. http://www.moog.com/products/manifolds/ (2010.06.20)

- 3. Munzinger Ch., Weis M., Herder S.: Intelligentes hydrostatisches Fuhrungssystem. O + P nr 11-12/ 2008.
- 4. Frąckowiak D.: Badania teoretyczne właściwości dynamicznych hydraulicznego wzmacniacza typu dysza – przysłona. Praca doktorska, Poznań 2010.

Zintegrowane układy elektrohydrauliczne

Ryszard Dindorf – Akademia Górniczo-Hutnicza, Politechnika Świętokrzyska, **Piotr Woś** – Politechnika Świętokrzyska, **Jerzy Wołkow**

Streszczenie. W opracowaniu porównano układy elektrohydrauliczne z zewnętrzną i zintegrowaną regulacją cyfrową. Przedstawiono układy elektrohydrauliczne z zewnętrzną regulacją elektroniczną, zawory zintegrowane z elektroniką typu OBE (On-Board Electronic) oraz siłowniki hydrauliczne zintegrowane z regulatorami osi typu IAC (Integrated Axis Controller). Na podstawie interaktywnego systemu katalogowego ICS (Interactive Catalog System) firmy Bosch-Rexroth dobrano i kupiono zintegrowane osie elektrohydrauliczne. Pojedyncza oś elektrohydrauliczna składa się z siłownika typu CS zintegrowanego wewnętrznie z magnetostrykcyjnym systemem pomiaru położenia Novostrictive® oraz zintegrowanego zewnętrznie z 4/3 zaworem rozdzielającym regulacyjnym sterowanym bezpośrednio typu 4WRSE. Takie zintegrowane osie elektrohydrauliczne zostaną wykorzystane do budowy równoległych struktur kinematycznych – hydraulicznych manipulatorów równoległych.

1. Wprowadzenie

Napędy hydrauliczne mają szerokie zastosowanie w różnych dziedzinach techniki, głównie do napędu maszyn, urządzeń, manipulatorów i robotów. Napędy te wykorzystuje się wtedy, gdy wymagane jest pokonanie dużych obciążeń z dużą sprawnością działania. Wymagania stawiane napędom hydraulicznym to dobre właściwości dynamiczne (duża prędkość działania, krótki czas przesterowania, duży współczynnik wzmocnienia prędkości i siły, mała masa ruchomych elementów), duża dokładność pozycjonowania, szeroki zakres regulacji z kompensacją czynników zakłócających, proste sterowanie i komfortowa obsługa (panel sterujący, konsola sterująca, komputer, magistrala sieci komunikacyjnej).

Od połowy XX wieku do napędów hydraulicznych zaczęto wprowadzać elementy elektryczne i elektroniczne. Sterowanie zaworów hydraulicznych rozwijało się od pojedynczych kart wejście/wyjście, poprzez bardziej zaawansowane regulatory PD i PID do obecnie powszechnie stosowanych sterowników programowalnych PLC sprzężonych z komputerami.

Dalszy szybki rozwój techniki serwonapędów elektrohydraulicznych nastąpił wraz z pojawieniem się na rynku zaworów proporcjonalnych sterujących kierunkiem i natężeniem przepływu oraz ciśnieniem czynnika roboczego. Wprowadzenie techniki proporcjonalnej do sterowania elektrohydraulicznego umożliwiło uzyskanie parametrów silników linowych i obrotowych lepiej dostosowanych do warunków eksploatacyjnych maszyn i urządzeń. W latach dziewięćdziesiątych minionego stulecia nastąpił szybki rozwój układów elektrohydraulicznych zintegrowanych z komponentami elektronicznymi i sterowaniem cyfrowym. Sterowanie mikroprocesorowe daje większe możliwości w regulacji napędów hydraulicznych poprzez wprowadzenie bardziej zaawansowanych metod regulacji nieliniowej, inteligentnej, adaptacyjnej.

Wysoko wydajne mikroprocesory rozszerzają strukturę regulacji napędów hydraulicznych. W regulatorach cyfrowych nowej generacji, wykorzystuje się mikroprocesory dużej mocy obliczeniowej, z możliwością komunikacji *on-line* z urządzeniami peryferyjnymi poprzez magistrale sieci komunikacyjnych, np. CANopen, Profibus. Sieć komunikacji w strukturze systemów sterowania elektrohydraulicznego i elektromechanicznego przedstawiono na rysunku 1.

Sieci CANopen firmy Bosch mają zastosowanie w wielu dziedzinach, a w szczególności w systemach obsługi maszyn i urządzeń pracujących jako systemy wbudowane. System CANopen zapewnia współpracę wielu urządzeń, sterowanie urządzeń w czasie rzeczywistym, łatwe dołączanie urządzeń, przyjazną obsługę systemu. Sieć Profibus została opracowana przez firmę SIEMENS i jest przeznaczona do wykorzystania w rozproszonych systemach sterowania i nadzoru. Jej elastyczność pozwala na połączenie odmiennych pod względem funkcjonalności i architektury urządzeń różnych producentów. Węzłami sieci mogą być zarówno proste urządzenia wejścia/wyjścia analogowe i cyfrowe, czujniki lub elementy wykonawcze, jak i komputery, sterowniki swobodnie programowalne, falowniki, czy też terminale operatorskie.



Rys.1. Sieć komunikacji w systemie sterowania [7]

W napędach elektrohydraulicznych stosuje się różne systemy sterowania: modułowe, rozproszone, z zewnętrzną regulacją elektroniczną oraz zintegrowaną regulacją elektroniczną. Integracja napędu elektrohydraulicznego ze sterowaniem elektronicznym jest charakterystyczną cechą rozwoju systemów hydrotronicznych [2].

Na rysunku 2 porównano dwa serwonapędy elektrohydrauliczne z zewnętrzną regulacją elektroniczną i zintegrowaną regulacją elektroniczną.



Rys.2. Porównanie zewnętrznej regulacji i zintegrowanej regulacji elektronicznej serwonapędów elektrohydraulicznych [6]

Firma Bosch Rexroth oferuje nowy poziom inteligentnych sterowników z rodziny Motion Control do serwonapędów elektrohydraulicznych. Program produkcji obejmuje sterowniki HACD dla jednej osi elektrohydraulicznej z regulacją zewnętrzną, sterowniki IAC–P i IAC–R dla jednej z zintegrowanych osi elektrohydraulicznych oraz najwyższej jakości sterowniki HNC100® i MAC-8 do sterowania w czasie rzeczywistym wieloma osiami elektrohydraulicznymi – trzydziestoma dwoma, a nawet prawie nieograniczoną liczbą osi elektrohydraulicznych [4]. Na rysunku 3 przedstawiono układ zewnętrznej regulacji serwonapędu hydraulicznego, który składa się ze sterownika, zaworu proporcjonalnego i siłownika z pomiarem przemieszczenia (położenia), ciśnienia i siły. Na schemacie tego rysunku wyszczególniono sterowniki stosowane w hydraulice Bosch Rexroth:

• Karty regulatora (HACD)

Karta regulatora umożliwia wybór i parametryzację regulatora; nie wymagana jest znajomość oprogramowania; wykorzystuje się panel do wyświetlania i zmiany wartości parametrów regulatora; stosowane są narzędzia operatora: BODACHACD.

• Regulator NC pojedynczej lub kilku osi (HNC 100):

Regulator osi zawiera algorytm regulacji położenia, prędkości i ciśnienia; umożliwia regulację synchroniczną osi; stosowane jest elastyczne programowanie NC, przetwarzanie zmiennych i charakterystyk; interfejs sterowania SERCOS; narzędziem operatora jest program WIN-PED.

• Regulator NC kilku osi (MX 4)

Wysoko wydajny regulator NC dla 32 osi z kompleksową aplikacją; wysokiej jakości system multiprocesorowy; synchronizacja i interpolacja kilku osi.



Rys.3. Schemat zewnętrznej regulacji elektronicznej serwonapędu elektrohydraulicznego

2. Zintegrowane układy elektrohydrauliczne

Postęp w rozwoju sterowania elektrohydraulicznego jest możliwy dzięki integracji regulatorów elektronicznych z zaworami oraz integracji zaworów z siłownikami. Zintegrowane układy elektrohydrauliczne charakteryzują się złożoną strukturą regulacji, dużym stopniem integracji elementów hydraulicznych, mechanicznych, elektronicznych, komunikacyjnych i informatycznych. Wysoko wydajne mikroregulatory rozszerzają funkcjonalność struktury regulacji, np. o diagnostykę parametryczną, która w konwencjonalnych napędach hydraulicznych jest możliwa tylko w wyjątkowych przypadkach.

Producenci wychodząc naprzeciw temu trendowi wprowadzili na rynek zintegrowane i w pełni funkcjonalne elektrohydrauliczne jednostki napędowe. Oferowane są zintegrowane osie elektrohydrauliczne składające się z zaworu, regulatora, siłownika, czujników pomiarowych. Dokładność i powtarzalność pozycjonowania zintegrowanej osi elektrohydraulicznej 0,01 mm związana jest z dużą jakością wykonania, zapewniającą zmniejszenie siły tarcia w uszczelnieniach siłownika oraz optymalizację charakterystyki tarcia stick-slip. Firma Hänchen Hydraulik (Niemcy) wytwarza napędy *Ratio–Drive*, a firma Bibus Hydraulik AG (Szwajcaria) oferuje zintegrowane osie elektrohydrauliczne ze sterowaniem CNC (Computer Numerical Control). Natomiast firma Bosch Rexroth oferuje zawory zintegrowane z elektroniką oraz zintegrowane regulatory osi elektrohydraulicznych [1, 4].

2.1. Zawory zintegrowane z elektroniką

Układ regulacji rozdzielacza proporcjonalnego, składający się z regulatora cyfrowego i wzmacniacza zaworu, porównano na rysunku 4 z rozdzielaczem regulacyjnym zintegrowanym z elektroniką.



Zintegrowany rozdzielacz regulacyjny



Rys.4. Układ regulacji rozdzielacza proporcjonalnego oraz rodzielacz regulacyjny zintegrowany z elektroniką [1]

Zintegrowana inteligentna elektronika OBE (On-Board-Electronic) stosowana jest do rozdzielaczy regulacyjnych o sterowaniu ciągłym. Przekrój rozdzielacza regulacyjnego zintegrowanego z elektroniką (wzmacniaczem indukcyjnego przetwornika położenia) przedstawiono na rysunku 5. Optymalny wybór rozdzielaczy z elektroniką typu OBE zależy od wymaganych funkcji maszyn hydraulicznych. Wybór zintegrowanych zaworów daje korzyść zmniejszenia miejsca do zabudowy systemu sterowania.

System OBE pracuje niezawodnie w trudnych warunkach otoczenia, dlatego jest stosowany w hydraulice mobilnej i stacjonarnej. Zintegrowana elektronika umożliwia optymalizację działania układu zawór–regulator, ograniczenie błędów wynikających z zewnętrznych zakłóceń, zmniejszenie kosztów okablowania, uproszczenie napraw serwisowych lub wymiany. Elektronika OBE stosowana jest w rozdzielaczach regulacyjnych typu WRS. Rozdzielacze regulacyjne typu WRSE mają elektryczne sprzężenie zwrotne, a rozdzielacze regulacyjne typu WRSH mają hydrauliczne sprzężenie zwrotne. Zawory rozdzielające regulacyjne typu WRS mają zwartą kompaktową budowę, charakteryzują się wysoką dynamiką i szybkością działania oraz dużą dokładnością regulacji. Mają możliwość zarówno inkrementalnego (1Vss), jak i absolutnego (SSI) pomiaru przemieszczenia. Zawory regulacyjne sterowane bezpośrednio typu WRSE mają następujące parametry: wielkość nominalna 6 i 10, ciśnienie

pracy $p_{\text{max}} = 315$ bar, nominalne natężenie przepływu $q_v = 10$, 20, 35 l/min, histereza maksymalna 0,05%, częstotliwość pracy 100 Hz przy przesunięciu fazowym -90°, napięcie zasilania VDC 24 V, napięciowa wartość zadana U = ± 10 V lub natężeniowa wartość zadana I = 4-20 mA.



Rys.5. Rozdzielacz regulacyjny zintegrowany ze wzmacniaczem położenia [5] 1 – rozdzielacz 4/3, 2 – cewka elektromagnetyczna b, 3 – cewka elektromagnetyczna z indukcyjnym przetwornikiem położenia, 4 – wzmacniacz przetwornika położenia zaworu

2.2. Zintegrowane serwonapędy elektrohydrauliczne

Schemat zintegrowanego serwonapędu elektrohydraulicznego przedstawiono na rysunku 6. W tym układzie regulacji siłownik jest zintegrowany wewnętrznie z czujnikami (sensorami) przemieszczenia tłoka i ciśnienia w komorach siłownika oraz zintegrowany zewnętrznie z serwozaworem, który jest zintegrowany z regulatorem osi połączonym z siecią CANopen lub Profibus-DP.

Zalety inteligentnej regulacji napędów hydraulicznych spełnia oferta firmy Bosch Rexroth, dotycząca zintegrowanych regulatorów osi typu IAC (Integrated Axis Controller). Siłownik hydrauliczny jest zintegrowany z serwozaworem, który z kolei jest zintegrowany z regulatorem cyfrowym wyposażonym w algorytm regulacji osi elektrohydraulicznej. Zintegrowany serwonapęd elektrohydrauliczny może być wyposażony w czujniki ciśnienia, natężenia przepływu i przemieszczenia. Zintegrowany regulator osi odpowiada standardom komunikacji PFPT (Profile for Fluid Power Technology).

Za pomocą sieci komunikacyjnej CANopen lub Profibus-DP przeprowadza się parametryzację regulatora zaworu, dostosowanie regulatora do systemu oraz przetwarzanie danych regulatora osi. Sterownik non-stop sprawdza stan wejść/wyjść cyfrowych i analogowych. Stan zaworu dostosowuje się za



pomocą algorytmów regulacji w czasie rzeczywistym do przebiegu procesu regulacji albo stanu obciążenia osi elektrohydraulicznej.

Rys.6. Zintegrowany serwonapęd elektrohydrauliczny [1]

Dzięki zintegrowanej regulacji można zredukować dodatkowe moduły systemu sterowania oraz okablowanie. Parametry sterowania i parametry diagnostyczne mogą być przekazywane za pośrednictwem sieci komunikacyjnej Feldbus, z wykorzystaniem narzędzi oprogramowania PC. Dostępne są dwa rodzaje systemów regulacji IAC: IAC-P z proporcjonalnym zaworem rozdzielającym oraz IAC-R z rozdzielaczem regulacyjnym zintegrowanym z regulatorem osi. System IAC-P spełnia funkcję regulacji z uwzględnieniem charakterystyki *p-Q*, siły i natężenia przepływu. System IAC-R spełnia funkcję regulacji z uwzględnieniem charakterystyki *p-Q*, położenia, siły, a także ma ograniczone funkcje NC (Numerical Control). Systemy IAC-P spełniając funkcję regulacji osi są w pełni dostosowane do specyfiki działania napędów elektrohydraulicznych. System IAC-R spełnia rolę elastycznego regulatora osi elektrohydraulicznej wyposażonej w czujniki cyfrowe i analogowe (ciśnienia, położenia i przemieszczenia), współpracuje z systemem komunikacji CANopen lub Profibus-DP.

3. Dobór zintegrowanej osi elektrohydraulicznej

W programach projektu badawczego PO IG 2.1-2, realizowanego w Laboratorium Mechatroniki (Zakład Mechatroniki PŚk.), przyjęte zostało zadanie

badawcze pt.: "Wdrożenie zintegrowanych systemów mechatronicznych w serwonapędach płynowych" [3]. Celem tego zadania jest wdrożenie zintegrowanych mechatronicznych systemów płynowych (hydrotronicznych i pneumatronicznych) do maszyn i urządzeń. Zintegrowane osie elektrohydrauliczne mogą służyć jako autonomiczne osie napędowe do budowy jedno- dwu- i wieloosiowych maszyn manipulacyjnych (manipulatorów kartezjańskich i równoległych) oraz symulatorów, platform i innych.

Do realizacji przyjętego zadania badawczego zakupiono zintegrowane osie elektrohydrauliczne firmy Bosch Rexroth. Pojedyncza zintegrowana oś elektrohydrauliczna składa się z siłownika typu CS zintegrowanego wewnętrznie z magnetostrykcyjnym systemem pomiaru położenia Novostrictive® oraz zintegrowanego zewnętrznie z 4/3 rozdzielaczem regulacyjnym sterowanym bezpośrednio typu 4WRSE. Schemat takiej zintegrowanej osi elektrohydraulicznej zamieszczono na rysunku 7, a jej widok przedstawia rysunek 8.



Rys.7. Schemat zintegrowanej osi elektrohydraulicznej 1 – siłownik, 2 – przetwornik położenia, 3 – rozdzielacz regulacyjny, 4 – regulator



Rys.8. Widok zintegrowanej osi elektrohydraulicznej firmy Bosch Rexroth 1 – siłownik typu CS, 2 – magnetostrykcyjny przetwornik położenia typu TMI, 3 – rozdzielacz regulacyjny typu 4WRSE, 4 – regulator zaworu typu 4WRSE

Dobór elementów zintegrowanej osi elektrohydraulicznej przeprowadzono na podstawie interaktywnego systemu katalogowego ICS (Interactive Catalog System) firmy Bosch-Rexroth. W tabeli 1 zamieszczono parametry siłownika typu CS z przetwornikiem pomiaru przemieszczenia tłoka, w tabeli 2 zamieszczono parametry magnetostrykcyjnego przetwornika położenia typu TMI firmy Novotechnik, a w tabeli 3 zamieszczono parametry rozdzielacza regulacyjnego typu 4WRSE.

Typ CSM1MT4/40/28/250A2X/B1CFUTTF160				
Ozna- czenie	Określenie	Widok		
CS	Cylinder z jednostronnym tłoczyskiem z przetworni- kiem pomiaru przemiesz- czenia			
M1	Typoszereg – odmiana konstrukcyjna według ISO 6020/1			
MT4	Mocowanie obejmą			
40	Średnica tłoka D = 40 mm			
28	Średnica tłoczyska d = 28 mm			
250	Długość skoku L = 250 mm			
А	Głowica i dno łączone kołnierzowo			
2X	20 do 29 niezmienione wy- miary montażowe i przy- łączeniowe			

Parametry siłownika typu	CS z przetwornikiem	pomiaru prz	zemieszczenia tłoka
			Tabela 1

В	Przyłącza przewodów – gwint rurowy według ISO 228/1 EE = G 1/2 D4 = 34 mm	
1	Przyłącza przewodów na głowicy od góry	
С	Tłoczysko chromowane twardo	
F	Mocowanie głowicą przegubową: KK = M16x1,5 CH = 52 mm CN = 20mm	B CN
U	Bez hamownia w skraj- nych położeniach	
Т	Duża jakość wykonania uszczelnienia ze zmniej- szeniem tarcia dla oleju mineralnego HL, HLP (według DIN)	
Т	Magnetostrykcyjny pomiar przemieszczenia tłoka NOVOSTRICTIVE®	
F	Wyjście analogowe VDC 0-10 V	
160	Nominalne ciśnienie $p = 160$ bar	

3.1. Czujnik magnetostrykcyjny położenia typu TMI

Czujniki magnetostrykcyjne typy TMI produkowane są w wersjach do umieszczenia w siłownikach hydraulicznych. Czujniki magnetostrykcyjne służą do pomiaru przemieszczeń liniowych z dokładnością do 1 mikrometra. Zakłócenie pola magnetycznego wytwarzanego w rdzeniu czujnika poprzez ruchomy magnes inicjuje moment skrętu rdzenia i powstanie impulsu ultra-

Tabela 2

dźwiękowego wykrywanego przez specjalną cewkę. Czas od przyłożenia napięcia impulsu prądowego aż do rejestracji fali skrętnej przez przetwornik piezoelektryczny jest proporcjonalny do odległości między magnesem (umieszczonym w tłoku siłownika) i końcem pręta. Pomiar drogi następuje w oparciu o pomiar czasu. Czujniki magnetostrykcyjne typu TMI pozwalają na pomiar przemieszczenia liniowego w zakresie 25-10000 mm przy prędkości liniowej do 10 m/s. Dostępne są wersje tych czujników z wyjściami analogowymi, cyfrowymi oraz sieciowymi (Profibus-DP, DeviceNet, Interbus-S).

Specjalne cechy przetwornika TMI to: zintegrowanie z tłoczyskiem siłownika; bezstykowy magnetostrykcyjny system pomiaru NOVOSTRICTIVE®; duża dynamika połączenia szeregowego "DyMoS" z monitorowaniem transmisji danych; pomiar bezstykowy; nieograniczony czas użytkowania; bez ograniczenia prędkości; liniowość 30 µm; rozdzielczość 0,001 mm niezależnie od skoku; niski współczynnik temperatury < 20 ppm/K (ppm oznacza w j.ang. part per million); odporny na wstrząsy i wibracje; opcjonalnie kabel lub połączenie wtykowe; ciśnienie robocze do 350 bar; analogowy interfejs do programowania przez użytkownika.

Parametry magnetostrykcyjnego	przetwornika	położenia	typu	TMI
firmy No	ovotechnik			

Тур ТМІ 0250 002 111 102				
Parametry	Wartości			
Zakres pomiaru	0-250 mm			
Sygnał wyjściowy	VDC = 0-10 V			
Częstotliwość aktualizacji sygnału wyjściowego	≤ 16 kHz			
Liniowość absolutna	±0,02%			
Rozdzielczość	≤ 0,01%			
Powtarzalność	≤ 0,02%			
Histereza	≤ 0,01%			
Napięcie zasilania	VDC = 24V			
Temperatura pracy	-40+85			
Wilgotność względna	0-100 RH			
Ciśnienie pracy	\leq 350 bar			

3.2. Rozdzielacz regulacyjny typu 4WRSE

Zawory rozdzielające regulacyjne sterowane bezpośrednio typu 4WRSE mają zwartą kompaktową budowę, charakteryzują się dużą dynamiką i szybkością działania oraz dokładnością regulacji. Widok rodzielacza regulacyjnego typu 4WRSE przedstawiono na rysunku 8. Zawory typu 4WRSE charakteryzują się następującymi cechami:

sterowanie kierunkiem i natężeniem przepływu,
- uruchamianie elektromagnesem regulacyjnym,
- centrowanie suwaka sterującego za pomocą sprężyn,
- pomiar przemieszczenia suwaka sterującego za pomocą prztwornika indukcyjnego,
- zinegrowane sterowanie elektroniczne OBE.



Rys.9. Widok rozdzielacza regulacyjnego sterowanego bezpośrednio typu 4WRSE

Parametry rozdzielacza regulacyjnego bezpośredniego działania typu 4WRSE

	Tabela 3					
	Typ 4WRSE6V1 35-31/G24KO/A1V					
Oznaczenie	Określenie					
4W	Czterodrogowy					
RS	Rozdzielacz regulacyjny					
E (OBE)	Zintegrowana elektronika OBE					
6	Wielkość nominalna $d = 6 \text{ mm}$					
V1	Przepływ na drodze: $P \rightarrow A$: $q_v B \rightarrow T$: $q_v/2 P \rightarrow B$: $q_v/2 A \rightarrow T$: q_v Symbol					
_	Zawór z indukcyjnym pomiarem położenia Symbol a G B B C C B B B B B B B B B B B B B B B					

35	Przepływ nominalny $q_{vn} = 35 $ l/min przy $\Delta p = 10$ bar
31	Rodzaj konstrukcji i wielkości przyłączy
G24	Napięcie zasilania DC 24 V
KO	Rodzaj przyłącza elektrycznego
A1	Sygnał wejściowy ±10 V
V	Rodzaj uszczelnienia – dla oleju mineralnego HLP46
v	$(v = 46 \text{ mm}^2, t = 40^{\circ}\text{C})$

Zintegrowane osie elektrohydrauliczne wykorzystane zostaną do budowy hydraulicznych równoległych struktur kinematycznych – hydraulicznych manipulatorów równoległych typu tripod, hexapod, tricept. Podjęto już badania projektowe nad opracowaniem i zbudowaniem hydraulicznego manipulatora równoległego typu tricept [8].

4. Podsumowanie

Integracja w układach sterowania może być rozważana na wielu płaszczyznach: integracja w układach sterowania jako integracja urządzeń automatyki i oprogramowania sterującego, integracja wymiany informacji pomiędzy systemami sterowania a innymi systemami informatycznymi, integracja oprogramowania sterującego z oprogramowaniem wspomagającym projektowanie, integracja operatora procesu z systemem automatyki, integracja regulatora cyfrowego z zaworami i elementami wykonawczymi (aktutorami).

Nowoczesne napędy elektrohydrauliczne wymagają optymalizacji konstrukcji i działania, poprzez integrację elementów hydraulicznych i elektromechanicznych, elektronicznych, regulacyjnych i pomiarowych. Zintegrowane układy elektrohydrauliczne dają korzyści związane ze zmniejszeniem rozmiarów elementów sterujących, instalacji elektrycznej i hydraulicznej, co wiąże się z ograniczeniem strat ciśnienia i przecieków. Integracja elementów sterujących i wykonawczych wiąże się także z miniaturyzacją napędów elektrohydraulicznych.

Postęp w rozwoju sterowania napędów elektrohydraulicznych jest możliwy dzięki ich integracji z regulatorami cyfrowymi. Regulatory cyfrowe nowej generacji są: elastyczne, inteligentne, programowalne, o dużym stopniu miniaturyzacji. Zintegrowane układy elektrohydrauliczne są nowoczesnymi, innowacyjnymi i hydrotronicznymi rozwiązaniami, zastępującymi tradycyjne układy sterowania napędów hydraulicznych.

Literatura

- 1. Catalogue RE 29090. Rexroth IAC-R servo solenoid valve with integrated digital axis controller. Bosch Rexroth.
- 2. Dindorf R.: Mechatronika w napędach płynowych. Rozwój napędów płynowych. Hydraulika i Pneumatyka, 1, 2008.

- 3. Dindorf R.: Rozwój bazy naukowo-badawczej laboratorium mechatroniki w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka. Monografia Biblioteka CYLINDER, KOMAG Gliwice 2009.
- 4. Drive&Control Local, No 3, 2008, Bosch Rexroth.
- 5. Feuser A.: Stationärhydraulik für Maschinen und Anlagen. Neu- und Weiterentwicklungen. Wissensportal Baumaschine. No.1, 2004.
- 6. Katalog RD 00106. Intelligenz für neue Antriebe. Bosch Rexroth.
- 7. Schneider R.: Automation of electro-hydraulic drives. Bosch Rexroth.
- 8. Woś P., Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J.: Koncepcja sterowania manipulatora elektrohydraulicznego typu tricept. XVII Krajowa Konferencja PNEUMA'2010, 6-9 czerwca 2010, Białystok – Hojny Mejera.

Pojęcie równoważności elementów hydrauliki sterującej zmechanizowanych obudów ścianowych

Jan Gil, Krzysztof Rąba, Łukasz Skutela – Kompania Węglowa S.A. - Zakład Remontowo-Produkcyjny, Kazimierz Stoiński – Główny Instytut Górnictwa

Streszczenie. Pojęcie równoważności (substytutu) elementów hydrauliki sterującej zmechanizowanych obudów ścianowych zostało wprowadzone na potrzeby dokonywania zakupów według procedur "przetargu publicznego". Ocena taka jest dokonywana zwykle przez jednostkę notyfikowaną wyłącznie na podstawie parametrów technicznych wyrobu handlowego podobnego typu, do typu wyrobu ujętego w dokumentacji technicznej producenta. Praktyka taka nie uwzględnia badań dodatkowych prowadzonych przez producentów hydrauliki sterującej, którzy współdziałają z konstruktorem i producentem w procesie tworzenia konstrukcji zmechanizowanej obudowy ścianowej. Dodatkowe badania umożliwiają optymalizację konstrukcji w kierunku zwiększenia odporności na obciążenia dynamiczne, jako pochodne wstrząsów górotworu, co ma wpływ na poprawę bezpieczeństwa pracy.

1. Wprowadzenie

Pojęcie "równoważności" (substytutu) elementów hydrauliki sterującej zmechanizowanych obudów ścianowych zostało wprowadzone na potrzeby dokonywania zakupów według procedur "przetargu publicznego". Ocenę taką dokonuje zwykle jednostka certyfikująca wyroby na podstawie parametrów technicznych handlowego wyrobu podobnego typu, do typu wyrobu ujętego w dokumentacji technicznej producenta. Występowanie na rynku wielu wyrobów podobnego typu skutkuje zwykle prawnym wprowadzeniem parametrów technicznych podanych przez producenta wyrobu i posiadającego certyfikat wyrobu według polskiej normy PN-EN 1804-3+A1:2010 [5].

W przeprowadzonej analizie porównawczej najczęściej pomijany jest fakt, że normy z serii PN-EN 1804 [3, 4, 5] wyłączają przypadek ich obowiązywania dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu (aktualnie ponad 50% wydobycia uzyskuje się z pokładów zagrożonych wstrząsami górotworu) oraz prowadzonych badań dodatkowych elementów składowych sekcji, w tym również z całym układem hydrauliki sterującej.

Praktyka taka prowadzi do obniżania bezpieczeństwa pracy obudowy z uwagi na wprowadzenie do obudowy elementów, co do których brak jest podstaw stwierdzających ich pełną przydatność. Pewność taką można dopiero uzyskać przeprowadzając badania dodatkowe, identyczne jakie zostały przeprowadzone przez producentów poszczególnych elementów hydraulicznych, jak również producenta obudowy, w której te elementy zostały zastosowane. Jest to istotne z uwagi, że stanowią one elementy układu podpornościowego zmechanizowanej obudowy ścianowej wymienione w normach z serii PN EN 1804 [3, 4, 5].

Podstawą wprowadzania na rynek zmechanizowanej obudowy ścianowej jest deklaracja zgodności wystawiona przez producenta lub prawnego jego przedstawiciela, najczęściej w oparciu o odpowiedni certyfikat wyrobu wydany przez jednostkę notyfikowaną. Certyfikat obejmuje całą maszynę. W przypadku zmechanizowanej obudowy ścianowej certyfikat obejmuje wszystkie podstawowe elementy składowe, tzn. konstrukcję, hydraulikę siłową, układy sterowania oraz istotne dla bezpieczeństwa wyposażenie dodatkowe.

Wprowadzenie na rynek zmechanizowanej obudowy ścianowej nie jest równoważne z jej dopuszczeniem do eksploatacji. W przypadku jej stosowania w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu powinna ona spełniać wymagania dodatkowe wynikające z konieczności "upodatnienia" obudowy, określone w rozporządzeniu Ministra Gospodarki w sprawie BHP § 440 ust. 2 [6]. Spełnienie wymagań dodatkowych wynikających z "upodatnienia" prowadzi do przystosowania zmechanizowanej obudowy ścianowej do przejmowania dodatkowych obciążeń dynamicznych wynikających z wstrząsu górotworu. Należy zatem konstrukcję sekcji, jak również jej elementy składowe przystosować do tych zwiększonych wymagań dodatkowych w odniesieniu do norm serii PN EN 1804 [3, 4, 5]. Przewidując stosowanie zmechanizowanej obudowy ścianowej w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu przytoczona obudowa, jak również elementy hydrauliki na etapie projektowania, badań i certyfikacji, uwzględniać powinny wymagania dodatkowe, unikając w przyszłości ograniczeń przy wprowadzaniu do eksploatacji wyrobów.

Niniejsza praca przedstawia doświadczenia i stosowane procedury przez Zakład Remontowo-Produkcyjny Kompanii Węglowej S.A. w Bieruniu w zakresie wymagań i badań dodatkowych dla układów sterowania stojakiem zmechanizowanej obudowy ścianowej przeznaczonej do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Uznanie przez producenta zmechanizowanej obudowy ścianowej przeznaczonej do warunków zagrożenia wstrząsami górotworu elementu hydrauliki sterującej za równoważny (substytut) w porównaniu z elementem ujętym w DTR, w świetle dotychczasowych doświadczeń ZRP powinno nastąpić w oparciu o wyniki badań dodatkowych. Wyniki tych badań powinny być zbliżone z uzyskanymi w procesie badania typu obudowy, przeprowadzone według identycznych procedur i o zmianie tych elementów powiadomiona powinna zostać jednostka notyfikowana, która wydała certyfikat na zmechanizowaną obudowę ścianową.

2. Równoważność elementów hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej

Pod pojęciem równoważności elementu i hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej, dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu w oparciu o doświadczenia własne przyjęto, że powinny być spełnione następujące warunki:

- posiadanie certyfikatu wydanego w oparciu o badania pełne według PN EN 1804-3+A1:2010,
- zgodność wymiarów geometrycznych,
- zgodność funkcjonalności,
- uzyskanie porównywalnych wyników w badaniach dodatkowych przeprowadzonych przez producenta elementów hydrauliki sterującej i producenta zmechanizowanej obudowy ścianowej.

Dla hydrauliki sterującej stojakiem hydraulicznym zmechanizowanej obudowy ścianowej pojęcie równoważności dotyczy w szczególności:

- zaworu sterowanego (blok stojakowy),
- zaworu ograniczającego ciśnienie w przestrzeni roboczej stojaka,
- całego układu.

Wymienione elementy decydują o podporności obudowy, a zatem o bezpieczeństwie w ścianie. Badania dodatkowe dla zaworów ograniczających ciśnienie w przestrzeniach roboczych (według PN EN 1804-3+A1:2010 grupa A) obejmują:

- próbę przeciążeniową x2 dla nominalnego ciśnienia roboczego i przy zablokowanym mechanicznie uszczelnieniu,
- próbę współpracy zaworu ze stojakiem, z którym będzie współpracował dla prędkości zaciskania stojaka 2,10,100 mm/min. Ciśnienie powinno być utrzymywane w granicach ±5% w odniesieniu do wartości nastawy,
- określenie wydajności objętościowej zaworu w zależności od ciśnienia zasilania Q = f(P) w zakresie ciśnienia 25 MPa do x2 ciśnienie nominalne nastawy zaworu,
- próbę udaru stojaka z układem sterującym (zawór, zawór sterowany, ciśnieniomierz) do ciśnienia maksymalnego próby (x2 ciśnienie nominalne stojaka).

Badanie dodatkowe dla zaworów sterowanych, tj. blok stojakowy (według PN EN 1804-3+A1:2010 grupa D) obejmuje:

 próbę przeciążeniową x2 dla nominalnego ciśnienia roboczego przestrzeni PT; wymienione badanie przeprowadza producent elementu hydraulicznego.

Cały układ hydrauliczny w sekcji bada producent obudowy. Badanie obejmuje:

– określenie wydajności objętościowej całego układu hydraulicznego zabezpieczającego przestrzeń roboczą stojaka w zależności od ciśnienia PT (charakterystyka Q = f(P)) w zakresie co najmniej 25 MPa do x2 ciśnienia roboczego stojaka; charakterystyka przydatna do określenia "upodatnienia" obudowy według Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP § 440 ust. 2 [6],

 sprawdzenie efektu wzbudzenia się układu sterowania podczas rabowania obudowy rozpartej na stanowisku z podpornością roboczą; próbę przeprowadza się mierząc ciśnienie w bloku stojakowym podczas rabowania; przyrost ciśnienia PT nie powinien przekroczyć 20% połowy ciśnienia zasilania.

3. Wybrane przykłady badań dodatkowych

Badania dodatkowe zostały przeprowadzone zgodnie z procedurą opisaną w punkcie 2 niniejszej pracy dla zmechanizowanej obudowy ścianowej KW-12/31 – PozW2/ZRP [1].

Układ sterowania stojakiem, w który została wyposażona obudowa prezentuje rysunek 1.



Rys.1. Schemat sterowania stojakiem obudowy KW 12/31 POzW2/ZRP

1 – stojak hydrauliczny, 2 – zawór ograniczający ciśnienie, 3 – zawór sterowany (blok stojakowy), 4 – ciśnieniomierz

Badania dodatkowe dla zaworów ograniczających ciśnienie (grupa A według PN EN 1804-3+A1:2010) obejmują:

- Na rysunku 2 oraz 3 przedstawiono różne wykonania elementów posiadających tzw. funkcjonalność, wymienność oraz parametry techniczne. Niestety w wielu przypadkach nie można zamiennie ich stosować. Szczególną uwagę należy zwrócić na bloki stojakowe, różniące się między sobą wyprowadzeniem przyłączy oraz umiejscowieniem otworów mocujących. Skutkuje to tym, że bez dodatkowego przyrządowego nie można zamienne ich stosować.



Rys.3. Zawór sterowany (blok stojakowy): a) wykonanie ze spawanymi przyłączami, b) wykonanie z litego materiału

– Na rysunku 4 przedstawiono charakterystykę wydajności układu ograniczającego ciśnienie w stojaku. Charakterystyka Q = f(P) została wymuszona dla układu sterowania przedstawionego na rysunku 1 i zaworu roboczego typu SP-10 z wykorzystaniem programu ANSSYS CFX [2].





Rys.4. Wymuszona analitycznie charakterystyka wydajności układu sterowania (według rysunku 1), z zaworem SP-10: a) rozkład prędkości cieczy w zaworze, b) rozkład prędkości cieczy w przyłączu zaworu, c) rozkład ciśnienia cieczy, d) charakterystyka wydajności objętościowej układu sterowania

 Na rysunku 5 przedstawiono przykładowe wyniki badań udarem masy stojaka z układem sterowania według rysunku 1 dla przypadku z zaworem SP-10 oraz dla przypadku bez zaworu [8].



Rys.5. Przykładowe wyniki badań stojaka z układem sterowania według rysunku 1 udarem masy: a) bez zaworu, b) z zaworem typu SP-10

 Na rysunku 6 przedstawiono przebiegi ciśnienia jako funkcję czasu podczas rabowania obudowy rozpartej na stanowisku badawczym [7]. Warto zwrócić uwagę na różnice wartości i przebieg w czasie ciśnienia dla różnych układów sterowania.



Rys.6. Przebieg ciśnienia podczas rabowania obudowy w stanowisku badawczym: a) układ sterowania według rysunku 1, b) inny układ sterowania

\$3.5 b 47.0 40.5 34.0 Pd 27. 2 21,0 14.5 8.0 1.5 32.00 32.50 32.40 32.60 33,20 33,40 33,60 33,80 34,00 32.80 33,00 Pzas Det Pet

4. Podsumowanie

Przedstawiona problematyka jest w chwili obecnej aktualna z uwagi na dokonywanie większości zakupów elementów hydrauliki sterującej w formie "przetargu publicznego" i wprowadzenie na potrzeby procedur przetargowych pojęcia "równoważności" (substytutu) w odniesieniu do elementów ujętych w DTR producenta.

Na podstawie doświadczeń własnych, aby nie obniżać poziomu bezpieczeństwa obudowy należy przyjąć, że element hydrauliki sterującej "równoważny" w odniesieniu do ujętego w DTR producenta, jest to wyrób dopuszczony na rynek w oparciu o certyfikat i charakteryzujący się dodatkowymi parametrami technicznymi identycznymi z ujętymi w DTR producenta. Ponadto parametry techniczne powinny być potwierdzone wynikami badań, które będą zbieżne z badaniami przeprowadzonymi przez producenta.

Wprowadzenie elementu "równoważnego" (substytutu) do zmechanizowanej obudowy ścianowej powinno być zgłoszone do jednostki notyfikującej, która wystawiła certyfikat na obudowę.

Przedstawiony sposób postępowania jest zgodny z zapisami norm zharmonizowanych z serii PN EN 1804 [3, 4, 5] oraz Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP § 440 ust. 2 dotyczący "upodatnienia" zmechanizowanej obudowy do warunków zagrożenia wstrząsu górotworu.

5. Wnioski

- Wprowadzane do obudowy elementy lub układy hydrauliczne inne niż ujęte w Instrukcji Obsługi DTR producenta powinny być poprzedzone badaniami równoważnymi. Stanowi to istotny element w przypadku roszczeń użytkownika do producenta w ramach gwarancji czy rękojmi i powinno być również uwzględnione w procesie przetargów publicznych.
- Dokonywane zmiany w układach i elementach hydrauliki sterowniczej nie powinny powodować pogorszenia parametrów technicznych sekcji obudowy zmechanizowanej, a przede wszystkim stopnia bezpieczeństwa pracy załogi.
- Podstawą w każdym przypadku do wprowadzenia do eksploatowanej obudowy zamienników (substytutów) powinien być stosowny wpis do Instrukcji (DTR) oparty o wyniki badań porównywalnych do tych jakie uzyskał producent. O zmianach w DTR powinna zostać powiadomiona jednostka notyfikująca, która wydała certyfikat obudowy.

Literatura

- 1. Dokumentacje użytkowe DTR obudowy KW 12/31–PozW2/ZRP. Gliwice, styczeń 2009.
- 2. Stoiński K. i zespół: Propozycje wymagań, badań oraz procedur wprowadzania do eksploatacji zmechanizowanych obudów ścianowych do warunków zagrożenia wstrząsami górotworu. Ustroń, czerwiec 2010.
- 3. PN-EN 1804-1+A1:2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych, Część 1: Zestawy obudów i wymagania ogólne.
- 4. PN-EN1804-2+A1:2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych, Część 2: Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
- 5. PN-EN1804-3+A1:2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych. Część 3: Hydrauliczne systemy sterowania.
- 6. Rozporządzenie Ministra Przemysłu w sprawie BHP § 440 ust. 2 (Dz.U. 124 poz. 863, 2006).
- 7. Sprawozdanie nr 10/DLB-1/2009. Badanie sekcji obudowy zmechanizowanej KW-12/31-POzW2/ZRP. KOMAG Gliwice, styczeń 2009.
- Sprawozdanie 09-447. Badanie udarem masy stojaka hydraulicznego ø 210x160 z trzema typami zaworów hydraulicznych (SP-12, SP-10 i SP-6). GIG Katowice, grudzień 2009.

Innowacyjne rozwiązania eliminujące połączenia spawane i gwintowane w siłownikach hydraulicznych stosowanych w obudowach zmechanizowanych

Jan Gil, Marian Łabuzek – Kompania Węglowa S.A. - Zakład Remontowo-Produkcyjny Bieruń, Henryk Wencel – konsultant

Streszczenie. Przedstawiono innowacyjne rozwiązania, które eliminują trudne do wykonania połączenia spawane w siłownikach hydraulicznych stosowanych w obudowach zmechanizowanych. Wyeliminowanie połączenia spawanego pozwoli na wytwarzanie siłowników hydraulicznych z materiałów o wyższych parametrach wytrzymałościowych, a które są niespawalne.

1. Wprowadzenie

Zmechanizowana obudowa ścianowa jest odpowiedzialna w ścianie eksploatacyjnej za utrzymanie stropu. O wartości siły podpierającej strop decyduje stojak hydrauliczny, rozparty pomiędzy stropnicą a spągnicą obudowy. Jest to siłownik dwustronnego działania, jedno lub dwuteleskopowy, wykonany zwykle w technice spawanej lub gwintowej [1].

Trudność w wykonaniu połączeń spawanych i gwintowanych w siłownikach spowodowała potrzebę poszukiwania innych rozwiązań – szybszych i łatwiejszych w wykonaniu. Po analizie różnego rodzaju konstrukcji siłowników postanowiono zastosować rozwiązanie w postaci tzw. "pierścienia Wencla" [2].

2. Nowe rozwiązania węzłów połączeniowych w siłownikach

Poniżej przedstawiono metody wyeliminowania tradycyjnych połączeń (spawanych oraz gwintowych) za pomocą nowego rozwiązania wykorzystującego do połączeń poszczególnych elementów siłownika tzw. "pierścienie Wencla".



Rys.1. Węzeł dławica - rdzennik – rozwiązanie tradycyjne

 a) Węzeł dławica-tłoczysko w stojaku dwuteleskopowym:

W większości produkowanych aktualnie siłowników połączenie pomiędzy dławicą (poz. 1), a cylindrem pierwszego stopnia (poz. 2) oraz cylindrem drugiego stopnia (poz. 3) jest realizowane poprzez zastosowanie połączenia gwintowego (poz. 4).

W celu wyeliminowania połączenia gwintowego pomiędzy dławicą (poz. 1), a poszczególnymi cylindrami (poz. 2, poz. 3) ist-





Rys.2. Węzeł dławica - rdzennik – rozwiązanie z pierścieniami Wencla

nieje możliwość zastosowania czterech "pierścieni Wencla" (poz. 5), (rys.2). Uszczelnienie pomiędzy dławicą, a cylindrem realizowane jest za pomocą standardowego zestawu uszczelnień.

b) Węzeł stopa - rura cylindra:

W produkowanych aktualnie siłownikach hydraulicznych połączenie pomiędzy stopą siłownika hydraulicznego (poz. 1), a rurą cylindra (poz. 2) realizowane jest za pomocą połączenia spawanego (poz. 3), (rys. 3.).

W celu wyeliminowania połączenia spawanego pomiędzy stopą siłownika hydraulicznego (poz. 1), a rurą cylindra (poz. 2) istnieje możliwość zastosowania "pierścienia Wencla" (poz. 4) (rys. 4.).

Z poniższego rysunku wynika również, iż istnieje możliwość wyeliminowania połączenia spawanego pomiędzy tłokiem, a cylindrem drugiego stopnia poprzez

zastosowanie przegrody połączonej gwintem z stopą siłownika oraz dodatkowego "pierścienia Wencla".



Rys.3. Węzeł stopa - rura cylindra - rozwiązanie tradycyjne



Rys.4. Węzeł stopa - rura cylindra - rozwiązanie z pierścieniem Wencla

c) Nowatorskie rozwiązanie węzła uszczelniającego cylinder-tłoczysko:

Rozwiązanie to polega na całkowitym wyeliminowaniu dławicy z konstrukcji siłownika hydraulicznego. Po zdemontowaniu stopy siłownika (poz. 1) wraz z "pierścieniem Wencla" (poz. 2), (rys. 5.), uzyskujemy wolną przestrzeń, dzięki której istnieje możliwość zamontowania cylindra drugiego stopnia oraz kompletnego tłoczyska. Uszczelnienia mocowane są bezpośrednio w rowkach naciętych w ściankach cylindra.



Rys.5. Nowatorskie rozwiązanie węzła uszczelniającego cylinder-tłoczysko

3. Pierścienie Wencla

Do wykonania wyżej opisanych nowatorskich rozwiązań należy zastosować dwa typy pierścieni:

- pierścień zewnętrzny (rys. 6),
- pierścień wewnętrzny (rys. 7).



4. Porównanie typowych rozwiązań siłowników z rozwiązaniami wykorzystującymi "pierścienie Wencla"

Porównanie rozwiązań typowych stosowanych dotychczas w budowie siłowników hydraulicznych w odniesieniu do rozwiązań wykorzystujących "pierścienie Wencla" przedstawiono w tabelach (tabele 1, 2, 3).

Porównanie dwóch rozwiązań pod względem możliwości diagnozy uszkodzeń oraz ich naprawy

Tal	bel	la	1

	Ocena uszkodzeń wewnętrznych siłownika	Naprawa uszkodzeń w miejscu użytkowania siłownika
Połączenia spawane lub gwintowane	Utrudniona ze względu na zamkniętą przestrzeń (skomplikowane pomiary)	Brak takiej możliwości
Połączenia z wykorzysta- niem pierścieni Wencla	Po zdemontowaniu stopy uzyskujemy otwartą przestrzeń ułatwiającą pomiary	Istnieje taka możliwość

Porównanie połączeń spawanych z połączeniami wykonanymi za pomocą "pierścieni Wencla"

Tabela	2
--------	---

	Czas wyko- nania	Prostota wykonania	Możliwość łączenia róż- nych gatunków materiałów	Możliwość regeneracji	Latwość wymiany uszkodzonych ele- mentów stojaka, np. stopy
Połączenie spawane	Porównywalny	Skomplikowa- ny sposób wy- konania, wyma- ga utrzymania odpowiednich parametrów spawania	Utrudniona ze względu na róż- ną spawalność stali	Przy honowaniu cy- lindra nie można za- pewnić właściwej ja- kości obróbki w koń- cowym odcinku cylin- dra ze względu na zam- kniętą przestrzeń	Wymiana polega na odcięciu starej stopy, wykonaniu odpowiednich faz oraz przyspawaniu nowej – trudniej- sze wykonanie
Pierścień Wencla	Porównywalny	Łatwiejsze wy- konanie za po- mocą operacji toczenia	Brak ograniczeń w doborze ma- teriałów przy zachowaniu trwałości połą- czenia	Po zdemontowaniu stopy, pilniki honow- nicy mają wybieg po- za cylinder co pozwa- la uzyskać odpowie- dnią jakość obróbki	Wymiana polega na zdemontowaniu pierścienia i zało- żeniu nowej stopy – łatwiejsze wyko- nanie

Porównanie połączeń gwintowych z połączeniami wykonanymi za pomocą "pierścieni Wencla"

Tabela	3

	Czas wyko- nania Narzędzia niezbędne do wykonania połączenia		Prostota wykonania	Prostota montażu	Wpływ montażu na możliwość uszkodzenia uszczelnień	Możliwość regeneracji
Połączenie gwintowe	~90 min	Bardziej skom- plikowany nóż kształtowy do nacięcia gwintu	Wykonanie połączenia gwintowego - bardziej skom- plikowane	Montaż po- łączenia gwin- towego wyma- ga użycia ma- szyny	Większe ryzyko ścięcia uszczelnień przy wkręcaniu	Skompliko- wana (napawanie + nacinanie gwintu)

		Prosty nóż do	Nacięcie row-	Łatwy montaż	Małe ryzyko	Prosta – mo-
eń a	.Е	nacięcia rowka	ka pod pier-	za pomocą	uszkodzenia	żliwość na-
ści ncl	E.		ścień jest	ręcznych	uszczelki typu	cięcia rowka
ier Ve	40		prostsze niż	szczypiec	oring przy	w innym
P P	l		gwintu		wsuwaniu	miejscu
					dławicy	

5. Wnioski

Po analizie powyższych rozwiązań można wyciągnąć wniosek, że proponowany jako nowatorskie rozwiązanie "pierścień Wencla" ma szereg zalet, między innymi prostotę wykonania i montażu oraz co najważniejsze umożliwia wyeliminowanie połączeń spawanych materiałów trudno spawalnych. Dodatkowym atutem może być możliwość całkowitego wyeliminowania dławic w siłownikach hydraulicznych.

Połączenia wykorzystujące tzw. "pierścień Wencla" znajdują się ciągle w fazie prób i końcowa ocena ich przydatności, skuteczności oraz niezawodności może nastąpić dopiero po ich zakończeniu.

Literatura

- 1. Trresberger H., Grawe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Tiefenbach, Katowice 2008.
- 2. Zgłoszenie w Urzędzie Patentowym RP: P.390204 "Pierścień rozprężny".

Identyfikacja uszkodzeń uszczelnień hydrauliki siłowej zmechanizowanych obudów ścianowych

Tomasz Karczewski, Sambor Pawelek, Ryszard Kubiesa – Kompania Węglowa S.A. – Zakład Remontowo-Produkcyjny Bieruń

Streszczenie. W monografii przedstawiono problemy związane z uszkodzeniami uszczelnień siłowników hydraulicznych zmechanizowanych obudów ścianowych występujących w kopalniach Kompanii Węglowej S.A. Podjęto próbę identyfikacji tych uszkodzeń w oparciu o doświadczenia własne oraz celem minimalizacji ich skutków.

1. Wprowadzenie

Hydraulika siłowa stanowi podstawowy element zmechanizowanej obudowy ścianowej odpowiedzialny za jej podporność i bezpieczeństwo [2, 3, 5]. Jakiekolwiek nieprawidłowe jej działanie skutkuje poważną awarią i zwykle znacznymi utrudnieniami w eksploatacji oraz zagrożeniem bezpieczeństwa. Hydraulika siłowa obejmuje stojaki hydrauliczne, podpory stropnicy i inne siłowniki pomocnicze. Dowolne ich uszkodzenia są usuwane na drodze wymiany uszkodzonego siłownika, konieczne jest w takim wypadku zatrzymanie pracy ściany. Na występowanie uszkodzenia hydrauliki siłowej ma wpływ wiele czynników. Najważniejsze z nich to uszkodzenie gładzi cylindrów, tłoczysk oraz uszczelnień.

Stojak hydrauliczny, podpora stropnicy czy inne elementy wykonawcze hydrauliki siłowej oparte są o siłownik hydrauliczny, który w prostej postaci jest przedstawiony na rysunku 1. Podstawowymi elementami siłownika jest cylinder, tłok, dławica, uszczelnienia.



Rys.1. Siłownik hydrauliczny stosowany w obudowach zmechanizowanych

Problematykę uszczelnień opisuje obszernie literatura [6], natomiast w pracy przedmiotem badań były elementy węzłów uszczelniających, a mianowicie:

PP - pierścienie prowadzące,

UT – uszczelnienia tłoka,

PO - pierścienie oporowe,

- PZ pierścienie zgarniające,
- UD uszczelnienie dławicy,
- O uszczelnienie statyczne dwóch nieruchomych powierzchni (najczęściej typ O-ring).

Siłowniki występujące w zmechanizowanych obudowach ścianowych są siłownikami dwustronnego działania (tzn. suwy robocze odbywają się w obydwu kierunkach). Ma to istotny wpływ na pracę uszczelnień i wymaga dobrego stanu powierzchni cylindra i tłoczyska. Czynnikiem roboczym stosowanym do zasilania siłowników są zwykle ciecze hydrauliczne trudno palne typu:

- HFAE jest emulsją koncentratu spreparowanego z olejów mineralnych i dodatków mających na celu poprawić zdolność tworzenia się emulsji, własności smarne, odporność na utlenianie i tworzenie się piany [7],
- HFAS jest to mikroemulsja o dyspersji koloidalnej koncentratu spreparowanego ze związków syntetycznych, zawierającego w swym składzie tylko 10% dodatków w postaci olejów mineralnych dla poprawy własności przeciwzużyciowych [7].

Wpływ na prawidłową pracę uszczelnień ma czystość cieczy (brak zanieczyszczeń w postaci elementów stałych). Ciecz hydrauliczną należy filtrować na poziomie 20-150 µm w zależności od rodzaju sterowania. Ciśnienia robocze siłowników stosowanych w zmechanizowanych obudowach ścianowych mieszczą się w przedziale 25-48 MPa.

Przedmiotem niniejszej pracy jest identyfikacja uszkodzeń uszczelnień hydrauliki siłowej zmechanizowanej obudowy ścianowej. Identyfikacje przeprowadzono w oparciu o losowo wybrany zbiór 100 siłowników z pośród 3000 remontowanych siłowników w 2010 r. przez Zakład Remontowo-Produkcyjny, Kompani Węglowej S.A. w Bieruniu. Identyfikacja uszkodzeń uszczelnień pozwoli w przyszłości wdrożyć procedury dla potrzeb eksploatacyjnych, remontów i usprawnienia konstrukcji, celem minimalizacji liczby awarii.

2. Klasyfikacja i wyniki przeprowadzonej identyfikacji uszczelnień

Identyfikacja uszkodzeń uszczelnień stosowanych w hydraulice siłowej obudów zmechanizowanych polega na ocenie wizualnej zdemontowanych siłowników oraz próbę szczelności przeprowadzanej na siłownikach dostarczonych do remontu. Wyniki pomiarów zapisywane są w specjalnie opracowanej w tym celu tabeli w oparciu o doświadczenia Zakładu Remontowo-Produkcyjnego Kompani Węglowej S.A. w Bieruniu. Uszkodzenia odniesiono do podstawowych elementów uszczelnień, a mianowicie:

- pierścienia zgarniającego rozumianego, jako zniekształcenie krawędzi zgarniającej,
- pierścienia prowadzącego rozumiana, jako zmiana kształtu,
- uszczelnienia dławicy objawiająca się wyciekami podczas próby ciśnieniowej,

- uszczelnienia tłoka powodujące przecieki wewnętrzne i nieutrzymywanie cieśnienia w przestrzeni podtłokowej,
- uszczelnienia statycznego dwóch nieruchomych powierzchni objawiające się wyciekiem cieczy hydraulicznej między dławicą a cylindrem,

oraz uszkodzeń pozostałych elementów siłownika:

- gładzi cylindra i tłoczyska rozumiane, jako nieciągłości powierzchni chromowanej i występowanie korozji,
- uszkodzenia mechaniczne podzespołów siłownika np. skrzywienie tłoczyska.

W każdym z siłowników może wystąpić więcej niż jeden rodzaj uszkodzenia. Zbiorcze wyniki identyfikacji zebrano w tabeli 1.

Wyniki identyfikacji uszkodzeń uszczelnień i prawdopodobne przyczyny	ich
powstawania	

		-			Tabela 1
Rodzaj uszkodzenia	Liczba sztuk	Uszkodzenia Uszkodzenie gładzi (uszko- dzenie ciągło- ści warstwy chromu)	mechaniczne Uszkodzenie elementów siłownika (skrzywienie tłoka itp.)	Zabrudzona ciecz hydrauliczna (czynnik wewnętrzny)	Oddziaływanie piasku, pyłu (czynnik zewnętrzny)
Uszkodzenie pierścienia zgarniającego	82	20	4	0	58
Uszkodzenia pierścienia pro- wadzącego	45	0	35	5	5
Uszkodzenie uszczelnienia dławicy	30	14	0	8	8
Uszkodzenia uszczelnienia tłoka	25	16	0	9	0
Uszkodzenia uszczelnienia statycznego dwóch nieru- chomych po- wierzchni	12	0	12	0	0
Suma	194	50	51	22	71

3. Przykładowe uszkodzenia uszczelnień siłowników hydraulicznych

Rysy występujące na obwodzie pierścienia (rys. 2) mogły powstać w skutek zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej elementami stałymi, jak również wskutek uszkodzenia powierzchni gładzi cylindra hydraulicznego.



Rys.2. Pierścień uszczelniający tłok siłownika



Rys.3. Pierścień uszczelniający tłok

Rozwarstwienie powierzchni pierścienia (rys. 3) powstało prawdopodobnie na skutek wady wewnętrznej materiału.



Rys.4. Uszkodzony pierścień zgarniający

Zabrudzenie tłoczyska było najprawdopodobniej powodem uszkodzenia zgarniacza (patrz wewnętrzna krawędź – rys. 4), co doprowadza zwykle do

utraty funkcjonalności pierścienia i przedostanie się zanieczyszczeń do wewnętrznych uszczelnień.



Rys.5. Pierścień prowadzący

Porysowanie pierścienia prowadzącego (rys. 5) na skutek nieodpowiedniej cieczy hydraulicznej oraz uszkodzenia gładzi cylindra.

4. Prezentacje przykładowych uszkodzeń elementów siłowników

Uszkodzenia warstwy chromu na tłoczyskach i cylindrach oraz skrzywienia tłoczysk, powodują najczęściej uszkodzenia uszczelnień. Uszkodzenie warstwy chromu prowadzi do powstania nierówności, która przyczynia się do uszkodzenia mechanicznego uszczelnień oraz tworzy kanał do przecieku wewnętrznego.

Chromowanie tłoczysk i cylindrów ma na celu zapewnienie odporności na korozje. Obecnie na tłoczyska stosuje się podwójną warstwę chromu (połączenie warstwy miękkiej i twardej). Połączenie takie ma na celu zwiększenie odporności na uszkodzenia mechaniczne. Warstwa twarda (zewnętrzna) zapewnia większą wytrzymałość na ścieranie. Natomiast warstwa miękka (wewnętrzna) zapewnia lepszą odporność na udarność w przypadku np. uderzenia.

W warunkach górniczych warstwa chromu jest narażona na szybkie uszkodzenie poprzez np. bezpośrednie uderzenie odłamkami skalnymi. Uszkodzenia takie najczęściej występują w postaci odprysku, w obrębie którego powstaje ognisko korozji pomimo chromowej powłoki anodowej. Analizując to zjawisko korozji można przypuszczać, iż jest ona wynikiem nieodpowiedniego doboru warstwy ochronnej.

W większości podzespoły siłowników stosowanych w zmechanizowanych obudowach ścianowych są wykonane ze stali o dużej zawartości węgla [1, 4], odpowiednio:

- cylindry ze stali o gatunku 32HA o zawartości węgla 0,28–0,35%,
- tłoczyska ze stali o gatunku 41Cr4 o zawartości węgla 0,38–0,48%.

Mając na uwadze większe powinowactwo chromu względem węgla niż względem tlenu, można przypuszczać, iż w miejscu odprysku zamiast nieprzepuszczalnej warstwy tlenków prawdopodobnie dochodzi do powstania

warstwy węglików (rys. 6). Warstwa węglików jest warstwą przepuszczalną (porowatą) przez co tlen jest w stanie przenikać do materiału chronionego, wskutek czego powstają obszary korozji wżerowej. Obszar taki charakteryzuje się ostrymi i twardymi krawędziami powłoki ochronnej. Krawędzie te w trakcie pracy siłownika skrawają uszczelnienia, co w końcu prowadzi do utraty funkcjonalności uszczelnienia.



Rys.6. Odprysk warstwy chromu

Skrzywienie tłoczyska powoduje nieprawidłowe doleganie uszczelnienia do gładzi i wyciek z dławicy.

Na poniższych rysunkach (rys. 7 i 8) przedstawiono przykładowe uszkodzenia gładzi cylindra oraz skrzywienia tłoczysk.



Rys.7. Uszkodzenie gładzi cylindra przesuwnika sekcji



Rys.8. Skrzywione tłoczysko oraz uszkodzona gładź siłownika przesuwnika sekcji

5. Analiza uszkodzeń uszczelnień hydrauliki siłowej

Na podstawie wyników identyfikacji ujętych w tabeli 1 możemy przyjąć następujące wnioski:



Rys.9. Typowe uszkodzenia uszczelnień

uszkodzenia statyczne (o-ring) następują wyłącznie w wyniku uszkodzeń mechanicznych dławicy.

Rysunek 9 przedstawia częstość występowania typowych uszkodzeń uszczelnień natomiast na rysunku 10 ujęto przyczyny ich występowania.



Rys.10. Przyczyny uszkodzeń uszczelnień

6. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza uszkodzeń wykazała, że decydujący wpływ na powstanie uszkodzeń uszczelnień ma stan powierzchni tłoczyska w mniejszym stopniu cylindra. Należy zatem dążyć w kierunku ochrony tych powierzchni przed uszkodzeniami mechanicznymi, zabrudzeniem oraz korozją.

Warto rozważyć celowość wprowadzenia osłon elastycznych na siłowniki szczególnie istotne dla zmechanizowanej obudowy ścianowej.

Mając na uwadze, że aktualnie około 80% siłowników stosowanych w zmechanizowanych obudowach ścianowych jest zabezpieczona powłoką

chromową, należy rozważyć zastosowanie warstw buforowych pomiędzy chromem, a materiałem wysokowęglowym lub zastosowanie innego materiału na powłokę ochronną.

Należy również rozważyć możliwość stosowania innych materiałów na podzespoły siłownika o ulepszonych właściwościach.

Literatura

- Dobrzański L.A.: Podstawy nauki o materiałach i metaloznastwo. Materiały inżynierskie z podstawami projektowania materiałowego. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
- Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Podręcznik dla praktyków. Wydawca: Tiefenbach Polska Sp. z o.o., Katowice 2008.
- PN-EN 1804-2+A1:2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego -Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej - Część 2: Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
- 4. Przybyłowicz K.: Podstawy teoretyczne metaloznawstwa. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- Stoiński K.: Stojaki dwuteleskopowe z wierconymi płaszczami cylindrów. Prace naukowe – Monografia CMG KOMAG, Gliwice 2004.
- Okularczyk W.: Optymalizacja trwałości wybranych uszczelnień z twarzyw sztucznych w aspekcie wymagań technicznych, ekonomicznych i środowiskowych. Rozprawa doktorska, Częstochowa 2003.

 Jedrzykiewicz Z., Pluta J., Stojek J.: Napędy i sterowanie hydrauliczne. Kraków 2004.

Wybrane problemy regulacji i eksploatacji pneumatyczno-hydraulicznych układów sterowania skoku okrętowych śrub nastawnych

Czesław Dymarski – Politechnika Gdańska

Streszczenie. W pracy przedstawiono wybrane problemy regulacji pneumatyczno-hydraulicznych układów sterowania okrętowych śrub nastawnych. Posłużono się przy tym opisem wypadku uderzenia specjalistycznego statku pożarniczego w pirs paliwowy w Por-cie Północnym w Gdańsku. Podjęte przez autora czynności, w tym analizy i komisyjnie przeprowadzony eksperyment, pozwoliły wyjaśnić przyczyny tego zdarzenia. Należy sądzić, że zaprezentowanie przeprowadzonych prac wyjaśniających i ich wyników sta- nowić może dobry materiał poznawczy dla projektantów i użytkowników układów ste- rowania.

1. Wprowadzenie

Kilka lat temu na terenie Portu Północnego w Gdańsku statek pożarniczy podczas końcowego etapu podchodzenia do nabrzeża, nagle ruszył do przodu z gwałtownie wzrastającą prędkością i po chwili uderzył w betonową estakadę pirsu paliwowego. Według relacji kapitana i załogi statku, po przesterowaniu na mostku skoku śruby nastawnej na wstecz, w celu ostatecznego zatrzymania statku, nastąpiło samoczynne przesterowanie skoku na pełną naprzód, a w konsekwencji gwałtowny wzrost obciążenia silnika i prędkości statku. Ponieważ próby zmiany skoku nie skutkowały, a statek zbliżał się do estakady kapitan wcisnął przycisk zdalnego wyłączania silnika głównego, krzyknął "rzuć kotwicę" i wycofał się z mostka. W chwilę później statek uderzył nadbudówką w estakadę, co ze względu na jej większą elastyczność, niż dziobowej części kadłuba, spowodowało znaczne jej deformacje, ale złagodziło dynamikę uderzenia i zmniejszyło uszkodzenia urządzeń wyposażenia statku oraz infrastruktury na estakadzie.

Na szczęście nie było ofiar w ludziach a jedynie niegroźne kontuzje. Nie doszło też do niebezpiecznych uszkodzeń systemów i instalacji siłownianych statku, np. paliwowego lub zęzowego. Podobnie na estakadzie znacznie uszkodzony został tylko rurociąg wody biegnący obok paliwowego po jego zewnętrznej stronie.

Po odholowaniu statku w bezpieczne miejsce dokonano szczegółowego przeglądu układu napędowego, w tym głównie śruby nastawnej oraz wykonano inne czynności, przedstawione w dalszej części pracy, mające na celu wyjaśnienie przyczyn zaistniałego zdarzenia.

2. Opis analizowanego układu sterowania śruby nastawnej

Zastosowana na statku śruba nastawna o średnicy D = 2100 mm została wykonana w Zakładach Mechanicznych ZAMECH w Elblągu. Napędzana jest średnioobrotowym silnikiem z zapłonem samoczynnym poprzez przekładnię

redukcyjną. System sterowania skoku śruby jest pneumatyczno-hydrauliczny, w którym zdalne sterowanie z mostka oraz z centrali manewrowo-kontrolnej odbywa się za pomocą układu pneumatycznego, zaś bezpośrednie sterowanie – za pomocą układu hydraulicznego. Uproszczony rysunek zespołu śruby nastawnej wraz ze schematem układu hydraulicznego przestawiono na rysunku 1.



Rys.1. Uproszczony rysunek zespołu śruby nastawnej wraz z układem jej sterowania hydraulicznego

Śruba nastawna 1 zamocowana jest na kołnierzu wału śrubowego 2 ułożyskowanego w tylnicy statku. Wał śrubowy posiada osiowo usytuowany otwór, w którym umieszczony jest przesuwnie drąg nastawczy łączący, umieszczony w piaście śruby, mechanizm obrotu skrzydeł z tłokiem siłownika hydraulicznego 4. Cylinder siłownika 4 jest jednocześnie odcinkiem wału napędowego połączonym kołnierzowo ze sprzęgłem 3 wału śrubowego 2 z jednej strony i z wałem wyjściowym przekładni redukcyjnej 5 – z drugiej strony. Do przedniej ściany przekładni w osi wału wyjściowego zamocowana jest, przedstawiona na rysunku 2, skrzynia rozrządu oleju 6 zawierająca rozdzielacz oleju oraz zespół mechanicznego sprzężenia zwrotnego i nadajnik 22 wskaźnika rzeczywistego skoku śruby. Na bocznej ścianie skrzyni rozrządu oleju znajduje się dźwignia 8 ręcznego zadawania skoku śruby. Dźwignia ta połączona jest poprzez łącznik pneumatyczny z siłownikiem pneumatycznym 7, który zostanie omówiony w dalszej części pracy.

Zespół zasilania hydraulicznego składa ze zbiornika głównego 10 i dwóch jednakowych, pracujących zamiennie podukładów, z których każdy zawiera filtr ssawny 12, śrubową pompę 13 napędzaną asynchronicznym silnikiem elektrycznym oraz zawór odcinający 18 i przekaźnik ciśnienia 21. Oba podukłady połączone są poprzez zawór logiczny 15 i zawór zwrotny z głównym przewodem zasilającym rozdzielacz suwakowy umieszczony w skrzyni rozrządu oleju 6, przedstawionej dokładniej na rysunku 2. W przypadku zaniku ciśnienia w przewodzie zasilającym rozdzielacz, następuje automatyczne załączenie drugiej pompy z jednoczesnym uruchomieniem sygnału ostrzegawczego. Olej powracający z rozdzielacza przepływa przez rozdzielacz termostatyczny 16, który zależnie od temperatury oleju kieruje olej albo bezpośrednio, albo przez chłodnicę 14 do zbiornika 10. Zawory przelewowe 17 zabezpieczają przewód zasilający i spływowy przed nadmiernym wzrostem ciśnienia. Przekaźnik 22 poziomu oleju w zbiorniku uruchamia sygnał w przypadku spadku poziomu do dopuszczalnej wartości minimalnej.



Rys.2. Uproszczony rysunek skrzyni rozrządu oleju z widocznym rozdzielaczem i zespołem sprzężenia zwrotnego

W układzie olejowym śruby nastawnej jest jeszcze oddzielny zespół smarowania łożysk pochwy wału śrubowego oraz mechanizmu obrotu skrzydeł w piaście śruby nastawnej. W skład tego zespołu wchodzą dwa zbiorniki oleju, a mianowicie: zbiornik grawitacyjny 9 i zbiornik spustowy 11, a także zawór trójdrogowy 19, zawór odcinający 18 i rurociągi. Zbiornik grawitacyjny zasila

olejem, poprzez trójdrogowy zawór 19, łożyska pochwy wału śrubowego i wnętrze piasty śruby nastawnej. W celu zabezpieczenia układu przed dostaniem się wody morskiej zbiornik 9 umieszczony jest na wysokości 3-4 m nad poziomem morza tak, by zapewnić odpowiednią nadwyżkę ciśnienia hydrostatycznego oleju piaście śruby w stosunku do ciśnienia wody wokół śruby. Na czas przeglądów i remontów olej z wymienionego obiegu grawitacyjnego spuszczany jest do zbiornika spustowego 11. Ewentualne ubytki oleju w obiegu grawitacyjnym uzupełniane są za pomocą dodatkowego przewodu z zaworem odcinającym (nie pokazanym na rysunku) podłączonego do głównego przewodu zasilającego rozdzielacz. Umieszczony pod zbiornikiem grawitacyjnym zawór odcinający 18 umożliwia okresową kontrolę szczelności i czystości obiegu grawitacyjnego poprzez spuszczanie niewielkiej ilości oleju z dna zbiornika i sprawdzanie czy nie zawiera on wody lub innych zanieczyszczeń.

Korpus 1, przedstawionej na rysunku 2 skrzyni rozrządu oleju, zamocowany jest za pomocą kołnierza do przedniej ściany przekładni (poz. 5 na rys. 1). W dolnej części korpusu znajduje się rozdzielacz suwakowy z przykryciami ujemnymi. Zastosowanie przykryć ujemnych umożliwia odciążenie pompy podczas utrzymywania zadanego skoku śruby na "pełna naprzód", kiedy wymagana do tego celu wartość ciśnienia oleju jest znacznie niższa od wymaganej wartości maksymalnej. Należy bowiem zaznaczyć, że we współczesnych typowych śrubach nastawnych największe obciążenie serwomechanizmu, a zatem i najwyższe ciśnienie robocze oleju występuje podczas wykonywania manewru przesterowania skoku z położenia "cała wstecz" na "cała naprzód" w momencie przechodzenia przez skok zerowy śruby. Z uwagi na to, że ponad 95% czasu żeglugi statku odbywa się ze skokiem "pełna naprzód" lub zbliżonym do tego, zastosowanie rozdzielacza z przykryciami ujemnymi umożliwia pracę pompy przy ciśnieniu jedynie nieco wyższym od wymaganego, co ogólnie mówiąc wiąże się ze znacznym zwiększeniem efektywności układu oraz mniejszym jego zużyciem.

Przesterowanie skoku śruby realizowane jest poprzez oddziaływanie tłoczyska siłownika pneumatycznego (patrz rys. 3) przy sterowaniu zdalnym lub bezpośrednio ręki przy sterowaniu lokalnym na dźwignię 7, skąd poprzez zespół 3: wałków, kół i dźwigni sygnał sterujący przenoszony jest na suwak rozdzielacza powodując jego przesunięcie. Przemieszczenie suwaka w prawo powoduje przepływ oleju z przewodu zasilającego do prawego kanału na wyjściu z rozdzielacza i dalej do wnętrza drążonego drążka sterującego 5. Drążek ten przechodzi przez osiowy otwór wału wyjściowego przekładni i połączony jest z tłokiem siłownika (nie pokazanym na tym rysunku, ale widocznym na rys. 1). Dzięki temu przepływający w nim olej dostaje się do tylnej komory siłownika, powodując ruch tłoka i połączonego z nim drążka sterującego w prawo. Równocześnie olej z przedniej komory siłownika wypływa przestrzenią między drążkiem sterującym a powierzchnią wewnętrzną drążonego wału wyjściowego przekładni, a następnie połączonej kołnierzowo z tym wałem tulejki 6 do korpusu 1 i lewym kanałem do rozdzielacza. Stąd zaznaczonymi linią przerywaną kanałami dostaje się do rurociągu powrotnego (widocznego tylko na schemacie na rys. 1).

Na przednim końcu drążka sterującego zamocowany jest pierścień ślizgowy z obwodowym kanałem, wewnątrz którego osadzony jest kamień ślizgowy zamocowany obrotowo na jednej z dźwigni zespołu 3 sprzężenia zwrotnego. Ruch tłoka siłownika i połączonego z nim drążka i pierścienia ślizgowego spowoduje przemieszczenia elementów sprzężenia zwrotnego i w efekcie przesuwanie się suwaka rozdzielacza w kierunku przeciwnym do ruchu tłoka do chwili, aż wartość rzeczywistego skoku śruby zrówna się z wartością zadaną w granicach przyjętej dokładności układu.

Układ pneumatycznego sterowania zdalnego skoku śruby nastawnej przedstawiono w sposób uproszczony na rysunku 3.



Rys.3. Uproszczony rysunek pneumatycznego układu zdalnego sterowania skoku śruby nastawnej. Oznaczenia literowe: N – kierunek przesterowania na "naprzód", W – na "wstecz", Z – dopływ powietrza zasilającego układ

Dźwignia zdalnego sterowania 1, wraz z przekaźnikiem 2 sygnału ciśnienia dla kierunku przesterowania "naprzód" i przekaźnikiem 3 kierunku "wstecz" umieszczone są na mostku oraz w centrali manewrowo-kontrolnej w siłowni, czego już nie pokazano na rysunku. Po wychyleniu dźwigni 1

sygnały ciśnienia z przekaźników przesyłane są poprzez zawór łączący 6 do siłownika pneumatycznego 4. W rezultacie tłoczysko siłownika przesuwa się i poprzez łącznik pneumatyczny 5 oddziałuje na dźwignię sterowania lokalnego (poz. 8 na rys. 1). Łącznik pneumatyczny spełnia rolę elementu sprężystego o charakterystyce zależnej od ciśnienia powietrza zasilającego układ pneumatyczny. Zawór łączący 6 wraz z przekaźnikiem hydrauliczno-pneumatycznym 7 i regulatorem 12 silnika głównego stanowią zespół automatycznego sterowania, a właściwie zabezpieczenia silnika przed przeciążeniem poprzez zmniejszenie skoku śruby.

Siłownik pneumatyczny wyprodukowany przez firmę Westinghouse przedstawiony jest dokładniej na rysunku 4.



Rys.4. Uproszczony rysunek siłownika pneumatycznego w układzie zdalnego sterowania skoku śruby nastawnej

Sterujące sygnały ciśnieniowe powietrza dochodzą do włotów N i W membranowego siłownika 1, którego tłoczysko połączone jest przegubowo z dźwignią 2 zamocowaną wychylnie na jej dolnym końcu względem korpusu siłownika. Ruch tłoczyska powoduje wychylenie tej dźwigni i tym samym przemieszczenie połączonych z jej górnym końcem łączników 3 i 5. Łącznik 3 poprzez element sprężysty wstępnie napięty 4 połączony jest z korpusem siłownika, co umożliwia akumulowanie energii sygnału sterującego przy większych przesterowaniach. Łącznik 5 połączony prawym końcem z dźwignią 6 powoduje początkowo jej odchylnie względem punktu połączenia z łącznikiem 7, a tym samym przemieszczenie jej środkowego przegubu i wychylenie trójramiennej dźwigni 9 sterującej działanie bloku podwójnego zaworu 10. Dolna

komora tego bloku wspólna dla obu zaworów połączona jest poprzez filtr powietrza 13 z przewodem zasilającym Z. Górne oddzielne komory zaworowe połączone są z przednią i tylną komorą siłownika 11. Wychylenie dźwigni 9 powoduje przymykanie jednego i zwiększenie otwarcia drugiego zaworu, a tym samym zróżnicowanie ciśnienia po obu stronach tłoka siłownika, a w konsekwencji jego przesunięcie. Ruch tłoka wraz z tłoczyskiem 12 i dolnym końcem dźwigni 8 będzie trwał tak długo, aż górny koniec tej dźwigni, przesuwając się razem z łącznikiem 7 i górnym końcem dźwigni 6 w kierunku przeciwnym do ruchu tłoka, spowoduje powrót dźwigni 9 w położenie pierwotne. W momencie nastąpi wyrównanie ciśnień w obu komorach siłownika 11 i zatrzymanie tłoka w położeniu odpowiadającym zadanej wartości skoku śruby nastawnej.

2.1. Czynności wyjaśniające przyczynę zdarzenia

Podczas oględzin siłowni, dwie godziny po kolizji, główny mechanik spostrzegł urwany łącznik sprzężenia zwrotnego siłownika pneumatycznego (poz. 7 na rys. 4). Urwanie nastąpiło w przedniej płaszczyźnie czołowej przeciwnakrętki po stronie dźwigni 6, co pokazano na rysunku 5. Innych uszkodzeń mechanizmów i układów sterowania w siłowni nie stwierdzono.

Poza siłownią przewody powietrzne łączące pulpit manewrowy na mostku z siłownią, a ułożone na wewnętrznej stronie przedniej ściany nadbudówki były, podobnie jak ściana, wygięte, ale niezerwane. Wszelkie dalsze działania mające na celu wyjaśnienie przyczyn zdarzenia prowadzone były za wiedzą i w obecności autora.

Zapoznano się z zeznaniami kapitana i załogi statku dotyczącymi opisu zdarzeń i przebiegu manewrów wykonanych bezpośrednio przed kolizją. Przeanalizowano dostępną dokumentację zdawczą śruby nastawnej oraz innych materiałów dotyczących konstrukcji i sterowania śrub nastawnych produkcji Zakładów Mechanicznych ZAMECH w Elblągu. Następnie w obecności przedstawicieli ABB ZAMECH przeprowadzono próby mechaniczno-hydraulicznego układu śruby nastawnej. Polegały one na pełnym przesterowaniu lokalnym skoku śruby nastawnej i połączone były z prowadzoną przez nurka obserwacją podwodną zmian położenia skrzydeł. Wykonano także próby samego układu pneumatycznego bez uszkodzonego łącznika. Testowane układy pracowały poprawnie i nie dostrzeżono żadnych nowych uszkodzeń.

Podczas kolejnych prób działania samego pneumatycznego układu zdalnego sterowania sprawdzono działanie siłownika pneumatycznego. Poprzez bardzo lekkie oddziaływanie palcem na górny koniec dźwigni 6 powodowano pełne przesunięcie tłoka siłownika w obu kierunkach: na naprzód i wstecz. W zakresie przeprowadzonych prób układ działał poprawnie. Dostrzeżono jednak pewną charakterystyczną, a istotną właściwość układu. Polegała ona na tym, że z każdego przesterowanego położenia tłoka siłownika pneumatycznego, z chwilą zaprzestania oddziaływania na dźwignię, co symuluje urwanie się łącznika, tłok wysuwał się całkowicie w kierunku naprzód.

Po przeanalizowaniu konstrukcji i działania systemu sterowania śruby uznano za celowe wykonanie określonych dodatkowych prób z nowym łącznikiem wykonanym i zamocowanym tak, by dokładnie odtworzyć podstawowe wymiary i położenie łącznika uszkodzonego. Zgodność, w nowym i dotychczasowym łączniku, dwóch najbardziej istotnych wymiarów: odległości między zewnętrznymi powierzchniami sworzni oraz między sworzniem a czołową powierzchnią śruby łącznika sprawdzono komisyjnie.

Próby te zostały przeprowadzone z udziałem przedstawicieli wszystkich zainteresowanych stron. Najpierw sprawdzono działanie mechanizmu zmiany skoku śruby z pracującym układem hydraulicznym i przy ręcznym sterowaniu. Kilkakrotnie przesterowano na "całą naprzód", aż do zadziałania zaworu przelewowego, co odpowiadało skrajnemu położeniu tłoka siłownika hydraulicznego, a następnie na "cała wstecz" również aż do zadziałania zaworu przelewowego. W całym zakresie przesterowań układ pracował poprawnie.

Kolejne próby wykonano przy włączonym układzie zdalnego sterowania. Polegały one na kilkakrotnym zdalnym przesterowaniu skoku śruby w pełnym zakresie z obserwacją elementów układu i sprawdzaniem zgodności skoku zadawanego ze wskazaniami na poszczególnych wskaźnikach. Układ realizował zmianę skoku śruby w całym zakresie. Postanowiono wówczas powtórzyć próbę pełnego przesterowania w obu kierunkach nie w sposób ciągły, lecz stopniowo małymi krokami. Przy tym po każdym kroku dotykano łącznik 7 lekko naciskając w kierunku poprzecznym. Łącznik ten prawie w całym zakresie skoku lekko poddawał się w ramach istniejących luzów w przegubach. Jednak przy zbliżaniu się do położenia "cała naprzód" wyraźnie napinał się i był bardzo sztywny. Ponowna dokładna obserwacja węzłów zamocowania łącznika ujawniła przyczynę tego napięcia. Otóż już przed osiągnięciem skraj- nego położenia "cała naprzód", czołowa krawędź śruby regulacyjnej łącznika 7 opierała się o dźwignię 6, powodując tym samym powstanie momentu zginającego ten łącznik. Dla lepszego uwidocznienia zaobserwowanego zdarzenia na rysunku 5 przedstawiono fragment tego węzła konstrukcyjnego w dwóch położeniach: dla skoku zerowego i "cała naprzód".

Dodatkowe obciążenie łącznika wymienionym wyżej momentem zginającym było niewątpliwie wielokrotnie większe od normalnego obciążenia roboczego wywołanego tylko siłą osiową.

Przeprowadzono także próbę zachowania się układu z symulacją urwania się łącznika realizowaną przez szybkie wyciągnięcie sworznia łączącego ją z dźwignią sterującą dla dwóch skrajnych i kilku pośrednich ustawień skoku śruby. Za każdym razem po wyciągnięciu sworznia skok śruby przesterowywał się na "całą naprzód".

Poza wymienionymi próbami w Laboratorium Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej wykonano badania metalograficzne przełomu uszkodzonego łącznika. Wyniki tych badań wykazały, że zerwanie

łącznika nastąpiło wskutek zmęczenia materiału pod wpływem działającego na łącznik w dłuższym okresie czasu zmiennego obciążenia momentem zginającym.



Rys.5. Węzeł połączenia łącznika z dźwignią w położeniu skoku zerowego i "cała naprzód" z podanymi wartościami dwóch sprawdzanych komisyjnie wymiarów

Na rysunku 6 przedstawiono fotografie przełomu z zaznaczeniem widocznych stref postępującego uszkodzenia zmęczeniowego. Powstanie pęknięcia zmęczeniowego zostało wywołane pojawieniem się w strefie pierwszej, działającego przez dłuższy okres czasu cyklicznego obciążenia przyłożonego w sposób mimośrodowy w stosunku do osi śruby łącznika tak, aby mógł powstać moment zginający śrubę. Obciążenie to wywołało sekwencyjne "otwieranie i "zamykanie" powierzchni pęknięcia, które propagowało w kierunku strefy "2" . W miarę rozwoju pęknięcia, po osiągnięciu granicy strefy "2", z powodu wzrostu naprężeń wywołanych znaczącą utratą przekroju materiału nastąpił wzrost prędkości propagacji. Po osiągnięciu wymiaru wyznaczonego przez granicę strefy "3" nastąpiło statyczne dorwanie przekroju śruby z powodu przekroczenia granicy wytrzymałości wskutek utraty około 60% powierzchni pierwotnego przekroju śruby.

3. Wnioski końcowe

Przeprowadzone prace analityczne oraz oględziny i próby układu śruby nastawnej, a także badania metalograficzne przełomu zerwanej śruby pozwoliły wyjaśnić przyczynę zaistniałej kolizji. Jest nią niewłaściwe wyregulowanie ele-
mentów sprzężenia zwrotnego w zespole siłownika pneumatycznego, a dokładnie za głębokie wkręcenie śruby regulacyjnej łącznika 7 (patrz rys. 4) od strony połączenia z dźwignią 6. Skutkiem tego, każdorazowo przy przesterowaniu "cała naprzód" dochodziło do opierania się czołowej krawędzi śruby regulacyjnej łącznika o dźwignię sterującą. Powodowało to dodatkowe obciążenie obu tych elementów momentem zginającym działającym w pionowej płasz- czyźnie ich wzajemnego przemieszczania się. Skutki tego obciążenia były najbardziej niekorzystne dla śruby regulacyjnej łącznika, której wymiary po- przeczne były najmniejsze, a nacięty gwint był znacznym karbem.



Rys.6. Widok przełomu śruby z zaznaczonymi strefami postępującego zniszczenia

Należy zaznaczyć, że dla normalnego obciążenia roboczego, to jest nieznacznej siły osiowej rzędu ~N, śruba ta jest dostatecznie wytrzymała i nie mogłaby ulec takiemu uszkodzeniu. Jednak to pojawiające się okresowo, dodatkowe obciążenie momentem było wielokrotnie większe i powodowało wystąpienie w śrubie dużych naprężeń zginających. Naprężenia te mniejsze od statycznej wytrzymałości nie spowodowały doraźnego zniszczenia, jednak powtarzając się cyklicznie doprowadziły do pęknięcia zmęczeniowego, którego mechanizm powstawania został wyjaśniony w opisie badań metalograficznych [1].

Na podkreślenie zasługuje zgodność kierunku przemieszczania się strefy uszkodzeń zmęczeniowych z płaszczyzną działania momentu zginającego, widoczna wyraźnie na fotografiach zamieszczonych na rysunku 6.

Oprócz wyjaśnienia przyczyn urwania łącznika warto zastanowić się, kiedy i w jakich okolicznościach dokonano tej wadliwej regulacji układu. Z analizy zakresu prac wykonanych w ramach okresowego przeglądu technicznego śruby nastawnej wykonanego pół roku przed opisanym wydarzeniem wynika, że nie dokonywano zmian długości czy zamocowania samego łącznika. Przeprowadzono jedynie kontrolę działania układu sterowania skoku śruby w pełnym zakresie przesterowania, sprawdzając poprawność działania i dokładność wskazań zwłaszcza ustawienia skoku zerowego.

Ponieważ działanie układu w tym względzie było poprawne, o czym mogą świadczyć wyniki z przeprowadzonych prób z nowym łącznikiem, ekipa serwisowa uznała za niecelowe wykonywanie szczegółowego przeglądu wymagającego demontażu elementów układu. Można sądzić, że podobnie przebiegały także wcześniejsze przeglądy, co tłumaczyłoby długi okres eksploatacji i narastania zniszczenia zmęczeniowego.

Istotna cecha omawianego układu zdalnego sterowania śruby nastawnej był niewłaściwy sposób jego wyregulowania, sprzeczny z ogólnie przyjętą w technice zasadą, że uszkodzenie jakiegokolwiek elementu układu zasilania lub sterowania urządzenia powinno powodować zatrzymanie urządzenia lub przejście na najmniej niebezpieczny stan pracy. W tym przypadku zerwanie śruby łącznika powinno powodować raczej przesterowanie układu na "wstecz" aniżeli na "naprzód". Należy zaznaczyć, że współczesne śruby nastawne buduje się z tak zaprojektowaną geometrią zarysu skrzydeł, by generowane na nich pole ciśnień i siły hydrodynamiczne dążyły w całym zakresie zmiany skoku do przesterowania go na "wstecz". Jest to korzystne z dwóch powodów. Po pierwsze, w przypadku jakiejkolwiek awarii układ sterowania hydraulicznego i zaniku ciśnienia oleju skok śruby przesterowuje się samoczynnie na "wstecz", powodując zmniejszanie prędkości płynącego do przodu statku, co umożliwia w odpowiednim momencie wyłączenie silnika głównego i zatrzymanie statku. Po drugie, stały kierunek obciążenia zewnętrznego zapewnia pracę układu przy wybranych luzach, co zwiększa dokładność sterowania.

Przedstawiony w pracy opis układu sterowania i analiza przyczyn zaistniałej awarii może stanowić użyteczny materiał poznawczy dla projektantów i użytkowników systemów sterowania.

Literatura

- 1. Kozak J.: Opinia na temat sposobu niszczenia łącznika. Prace badawcze Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa.
- 2. Dokumentacja zdawcza śruby nastawnej produkcji Zakładów Mechanicznych ZAMECH w Elblągu.

Gdzie ukryła się siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego

Jan Marianowski – Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie. W opracowaniu poddano analizie siły działające na element zamykający przepływ w zaworze ciśnieniowym. W opisie uwzględniono działanie siły hydrodynamicznej wynikające ze zmiany kierunku i prędkości wypływającej z zagrożonego obszaru strugi emulsji. Wykazano dominującą rolę tej siły w otwieraniu i zamykaniu zaworu. Podano wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych zaworu na omawiane zjawisko. Wykonano przykładowe obliczenia i porównano je z rezultatami testów.

1. Wprowadzenie

Zastosowanie obudów o coraz większych średnicach stojaków stwarza konieczność rozwiązywania określonych problemów ich funkcjonowania. Istota działania obudowy upodatnionej sprowadza się do kontrolowanego obniżania obudowy w przypadku, gdy jest ona obciążana ze strony stropu siłą wynikającą z podporności roboczej samej obudowy. Pamiętając, że podporność robocza wyznaczana jest z kolei maksymalnym ciśnieniem, które może istnieć w stoja-kach obudowy, jest rzeczą zrozumiałą, że to właśnie kontrola tego ciśnienia ma niezwykle istotne znaczenie.

W zastosowanych rozwiązaniach technicznych obudowy teleskopowej podczas jej pracy (tj. przenoszenia obciążenia ze strony stropu na spodnik stojaka) mamy do czynienia z dwoma niezależnymi autonomicznymi obszarami emulsji poddanymi ciśnieniu:

- obszar pod tłokiem rdzennika zewnętrznego oraz
- obszar pod tłokiem rdzennika wewnętrznego,

które są rozdzielone tzw. zaworem dennym będącym niczym innym jak zaworem zwrotnym sterowanym mechanicznie położeniem rdzennika zewnętrznego względem spodnika stojaka. Jego rola jest podobna do roli wentyla w układach pneumatycznych. W operacji rozpierania obudowy po całkowitym wysunięciu rdzennika zewnętrznego umożliwia dalsze rozpieranie obudowy drogą wysuwu rdzennika wewnętrznego. W przypadku wymuszonego ruchami górotworu obniżania się stropu, w pierwszej kolejności wsuwa się rdzennik zewnętrzny dzięki otwarciu zaworów upustowego lub szybko-upustowego. Trwać to może dopóty, dopóki tłoczek zaworu dennego nie oprze się o dno spodnika. Wtedy, jeśli zachodzi taka konieczność, dzięki otwartemu zaworowi dennemu może dopiero wsuwać się rdzennik wewnętrzny poddając dalej obudowę naciskającemu górotworowi. Rabowanie obudowy odbywa się w podobnej kolejności.

Wspomniana autonomiczność przestrzeni pod rdzennikami zewnętrznym i wewnętrznym jest wynikiem zastosowania na wlocie do każdego stojaka bloku zaworowego o specyficznej konstrukcji i wyposażonego także w zawór zwrotny (często sterowany ciśnieniem). Obszar pod tłokiem rdzennika zewnętrznego

połączony jest z zaworem upustowym lub dodatkowo jego bliźniaczą konstrukcją zaworem szybkoupustowym. Zastosowanie zaworu upustowego a czasem i dodatkowo zaworu szybkoupustowego pozwoliło na upodatnienie obudowy (uelastycznienie jej działania) drogą pozbywania się w miarę konieczności określonej ilości emulsji z układu hydraulicznego tak, aby nie została obniżona podporność robocza samej obudowy. Stosowane w układach hydraulicznych obudów zawory upustowe są niejako bezpiecznikami pierwszej (zawory upustowe) oraz drugiej (zawory szybkoupustowe) kolejności działania.

Aby zawory upustowe mogły pełnić w sposób właściwy swoją rolę w danej obudowie, powinny charakteryzować się odpowiednimi parametrami, tj. właściwą przepustowością (wydajnością) oraz możliwością nastawy ciśnienia umożliwiającymi adaptację danej obudowy do istniejących podczas eksploatacji warunków górniczo-geologicznych.

Na rysunku 1 przedstawiono jak warunki osuwającego się z dopuszczalną prędkością stropu determinują dobór dla konkretnego rodzaju obudowy przepustowości zaworu upustowego mogącego mieć zastosowanie w danych warunkach eksploatacji.



Rys.1. Związek technicznych parametrów obudowy podatnej z dopuszczalnymi prędkościami osuwania się stropu

Analizując wykresy na rysunku 1 nietrudno zauważyć, że obudowom z zakresu dużych podporności towarzyszyć powinny zawory upustowe o wyjątkowo dużej przepustowości. Jest to zagadnienie dość złożone, bowiem z konstrukcyjnego punktu widzenia związane jest z kompromisem pomiędzy dużą prędkością wypływu strugi emulsji a jej przekrojem poprzecznym i trasą

przepływu tak, aby podporność robocza sekcji obudowy nie doznała na tym uszczerbku.

W opracowaniu podjęto analizę idei zastosowania zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym stojaka. Zaproponowana konstrukcja miała na celu sprawdzenie możliwości technicznych takiego rozwiązania. Ponieważ ciśnienie panujące pod rdzennikiem wewnętrznym stojaka jest ciśnieniem zmultiplikowanym w stosunku do ciśnienia panującego pod rdzennikiem zewnętrznym, należało spodziewać się podczas pracy zaworu niezwykle intensywnej zamiany postaci entalpii związanej z pracą przetłaczania (tłoczenie emulsji do zaworu przez rdzennik wewnętrzny) na postać entalpii związaną z energią kinetyczną wypływającego strumienia emulsji z zaworu. Ponieważ w zaproponowanej konstrukcji zaworu ma miejsce zmiana tak kierunku, jak i wartości prędkości przepływającej strugi emulsji należało się spodziewać wystąpienia dużych sił hydrodynamicznych.

2. Siła hydrodynamiczna

W obrębie stożka grzybka lub talerzyka zaworu prędkość cieczy hydraulicznej ulega zmianie tak co do wartości jak i co do kierunku (rys. 2). Fizycznie zmiana pędu cieczy jest wynikiem działającej na powierzchni strugi siły. Jeśli oznaczymy przez $\vec{P_l}$ pęd cieczy dopływającej do grzybka (talerzyka), a przez $\vec{P_2}$ pęd cieczy wpływającej pod grzybek (talerzyk) to bilans pędu strugi możemy określić równaniem jak niżej [3, 4]:

$$\vec{P}_2 - \vec{P}_l = V \times \rho \times (\vec{v}_3 - \vec{v}_l)$$
(1)

gdzie:

 $\vec{v_l}$ – prędkość cieczy dopływającej pod grzybek,

 v_3 – prędkość cieczy wpływającej spod grzybka,

 ρ – gęstość cieczy,

V – objętość strugi doznającej zmiany pędu.

Jeśli odniesiemy zmianę pędu (1) do czasu Δt , w którym ona zaszła, otrzymać możemy znane z fizyki równanie zwane równaniem siły hydrodynamicznej \vec{F}_{HD} o postaci:

$$\frac{\Delta \vec{P}_{I-2}}{\Delta t} = \frac{\Delta V}{\Delta t} \times \rho \times (\vec{v_3} - \vec{v_1}) \Longrightarrow \vec{F}_{HD} = Q \times \rho \times (\vec{v_3} - \vec{v_1})$$
(2)

gdzie:

Q – wydatek odniesiony do strugi cieczy.

Siła wyrażona równaniem (2) przyłożona jest do powierzchni strugi cieczy tak, aby zmienić jej pęd. Pamiętać jednak należy, że zgodnie z III zasadą dyna-

miki Newtona struga cieczy oddziałuje na element wymuszający omawianą zmianę z siłą o tej samej wartości lecz przeciwnym zwrocie działania. Jakkolwiek siły te są równe sobie co do wartości, lecz punkty ich przyłożenia są różne. Fakt ten jest bardzo istotnym w dalszym prowadzeniu analizy.

Rozważając szczegółowo przepływ cieczy przez zawór nietrudno zauważyć, że dopływowi cieczy pod grzybek towarzyszy nie tylko zmiana kierunku przepływu strugi, ale i zmiana jej prędkości powstająca wskutek nagłego zmniejszenia przekroju poprzecznego.

3. Bilans sił działających na grzybek zaworu

Na rysunku 2, kierując się schematem przedstawionym w oparciu o literaturę [2, 4], zestawiono obciążenia ruchomych elementów zaworu zwanych potocznie grzybkami o dodatnim, zerowym i ujemnym kącie rozwarcia. Przyjęte obciążenia dotyczą ustalonego stanu pracy zaworu. Wśród działających na grzybki sił można wyróżnić:

- siłę F_1 działającą ze strony ciśnienia roboczego p_1 ,
- siłę F_{SZCZ} działającą ze strony ciśnienia panującego w szczelinie p_{SZCZ} ,
- siłę F_s działającą na grzybek ze strony sprężyny,
- siłę F_T tarcia lepkiego w szczelinie,
- siłę hydrodynamiczną F_{HD} działającą ze strony zmienianej strugi cieczy (2).



Zgodnie z sugestiami zawartymi w [4] siłę F_{SZCZ} wynikającą z istnienia ciśnienia p_{SZCZ} można pominąć, zwłaszcza że współczesne konstrukcje gniazd i grzybków w ogóle nie dopuszczają do jej zaistnienia, uniemożliwiając tym samym wcześniejsze aniżeli nastawione otwarcie zaworu.

Rys.2. Schemat sił działających na grzybek według [2, 4]

Równania równowagi dla różnego kształtu grzybków mają postać, jak niżej:

dla grzybka o dodatnim kącie rozwarcia α:

$$p_1 \times A_1 - k \times (x + x_0) + Q \times \rho \times (v_1 - v_3 \times \cos \Theta) = 0$$
(3a)

dla grzybka o zerowym kącie rozwarcia α:

$$p_1 \times A_1 - k \times (x + x_0) + Q \times \rho \times (v_1) = 0$$
(3b)

– dla grzybka o ujemnym kącie rozwarcia α :

$$p_1 \times A_1 - k \times (x + x_0) + Q \times \rho \times (v_1 + v_3 \times \cos \Theta) = 0$$
(3c)

gdzie:

Θ

 A_1 – czynna powierzchnia pod grzybkiem,

- x_0 nastawa sprężyny zaworu (ugięcie wstępne),
- x robocze ugięcie sprężyny,
 - kąt odchylenia strugi od jej kierunku pierwotnego.

Dla współczesnych konstrukcji z dużym przybliżeniem można przyjąć $\Theta = \alpha$.

Ponieważ z nastaw zaworów wynika, że:

$$p_1 \times A_1 = k \times x_0 \tag{4}$$

równania (3a), (3b) i (3c) przyjmują bardzo prostą formę równowagi sił działających na grzybki zaworu dla odpowiadających im kątów rozwarcia α :

$$k \times x = Q \times \rho \times (v_1 - v_3 \times \cos \Theta) \tag{5a}$$

$$k \times x = Q \times \rho \times v_1 \tag{5b}$$

$$k \times x = Q \times \rho \times (v_1 + v_3 \times \cos \Theta) \tag{5c}$$

Jeśli ponadto uwzględnimy w prawych stronach równań (5a), (5b), (5c) związek pomiędzy prędkością v_I a przepustowością zaworu $Q = A_I \times v_I$ otrzymamy równania tożsame z równaniami parabol opisujących związek sił hydrodynamicznych z siłami sprężystymi w postaci:

$$k \times x = \Delta F_{S} = \frac{\rho}{A_{l}} \times Q \times (Q - A_{l} \times v_{3} \times \cos \Theta)$$
(6a)

$$k \times x = \Delta F_S = \frac{\rho}{A_I} \times Q^2 \tag{6b}$$

$$k \times x = \Delta F_{S} = \frac{\rho}{A_{l}} \times Q \times (Q + A_{l} \times v_{3} \times \cos \Theta)$$
(6c)

Kolejne formy równań (3), (5), (6) podano celowo, chcąc przybliżyć występujące różnice w funkcjonowaniu zaworów. Należy pamiętać, że wartości liczbowe określane wzorami (6) są tylko składnikami ogólnej sumy opisującej siły działające na grzybek zaworu (3).

Na rysunku 3 w formie porównawczej siły hydrodynamiczne (prawe strony równań (6)) zestawiono z ograniczeniami dla sił sprężystości wynikającymi ze skończonego skoku sprężyn (20000 N). Prędkość v_3 przyjęto arbitralnie jako równą $v_3 = 200 \text{ m/s}$, powierzchnię przekroju $A_3 = 100 \text{ mm}^2$.



Rys.3. Wpływ kąta rozwarcia grzybka na wielkość siły hydrodynamicznej

W dalszych rozważaniach poddano analizie pracę grzybka o dodatnim kącie rozwarcia (6a), traktując, że jest to jedyne z możliwych rozwiązań funkcjonujących w obszarze ciśnienia zmultiplikowanego w rdzenniku wewnętrznym (rys. 4).



Rys.4.Widok analizowanego grzybka zaworu upustowego

4. Straty ciśnienia podczas przepływu cieczy przez zawór

Zazwyczaj zastosowanie zaworów ciśnieniowych ma trzy cele:

- uwolnienie układu od nadmiaru ciśnienia w układzie,
- zapewnienie układowi ciśnienia minimalnego (roboczego, zredukowanego, różnicowego itp.),
- utrzymanie ciśnienia w układzie zamkniętym (zbiornik, akumulator) przy odciętym źródle zasilania.

We wszystkich tych przypadkach przepływowi cieczy od generatora do wylotu z zaworu ciśnieniowego towarzyszą specyficzne zamiany i przemiany energii. Ponieważ mamy tutaj do czynienia z płynem, więc zrozumiałym jest, że podstawową formą tej energii jest entalpia a ściślej jej składniki w postaci pracy przetłaczania oraz energii kinetycznej. Z uwagi na charakter i miejsce omawianego zaworu pominięte zostały takie składniki entalpii jak energia potencjalna oraz energia wewnętrzną cieczy. Ostatni składnik jest bardzo istotny przy analizie układu hydrostatycznego z ciągłą pracą generatora, czyli z funkcjonującą w układzie pompą. Tak potraktowany proces przemian energetycznych opisać można znanym uogólnionym równaniem Bernoulliego dla stanu cieczy przed i za zaworem:

$$p_{1} + \rho \times \frac{v_{1}^{2}}{2} = p_{4} + \rho \times \frac{v_{4}^{2}}{2} + \sum \Delta p_{i}$$
(7)

gdzie:

 p_1 – ciśnienie cieczy przed wlotem do zaworu,

*v*₁ – prędkość dopływu cieczy do zaworu,

 p_4 – ciśnienie cieczy na wylocie z zaworu,

*v*₄ – prędkość wypływu cieczy z zaworu,

 $\sum \Delta p_i$ – straty na drodze strugi płynącej przez zawór.

Równanie (7) odnosi się do jednostki objętości płynu. Wyszczególnione w relacji (7) straty są wynikiem przepływu przez trzy strefy w zaworze (rys. 5), gdzie przekrój strugi cieczy ulega płynnym bądź skokowym gwałtownym zmianom. Straty te można ująć w równaniu, którego składniki określa znany wzór Darcy-Weisbacha [5]:

$$\sum \Delta p_i = \rho \times \frac{v_2^2}{2} \times \xi_{I-2} + \rho \times \frac{v_{2-3}^2}{2} \times \lambda_{2-3} \times \frac{L}{d_H} + \rho \times \frac{v_2^2}{2} \times \xi_{3-4}$$
(8)

gdzie:

 ξ_{1-2}, ξ_{3-4} – współczynniki miejscowych strat ciśnienia,

 $\lambda_{2-3}(x)$ – współczynnik liniowych strat ciśnienia,

 d_H – średnica hydrauliczna,

L – długość trasy strugi wewnątrz zaworu.

Z technicznego punktu widzenia najbardziej interesującym, ale i bardzo ważnym jest pierwszy próg, który pokonuje strumień cieczy, czyli miejsce 1-2, gdzie ma miejsce zjawisko zmiany kierunku przepływu strugi oraz zmiana przekroju, przez który struga przepływa.



Rys.5. Stany strugi podczas przepływu przez zawór

5. Związki pomiędzy parametrami strug wpływającej i wypływającej spod grzybka zaworu

Aby określić prędkość wypływu v_3 emulsji spod grzybka (ale jeszcze pod grzybkiem) w pierwszej kolejności należy ustalić wznios grzybka x (tożsame z ugięciem sprężyny) w warunkach, dla których ma miejsce występowanie minimalnej wartości siły F_{HD} . Tak przyjęte założenie pozwoliło na wykorzystanie równania (6a) w równaniu ciągłości strugi w postaci:

$$\frac{1}{2} \times A_1 \times v_3 \times \cos\Theta = A(x) \times v_3 \tag{9}$$

gdzie: A(x) jest boczną pierścieniową powierzchnią stożka pod grzybkiem, przez którą wypływa spod grzybka emulsja z prędkością v_3 . Z elementarnych rozważań geometrycznych wynika, że wielkość powierzchni A(x) można wyrazić formułą:

$$A(x) = \pi \times (d + \frac{x}{2} \times \sin 2\Theta) \times x \times \sin \Theta$$
(10)

która w zestawieniu z równaniem (9) umożliwia wyznaczenie poszukiwanej wartości x_1 jako równej:

$$x_{I} = \frac{-d + \sqrt{d^{2} + d_{0} \times \cos^{2} \Theta}}{\sin 2\Theta}$$
(11)

gdzie:

 d_0 – średnica włotowa otworu o powierzchni A_1 ,

d – średnica zewnętrzna grzybka.

Wyznaczenie wzniosu x_1 grzybka (11) umożliwiającego przepływ emulsji z wydajnością, gwarantującą wystąpienie minimalnej siły hydrodynamicznej (6a) pozwala na określenie prędkości, z jaką musi zachodzić wypływ emulsji aby działanie siły hydrodynamicznej mogło zniwelować ugięcie sprężyny (3a) wywołane wzrostem ciśnienia w układzie:

$$v_3 = \frac{2}{\cos\Theta} \sqrt{\frac{k \times x}{\rho \times A_l}} \tag{12}$$

Otrzymana (10) wartość prędkości wypływu emulsji spod grzybka zaworu wymaga dyskusji. Prędkość wypływu (12) determinująca istnienie minimalnej siły hydrodynamicznej jest prędkością końcową wylotu cieczy spod strefy grzybka. Ponieważ wlot tej cieczy charakteryzuje struga o przekroju A_2 znacznie mniejszym aniżeli struga wylotowa o przekroju (10), należy spodziewać się wystąpienia w miejscu wlotu pod grzybek znacznie większych prędkości aniżeli określone relacją (12). Wzór (13) z dużą dozą dokładności określa zależność pomiędzy prędkościami wlotową pod grzybek v_2 a wylotową v_3 spod grzybka zaworu:

$$v_2 = \frac{d + \frac{x}{2}\sin 2\Theta}{d_0 + \frac{x}{2}\sin 2\Theta} \times v_3$$
(13)

Relację (13) przytoczono nieprzypadkowo. Jest ona tym istotniejsza, im mamy do czynienia z większą średnicą zewnętrzną grzybka d względem średnicy wlotowej d_0 . Wtedy bowiem prędkości v₃ towarzyszą w obszarze 1-2 zaworu niezwykle duże opory przepływu (przede wszystkim pierwszy składnik wzoru (8)), będące barierą dla dużego przepływu. Można powiedzieć, że istnieje tutaj swoistego rodzaju sprzężenie zwrotne pomiędzy prędkością strugi odpowiadającą za wydatek zaworu a oporami przepływu tej strugi, których suma powinna być dokładnie równa ciśnieniu tłoczenia pod zaworem (ciśnienie decydujące o podporności).

Kilka słów wyjaśnienia należy poświęcić zjawisku funkcjonowania samego zaworu. Zawór otwierany jest naddatkiem ciśnienia Δp , które działając na spód grzybka zaworu z siłą równą $A_1 \times \Delta p$ ma zadanie:

- niwelować działanie siły hydrodynamicznej (6a) działając z siłą $k \times x$,
- podnieść grzybek na wysokość x działając dodatkowo siłą $k \times x$, celem umożliwienia przepływu emulsji zgodnie z równaniem ciągłości strugi.

Powyższe oznacza, że ciśnienie otwarcia zaworu jest zawsze większe od jego nastawy o wartość wynikającą z równania równowagi sił:

$$A_l \times \Delta p = 2 \times k \times x \tag{14}$$

Innymi słowy, zawór będzie spełniał swoją rolę właściwie, gdy ciśnienie pod jego grzybkiem będzie nieco większe od jego nastawy o wartość Δp wynikającą z równania (14).

6. Przykładowe wyniki obliczeń oraz testów

Na rysunku 6 przedstawiono graficznie możliwie pełny zakres zależności siły hydrodynamicznej działającej na grzybek w funkcji wydatku ściskanego stojaka obudowy. Do skonstruowania wykresu przyjęto następujące dane:

- $d_0 = -20 \text{ mm},$
- d = -32 mm,

które po podstawieniu do relacji (11) i (12) pozwoliły wyznaczyć ugięcie sprężyny i prędkość wylotową strugi:

- $x_1 1,76 \text{ mm},$
- $v_3 439 \text{ m/s}.$

Dodatkowo przyjęto gęstość emulsji za równą: $\rho - 1000 \text{ kg/m}^3$.



Rys.6. Pełny zakres działania siły hydrodynamicznej dla obliczanego zaworu

Natomiast na rysunku 7 przedstawiono rzeczywistą charakterystykę zaworu otrzymaną na stanowisku badawczym. Jako pompę w trakcie badań zastosowano wciskany prasą rdzennik wewnętrzny siłownika teleskopowego. W związku z ograniczonymi możliwościami prasy (maksymalna prędkość zgniatania wynosiła 0,1 m/s), dysponowano tylko ograniczonymi możliwościami tłoczenia emulsji do zaworu.

Należy zwrócić uwagę na wielkość skal. W badaniach siły obciążające tłoczek są prawie dziesięciokrotnie większe aniżeli siły hydrodynamiczne, jeśli chodzi o ich wartość bezwzględną. Podobnie rzecz ma się z wydatkiem, który jest ponad dziesięciokrotnie mniejszy aniżeli wynikający z obliczeń teoretycznych. Tak duża różnica wynikła z ograniczonego możliwościami technicznymi zakresu badań.



Rys.7. Charakterystyka ciśnienie-wydatek dla badanego zaworu [1]

7. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza funkcjonowania ciśnieniowego zaworu grzybkowego pozwoliła na wysnucie całego szeregu uwag co do jego konstrukcji, jak i działania.

1. Wykazano, że siła hydrodynamiczna wręcz determinuje działanie ciśnieniowego zaworu grzybkowego. Jej istnienie jest ściśle związane z naddatkiem ciśnienia otwierającego zawór.

2. Zastosowane w konstrukcji wymiary grzybka zaworu wydają się nieco za duże. Fakt ten generuje zbyt duży zakres istnienia ujemnej i o dużej ujemnej wartości siły hydrodynamicznej. Dotyczy to przede wszystkim przyjęcia nieco za dużej średnicy wlotowej d_0 zaworu.

3. W celu wyznaczenia optymalnych warunków pracy zaworu należałoby w przyszłości poddać dokładnej analizie wpływ średnic grzybka d_0 , d oraz sztywności sprężyn k i ich nastaw na charakterystykę przepływową zaworu.

4. Teoretyczna postać krzywej opisującej wielkość siły hydrodynamicznej wskazuje, że zanim osiągnie ona wartość minimalną, wydatek zaworu jest skutkiem działania naddatku ciśnienia na sprężynę, czyli otwieranie zaworu siłą pochodzącą od ciśnienia hydraulicznego stojaka i przepychania przez zawór zbędnej ilości emulsji. Dopiero po wejściu krzywej siła-wydatek w obszar monotonicznego wzrostu, wydatek zaworu związany jest z otwieraniem zaworu tylko na skutek oddziaływania hydrodynamicznego.

5. Charakterystyka pracy zaworu wskazuje, że zawór funkcjonuje prawidłowo. Niezależnie od prędkości obciążania rdzennika wewnętrznego utrzymywana jest nastawiona wcześniej podporność robocza. Świadczy to o fakcie niewielkiego w badanym zakresie wpływu siły hydrodynamicznej na charakter pracy zaworu. Dla badanego przypadku jest ona znikomo mała w porównaniu z siłą wynikającą z oddziaływania ciśnienia stojaka na grzybek zaworu.

6. Zaproponowana konstrukcja zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym spełnia pokładane w niej oczekiwania, jako bezpiecznik trzeciego stopnia w ochronie stojaka obudowy przed nadmiernymi obciążeniami. Wymaga jednak dalszego doskonalenia w zakresie materiałowym, co wynika z występujących w tym obszarze bardzo dużych zmultiplikowanych ciśnień stawiających przed materiałami odpowiednio wysokie wymagania.

Literatura

- Kalukiewicz. A., Marianowski J., Kipczak P.: Przeprowadzenie badań stanowiskowych stojaka do upodatnionej obudowy dużej odporności. [Umowa nr 5.5.130.900/TK/54/10], AGH, Kraków, czerwiec 2010 (nie publikowane).
- 2. Korecki Z.: Napędy i sterowanie hydrauliczne maszyn górniczych. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1993.
- 3. Orzechowski Z., Prywer J., Zarzycki R.: Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska. WNT, Warszawa 2009.
- 4. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1964.
- 5. Walden H.: Mechanika płynów. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1983.

Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

Streszczenie. W pracy przedstawiono modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych występujących w silniku hydraulicznym obrotowym o stałej teoretycznej chłonności q_{Mt} silnika na obrót wału (o stałej teoretycznej objętości roboczej V_{Mt} silnika) i o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału (o zmiennej geometrycznej objętości roboczej V_{Mgv} silnika). Modele mają służyć badaniom laboratoryjnym i symulacyjnym strat energetycznych w silniku służącym ocenie sprawności energetycznej silnika i sprawności napędu hydrostatycznego.

1. Wprowadzenie

Opracowanie jest kontynuacją prac [1÷10], których celem jest metoda oceny strat i sprawności energetycznej napędów hydrostatycznych oraz zastosowanych w nich maszyn wyporowych. Metoda opiera się na opisach teoretycznych i matematycznych strat występujących w pompach, w silnikach hydraulicznych i w pozostałych elementach układu napędu hydrostatycznego. Podstawą opisu strat i sprawności energetycznej silnika hydraulicznego jest wykres kierunku wzrostu strumienia mocy płynącej w silniku hydraulicznym obrotowym, który jest wprowadzony zamiast wykresu Sankey'a (rys. 1 [10]).

Celem opracowania jest przedstawienie modeli teoretycznych i matematycznych momentu strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego. Silnik jest maszyną wyporową o stałej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału (o stałej teoretycznej objętości roboczej V_{Mt} silnika), bądź o zmiennej geometrycznej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału (o zmiennej geometrycznej objętości roboczej V_{Mgv} silnika).

Modele mają służyć badaniom laboratoryjnym i symulacyjnym strat energetycznych w silniku, badaniom służącym ocenie sprawności energetycznej silnika i sprawności napędu hydrostatycznego.

2. Modele teoretyczne momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika

Moment M_{Mi} indykowany w komorach roboczych silnika hydraulicznego obrotowego musi być większy od momentu M_M obciążającego wał silnika (momentu wymaganego od silnika przez napędzaną nim maszynę (urządzenie)) w wyniku konieczności zrównoważenia nim również momentu M_{Mm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze". Zespół konstrukcyjny łączy wał z komorami roboczymi oraz tworzy komory robocze i zmienia ich objętość. Moment M_{Mi} indykowany w komorach robo-

czych silnika jest więc równy sumie momentu M_M obciążającego wał i momentu M_{Mm} strat mechanicznych:

$$M_{Mi} = M_M + M_{Mm} \tag{1}$$

Moment M_{Mm} strat mechanicznych występujących w silniku hydraulicznym obrotowym o zmiennej geometrycznej chłonności q_{Mgv} na obrót wału jest, przy maksymalnej wielkości q_{Mgv} , czyli przy $q_{Mgv} = q_{Mt}$ (przy współczynniku b_M $= q_{Mgv}/q_{Mt} = 1$), równy momentowi strat mechanicznych występujących w tym silniku pracującym jako silnik o stałej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału. Modele teoretyczne i matematyczne opisujące moment M_{Mm} strat mechnicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o zmiennym współczynniku b_M) mogą więc być opisane w nawiązaniu do modeli M_{Mm} opisujących moment strat mechanicznych w zespole silnika o stałej teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót wału (przy $b_M = 1$).

Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym jest głównie skutkiem sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze" a zależnych, 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).

Występują także siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze" a cieczą roboczą, które zależne są od lepkości ν cieczy a także od prędkości obrotowej n_M wału i od chłonności $q_{Mg\nu}$ silnika na obrót wału (od współczynnika b_M). Wpływ lepkości ν cieczy roboczej na siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze" a cieczą roboczą występuje głównie w silnikach hydraulicznych tłokowych posiadają-cych obudowę (karter) wypełnioną cieczą.

Moment M_M obciążający wał silnika i prędkość obrotowa n_M wału, wymagane przez napędzaną silnikiem maszynę (urządzenie), zmieniają się w polu $(0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{M max}, 0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_{M max})$ pracy układu napędu hydrostatycznego. Lepkość kinematyczna ν cieczy roboczej (oleju hydraulicznego, emulsji olejowo-wodnej) dopływającej do silnika zmienia się w zakresie $\nu_{min} \le \nu \le \nu_{max}$.

 M_{M} , n_{M} i ν są parametrami niezależnymi od silnika i od występujących w silniku strat. W modelach dotyczących silnika o zmiennej chłonności $q_{Mg\nu} = b_{M} q_{Mt}$ na obrót wału przyjmuje się zmianę $q_{Mg\nu}$ (b_{M}) w zakresie $0 \le q_{Mg\nu} \le q_{Mt}$ ($0 \le b_{M} \le 1$), chociaż w rzeczywistości b_{Mmin} jest rzędu 0,2÷0,3.

Wielkość momentu $M_{Mm|M_M,n_M,b_M,V}$ strat mechanicznych w silniku hy-

draulicznym pracującym przy momencie M_M i przy prędkości n_M wymaganych przez napędzaną nim maszynę (urządzenie) (w silniku o chłonności q_{Mgv} na obrót wału (o wartości współczynnika b_M) zasilanym cieczą roboczą o lepkości

v może być opisana jako suma momentu $M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,v}$ i przyrostu $\Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,v}$; moment $M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,v}$ strat mechanicznych występuje w silniku nieobciążonym (w okresie, gdy wymagany od silnika moment M_M obciążający jego wał jest równy zeru – $M_M = 0$) zaś przyrost $\Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,v}$ momentu strat mechanicznych jest skutkiem obciążenia elementów konstrukcyjnych zespołu "wał–komory robocze" rosnącym momentem M_M obciążającym wał:

$$M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu} = M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,\nu} + \Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu} \,. \tag{2}$$

Przy tworzeniu modeli teoretycznych i matematycznych opisujących moment $M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu}$ strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym przyjęto hipotezę zakładającą, że przyrost $\Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu}$ momentu strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze" silnika, jako efekt rosnącego wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika, jest praktycznie niezależny: – od wymaganej predkości obrotowej n_M wału,

- od wartości współczynnika $b_M = q_{Mgy}/q_{Mt}$ chłonności na obrót wału,
- od lepkości v cieczy roboczej zasilającej silnik.

Przyjęto także hipotezę zakładającą, że przyrost $\Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,v}$ momentu strat mechanicznych jest proporcjonalny do wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika. Założono jednocześnie w proponowanych modelach, że przyrost $\Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,v}$ momentu strat mechanicznych określony jest przy prędkości $n_M = n_{Mt}$, czyli równej prędkości teoretycznej wału silnika, przy współczynniku $b_M = 1$ (przy $q_{Mgv} = q_{Mt}$) oraz przy lepkości $v = v_n$, czyli równej lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej:

$$\Delta M_{Mm_{M},n_{M},b_{M},\nu} = f(M_{M}) = \Delta M_{Mm_{M},n_{M},b_{M}=I,\nu_{n}} \sim M_{M}$$
(3)

Tworząc modele teoretyczne i matematyczne opisujące moment $M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu}$ strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze" silnika przyjęto także hipotezy zakładające, że:

- wpływ wymaganej prędkości obrotowej n_M wału i wartości współczynnika $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$ na obciążenie elementów zespołu siłami bezwładności,
- wpływ lepkości v czynnika roboczego oraz n_M i b_M na siły tarcia między elementami a cieczą roboczą,

na wielkość momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole może być określony przy momencie obciążającym wał równym zeru (przy $M_M = 0$); siły bezwładności elementów zespołu oraz siły tarcia między elementami a cieczą roboczą są bowiem niezależne od wielkości momentu M_M obciążającego wał silnika:

$$M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,\nu} = f(n_M,b_M,\nu)$$
(4)

Przyjęte hipotezy umożliwiają opisanie momentu $M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu}$ strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze" modelem teoretycznym w postaci:

$$M_{Mm|M_M,n_M,b_M,\nu} = M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,\nu} + \Delta M_{Mm|M_M,n_{Mt},b_M=I,\nu_n}$$
(5)

W silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = I$), pracującym przy teoretycznej (stałej) prędkości obrotowej n_{Mt} wału i przy (stałej) lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, model teoretyczny opisujący moment strat mechanicznych w zespole przyjmuje formę (rys. 1):

$$M_{Mm|M_{M},n_{Mt},b_{M}=l,v_{n}} = M_{Mm|M_{M}=0,n_{Mt},b_{M}=l,v_{n}} + \Delta M_{Mm|M_{M},n_{Mt},b_{M}=l,v_{n}}$$
(6)

Obraz wpływu sił bezwładności elementów zespołu konstrukcyjnego "wał –komory robocze" silnika wykonujących ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny na moment $M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,\nu}$ strat mechanicznych w silniku nieobciążonym można przedstawić jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz funkcję geometrycznej chłonności $q_{Mg\nu}$ (współczynnika b_M) na obrót wału.

Obraz wpływu sił tarcia występujących między elementami zespołu kostrukcyjnego "wał–komory robocze" a cieczą roboczą na moment $M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,\nu}$ strat mechanicznych w silniku nieobciążonym można przedstawić jako funkcję lepkości v cieczy roboczej a ponadto jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz funkcję chłonności $q_{Mg\nu}$ silnika (współczynnika b_M) na obrót wału.

Proponowane modele teoretyczne opisujące moment $M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M,\nu}$ strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze" nieobciążonego silnika hydraulicznego (przy momencie $M_M = 0$ obciążającym wał), przy zmieniającej się prędkości n_M wału, przy teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} ($b_M = 1$) lub geometrycznej (zmiennej) chłonności $q_{Mg\nu}$ silnika (b_M) na obrót wału i przy zmieniającej się lepkości ν cieczy roboczej mają postacie:

– w silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} ($b_M = 1$) na obrót wału (rys. 2):

$$M_{Mm|M_{M}=0, n_{M}, b_{M}=1, v} = M_{Mm|M_{M}=0, n_{M}, b_{M}=1, v_{n}} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}}$$
$$= \left(M_{Mm|M_{M}=0, n_{M}=0, b_{M}=1, v_{n}} + \Delta M_{Mm|M_{M}=0, n_{M}, b_{M}=1, v_{n}}\right) \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}}$$
(7)

gdzie:

$$\Delta M_{M_m|M_M=0,n_M,b_M=l,\nu_n} = M_{Mm|M_M=0,n_M,b_M=l,\nu_n} - M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=l,\nu_n}$$
$$= \left(M_{Mm|M_M=0,n_M=n_{Mt},b_M=l,\nu_n} - M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=l,\nu_n} \right) \frac{n_M}{n_{Mt}}.$$
 (8)

– w silniku hydraulicznym o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} (q_{Mgv} = $b_M q_{Mt}$) na obrót wału (rys. 5):

$$M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},v} = M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},v_{n}} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{vm}}$$

$$= \left(M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=0,\nu_{n}} + \Delta M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},\nu_{n}}\right) \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{vm}}$$

$$= \left(M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=l,\nu_{n}} + \Delta M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},\nu_{n}}\right) \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{vm}}$$
(9)

gdzie:

$$\Delta M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},\nu_{n}} = M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},\nu_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=0,\nu_{n}}$$

$$= M_{Mm|M_{M}=0,n_{M},b_{M},\nu_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=1,\nu_{n}}$$

$$= \left(M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Mt},b_{M}=1,\nu_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=1,\nu_{n}}\right) \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}$$
(10)

We wzorach (9) i (10) założono, że moment $M_{Mn|M_M=0,n_M=0,b_M,v_n}$ strat me-

chanicznych w zespole "wał–komory robocze" nieobciążonego silnika hydraulicznego (przy $M_M = 0$) o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} ($q_{Mgv} = b_M$ q_{Mt}) na obrót wału, którego prędkość obrotowa jest równa zeru ($n_M = 0$), jest praktycznie niezależny od wielkości współczynnika b_M chłonności na obrót i może być określony przy $b_M = 1$. Stąd też przyjęto upraszczające założenie, że:

$$M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=0,\nu_n} = M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M,\nu_n} = M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,\nu_n}$$

W modelach opisujących moment strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym, służących opisowi strat i sprawności energetycznej silnika i hydrostatycznego układu napędowego w polu ($0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{M max}$, $0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_M max}$) jego pracy, nie jest brany pod uwagę wzrost momentu strat mechanicznych w silniku występujący w rzeczywistości przy zbliżaniu się prędkości n_M silnika do prędkości równej zeru – $n_M = 0$, a pojawiający się poniżej prędkości krytycznej n_{Mcr} wału. Poniżej prędkości krytycznej n_{Mcr} następuje wzrost nierównomierności δn_M prędkości obrotowej silnika a w efekcie – pewien wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze". Ocena wielkości momentu $M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M, v_n}$ strat mechanicznych w silniku, którego prędkość obrotowa n_M jest równa zero – $n_M = 0$, jest dokonywana przez aproksymację funkcji $M_{Mm|M_M=0, n_M, b_M, v_n} = f(n_M)$ przy $n_M = 0$.

Wykładnik a_{vm} we wzorach (7) i (9) określa wpływ stosunku v/v_n lepkości v do lepkości $v_n = 35 \text{ mm}^2 s^{-1}$ odniesienia cieczy roboczej na wielkość momentu

strat mechanicznych, mający miejsce głównie w maszynie wyporowej tłokowej z cieczą wypełniającą obudowę (karter) (zarówno w pompie, jak i w silniku hydraulicznym).

Proponowany model teoretyczny przyrostu $\Delta M_{Mm|M_M,n_M,b_M,v}$ momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym, przyrostu będącego skutkiem obciążenia wału silnika momentem M_M , posiada tę samą formę zarówno w przypadku silnika o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału $(b_M = 1)$ jak i silnika o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} na obrót wału $(q_{Mgv} = b_M q_{Mt})$:

– w silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} ($b_M = 1$) na obrót wału (rys. 1 i 3):

$$\Delta M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M}=l,v} = \left(M_{Mm|M_{M}=M_{Ml},n_{M}=n_{Ml},b_{M}=l,v_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Ml},b_{M}=l,v_{n}}\right) \frac{M_{M}}{M_{Ml}}$$
(11)

– w silniku hydraulicznym o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} (q_{Mgv} = $b_M q_{Mt}$) na obrót wału (rys. 4 i 5):

$$\Delta M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M},v} = \left(M_{Mm|M_{M}=M_{Mt},n_{M}=n_{Mt},b_{M}=1,v_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Mt},b_{M}=1,v_{n}}\right) \frac{M_{M}}{M_{Mt}}.$$
(12)

W efekcie, proponowane modele teoretyczne opisujące moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym przyjmują postacie:

– w silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} ($b_M = 1$) na obrót wału (rys.3):

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M}=l,v} = \begin{bmatrix} M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Mt},b_{M}=l,v_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=l,v_{n}} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} \end{bmatrix} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + \left(M_{Mm|M_{M}=0,m_{M}=n_{Mt},b_{M}=l,v_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Mt},b_{M}=l,v_{n}} \frac{n_{M}}{M_{Mt}} \right) \frac{M_{M}}{M_{Mt}}$$
(13)

– w silniku hydraulicznym o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} (q_{Mgv} = $b_M q_{Mt}$) na obrót wału (rys. 4 – przy n_{Mt} , v_n , rys.6 – przy v_{min} , $v_n v_{max}$):

 $M_{Mm|M_M,n_M,b_M,v} =$

$$\begin{bmatrix} M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=l,\nu_{n}} + \left(M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Ml},b_{M}=l,\nu_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=0,b_{M}=l,\nu_{n}}\right) \frac{n_{M}}{n_{Ml}} b_{M} \end{bmatrix} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{m}} + \left(M_{Mm|M_{M}=M_{Mk},n_{M}=n_{Mk},b_{M}=l,\nu_{n}} - M_{Mm|M_{M}=0,n_{M}=n_{Mk},b_{M}=l,\nu_{n}}\right) \frac{M_{M}}{M_{Ml}}$$
(14)

3. Modele matematyczne momentu strat mechanicznych

W modelach matematycznych opisujących moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym zastosowane są współczynniki k_i strat odnoszące (porównujące) składniki opisujące moment M_{Mm} strat w modelach teoretycznych do następujących wielkości odniesienia:

– momentu teoretycznego $M_{Mt} = \frac{q_{Mt}p_n}{2\Pi}$ silnika hydraulicznego o teoretycz-

nej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału, określonego przy spadku Δp_M ciśnienia w silniku równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu, w którym silnik jest zastosowany (przy $\Delta p_M = p_n$) oraz przy założeniu, że w silniku nie występują straty ciśnieniowe i mechaniczne,

 teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} silnika hydraulicznego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału wynikającej z chłonności Q_M silnika równej wydaj-

ności teoretycznej
$$Q_{Pt}$$
 pompy $\left(n_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{q_{Mt}}\right)$,

– wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy napędzającej silnik hydrauliczny będącej iloczynem wydajności teoretycznej q_{Pt} na obrót wału pompy o stałej wydajności na obrót i prędkości n_{P0} wału pompy nieobciążonej ($Q_{Pt} = q_{Pt} n_{P0}$).

Modele teoretyczne i matematyczne opisują moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału bądź o geometrycznej (zmiennej) chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału:

- $q_{Mt} = q_{M|\Delta p_{Mi}=0, p_{M2i}=0, v_n}$ jest chłonnością teoretyczną na obrót wału silnika

o stałej chłonności na obrót, określoną przy $\Delta p_{Mi} = 0$, $p_{M2i} = 0$ i przy v_n , która jest równa objętości czynnej komór roboczych tworzonej w trakcie jednego obrotu wału,

– $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ jest chłonnością geometryczną na obrót wału silnika o zmiennej chłonności na obrót, określoną przy $\Delta p_{Mi} = 0$, $p_{M2i} = 0$ i przy v_n , która jest równa objętości czynnej komór roboczych tworzonej w trakcie jednego obrotu wału. Przy opracowaniu modeli zakłada się, że chłonność q_{Mgv} na obrót wału silnika hydraulicznego zmienia się w granicach $0 \le q_{Mgv} \le q_{Mt}$,

zaś współczynnik $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$ zmiany chłonności na obrót wału silnika hydraulicznego zmienia się w granicach $0 \le b_M \le 1$.

Proponowane modele matematyczne opisujące moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika, nawiązujące do modeli teoretycznych momentu strat mechanicznych, mają postać:

 w silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału (w nawiązaniu do modelu teoretycznego (13)):

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M}=1,,\nu} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}}\right) M_{Mt} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{\nu m}} + k_{7.2} M_{M}$$
$$= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}}\right) \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{\nu m}} + k_{7.2} M_{M}$$
(15)

gdzie:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M} = 0, n_M = 0, b_M = 1, v_n}{M_{Mt}} = \frac{M_{Mm|M_M} = 0, n_M = 0, b_M = 1, v_n}{\frac{q_{Mt} p_n}{2\Pi}}$$
(16)

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0,n_M=n_{Mt},b_M=1,v_n} - M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,v_n}}{M_{Mt}}$$
$$= \frac{M_{Mm|M_M=0,n_M=n_{Mt},b_M=1,v_n} - M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,v_n}}{\frac{q_{Mt}p_n}{2\Pi}}$$
(17)

$$k_{7,2} = \frac{M_{Mm|M_M = M_{Mt}, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n} - M_{Mm|M_M = 0, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n}}{M_{Mt}}$$
$$= \frac{M_{Mm|M_M = M_{Mt}, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n} - M_{Mm|M_M = 0, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n}}{\frac{q_{Mt} p_n}{2\Pi}}$$
(18)

– w silniku hydraulicznym o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} na obrót wału (w nawiązaniu do modelu teoretycznego (14)):

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M},v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}\right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_{M}$$
$$= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}\right) \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_{M}$$
(19)

gdzie: współczynnik $k_{7.1.1}$ opisany jest wzorem (16), współczynnik $k_{7.1.2}$ – wzorem (17), współczynnik $k_{7.2}$ – wzorem (18).



Rys.1. Moment $M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M=I, v_n}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał–komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = I$), przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja momentu M_M na wale silnika – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (6)



Rys.2. Moment $M_{Mm|M_M=0, n_M, b_M=1, v}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym

"wał–komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = I$), przy momencie $M_M = 0$ na wale, jako funkcja stosunku v/v_n lepkości v do lepkości v_n odniesienia cieczy – interpretacja graficzna modeli teoretycznych (7) i (8); prędkość $n_M = 0$, n_M i n_{Mt} wału silnika. Wpływ lepkości v cieczy roboczej na siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze" a cieczą roboczą występuje głównie w silnikach hydraulicznych tłokowych posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą



Rys.3. Moment $M_{Mm|M_M, n_M, b_M=l,v}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału ($b_M = I$) jako funkcja momentu M_M na wale silnika – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (13); teoretyczna prędkość obrotowa n_{Mt} wału, prędkość $n_M = 0$; lepkość v_{min} , v_n i v_{max} cieczy roboczej. Wpływ lepkości v cieczy roboczej na siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze" a cieczą roboczą występuje głównie w silnikach hydraulicznych tłokowych posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą



Rys.4. Moment $M_{Mm|M_M, n_{Mt}, b_M, v_n}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał –komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału, przy teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja momentu M_M na wale silnika – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (14); chłonność q_{Mgv} na obrót wału (współczynnik b_M zmiany chłonności na obrót wału): $q_{Mgv} = 0$ ($b_M = 0$), q_{Mgv} (b_M), $q_{Mgv} = q_{Mt}$ ($b_M = 1$)



Rys.5. Moment $M_{Mm|M_M=0, n_M, b_M, v}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o zmiennej chłonności q_{Mgv} = $b_M q_{Mt}$ na obrót wału, przy momencie $M_M = 0$ na wale, jako funkcja stosunku v/v_n lepkości v do lepkości v_n odniesienia cieczy – interpretacja graficzna modeli teoretycznych (9) i (10); teoretyczna prędkość obrotowa n_{Mt} wału, prędkość $n_M = 0$; chłonność q_{Mgv} na obrót wału (współczynnik b_M zmiany chłonności na obrót wału): $q_{Mgv} = 0$ ($b_M = 0$), $q_{Mgv} = (b_M)$, $q_{Mgv} = q_{Mt}$ ($b_M = 1$). Wpływ lepkości v cieczy roboczej na siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał-komory robocze" a cieczą roboczą występuje głównie w silnikach hydraulicznych tłokowych posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą



Rys.6. Moment $M_{Mm|M_M, n_M, b_M, v}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał –komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o zmiennej chłonności $q_{Mgv} = b_M$

 q_{Mt} na obrót wału jako funkcja momentu M_M na wale silnika – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (14); teoretyczna prędkość obrotowa n_{Mt} wału, prędkość $n_M = 0$; chłonność q_{Mgv} na obrót wału (współczynnik b_M zmiany chłonności na obrót wału): q_{Mgv} = 0 ($b_M = 0$), $q_{Mgv} = (b_M)$, $q_{Mgv} = q_{Mt}$ ($b_M = 1$). Wpływ lepkości v cieczy roboczej na siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał–komory robocze" a cieczą roboczą występuje głównie w silnikach hydraulicznych tłokowych posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą

4. Wnioski

1. Opracowano modele teoretyczne i matematyczne momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał–komory robocze" silnika hydraulicznego obrotowego o stałej q_{Mt} (V_{Mt}) i o zmiennej q_{Mgv} (V_{Mgv}) chłonności na obrót wału silnika. Modele obrazują zależność momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole od momentu M_M obciążającego wał i od prędkości n_M wału (zmieniających się w polu $(0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{Mmax}, 0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_{Mmax})$ pracy silnika (i hydrostatycznego układu napędowego)) a także od lepkości v cieczy roboczej zasilającej silnik zmieniającej się w zakresie $v_{min} \le v \le v_{max}$. Moment M_M i prędkość n_M wału oraz lepkość v cieczy roboczej są parametrami niezależnymi od silnika i od strat w nim występujących.

Modele obrazują również zależność momentu M_{Mm} od wielkości q_{Mgv} chłonności na obrót wału silnika (współczynnika $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$ chłonności na obrót silnika) w silniku o zmiennej chłonności na obrót. W modelach przyjmuje się zmianę q_{Mgv} (b_M) w zakresie $0 \le q_{Mgv} \le q_{Mt}$ ($0 \le b_M \le l$), chociaż w trakcie pracy silnika b_{Mmin} jest rzędu 0,2÷0,3.

2. Modele matematyczne momentu M_{Mm} strat mechanicznych oparte są na zdefiniowanych współczynnikach k_i strat energetycznych odnoszących moment strat mechanicznych do wielkości odniesienia:

- momentu teoretycznego M_{Mt} silnika o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału, określonego przy ciśnieniu nominalnym p_n pracy układu,
- teoretycznej prędkości obrotowej n_{Mt} silnika o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału, wynikającej z wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy.

3. Modele matematyczne momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wałkomory robocze" powinny korespondować z modelami strat objętościowych w komorach roboczych oraz z modelami strat ciśnieniowych w kanałach silnika.

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 A.Klicha, E.Palczaka i A.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 A.Klicha, E.Palczaka i A.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.
- 4. 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 sterowaniem 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 A.Klicha, A.Kozieła i E.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. Referat zgłoszony na Konferencję "Cylinder 2010".

Ocena strat w silniku hydraulicznym na przykładzie badań silnika SWSB-63

Agnieszka Maczyszyn – Politechnika Gdańska

Streszczenie. W pracy porównano dwa modele strat, zaproponowanych przez A.Balawendera w monografii pt.: *Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych* [1] i przez Z.Paszotę w referacie pt.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym wyporowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego* [17]. Korzystając z danych uzyskanych podczas badań silnika hydraulicznego SWSB-63 [2], przedstawiono wykresy obrazujące straty mechaniczne, straty objętościowe i straty ciśnieniowe w funkcji parametrów, od których straty te bezpośrednio zależą (zgodnie z pracą [17]), porównując je z opisem strat przedstawionych w funkcji parametrów przyjętych w pracy [1].

1. Wprowadzenie

Patrząc na stan wiedzy i poziom technologiczny, świat jak i my sami rozwijamy się w bardzo szybkim tempie. Chcąc wyjść naprzeciw potrzebom, które stawiają przed nami użytkownicy maszyn i urządzeń, nie tylko hydraulicznych, jesteśmy zmuszani do ciągłych poszukiwań nowych rozwiązań, technologii i metod badawczych.

W tym biegnącym świecie ważne jest abyśmy się na chwilę zatrzymali i spojrzeli na to, co już osiągnęliśmy i na to, co możemy osiągnąć poprzez usystematyzowanie definicji i metod badań, jednym słowem poprzez ponowne uporządkowanie stanu wiedzy na temat strat i sprawności występujących w wyporowych maszynach hydraulicznych. Takie próby zostały podjęte przez Z.Paszotę w referacie pt.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym wyporowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego* [17]. W oparciu o ten artykuł oraz o wyniki badań zawarte w [2], przedstawiono straty występujące w silniku średniociśnieniowym wysokomomentowym wolnoobrotowym typu SWSB-63, którego budowa i opis przeprowadzonych badań zawarte są również w [4].

Celem pracy jest uporządkowane przedstawienie strat (zgodnie z [17]) mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w funkcji różnych, właściwych parametrów, które bezpośrednio wpływają na ich wielkość a dzięki temu określenie ich rzeczywistych wartości. Skonfrontowanie spojrzenia zaproponowanego przez Z.Paszotę w [17] ze spojrzeniem A.Balawendera w [1, 3] na przykładzie silnika SWSB-63 umożliwia porównanie i przedstawienie różnic w ocenionych tymi dwiema metodami strat.

2. Opisy strat występujących w silniku hydraulicznym

Opisem matematycznym strat występujących w hydraulicznych maszynach wyporowych zajmowano się od momentu ich wynalezienia. Wzory te były

rozbudowywane, dokładano do nich nowe elementy i człony związane z pogłębiającą się wiedzą na ten temat. Droga ta prowadziła, między innymi, przez prace takich badaczy, jak: Wilson, Thoma, Prokofiev, Schlösser i Hilbrands, by skończyć na polskich autorach: Stryczek, Balawender i Paszota. Skupiając się na ostatnich dwóch autorach, można przedstawić i porównać ich punkt widzenia na straty występujące w silnikach hydraulicznych.

A.Balawender [1, 3] dzieli straty występujące w silnikach hydraulicznych na:

straty momentu, przedstawione za pomocą modelu:

$$M_{s} = C_{Tk} D_{t}^{3} p_{0} + C_{\mu} \mu_{0} \omega D_{t}^{3} + C_{H\rho} \rho \omega^{2} D_{t}^{5} + C_{Tp} \left[1 + k_{om} \exp\left(-\frac{\omega\mu_{0}}{\Omega_{0}}\right) \right] D_{t}^{3} p_{1} + C_{Tr} D_{t}^{3} p_{1}$$

gdzie:

 C_{Tk} – współczynnik proporcjonalności związany z tarciem mechanicznym,

 D_t – wymiar charakterystyczny silnika hydraulicznego,

- p_0 ciśnienie atmosferyczne,
- C_{μ} współczynnik proporcjonalności związany z lepkością dynamiczną cieczy roboczej,
- μ_0 współczynnik lepkości dynamicznej oleju przy parametrach (p_0,T_1) ,
- ω prędkość kątowa wału silnika,
- $C_{\rm H\rho} {\rm współczynnik}$ proporcjonalności związany ze stratami ciśnienia w kanałach,

 ρ – masa właściwa cieczy roboczej przy ciśnieniu p_0 ,

 $C_{T_{P}}$ – współczynnik proporcjonalności związany z tarciem mechanicznym,

$$k_{om}$$
 – współczynnik dany zależnością : $k_{om} = \frac{\Delta M_{oTm}}{M_{Tp}}$

 Ω_0 – stała wykładnika potęgowego,

 C_{Tr} – współczynnik proporcjonalności związany ze zmiennością tarcia podczas rozruchu,

 p_1 – ciśnienie na dopływie do silnika hydraulicznego.

straty objętościowe, przedstawione za pomocą modeli:

- dla silnika hydraulicznego bez kompensacji luzów:

$$Q_s = C_s \frac{V_t}{2\pi} \Delta p \omega + \frac{C_{ol}}{\mu_0} \frac{V_t}{2\pi} \Delta p + C_{ot} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2\pi}\right)^2 + \frac{C_{oz}}{\mu_0} \frac{V_t}{2\pi} p_2}$$

gdzie:

- $C_{\rm s}$ współczynnik proporcjonalności zależny od ciśnienia i prędkości obrotowej,
- V_t teoretyczna objętość robocza silnika na jeden obrót wału,

 Δp – spadek ciśnienia w silniku,

 $C_{ol,}$ – współczynnik proporcjonalności składowej laminarnej i turbulentnej przecieków,

 C_{oz} – współczynnik proporcjonalności zależny od przecieków zewnętrznych,

 p_2 – ciśnienie na odpływie z silnika hydraulicznego.

Widać tu, że straty objętościowe są sumą czterech składników: pierwszy człon mówi o składowej zależnej od ciśnienia i prędkości obrotowej $(\omega = 2\pi n)$, drugi i trzeci człon mówią o składowych spowodowanych przeciekami wewnętrznymi odpowiednio dla przepływu laminarnego i turbulentnego, czwarty człon natomiast to składowa zależna od przecieków zewnętrznych.

- dla silnika hydraulicznego z kompensacją luzów:

$$Q_{s} = C_{s} \frac{V_{t}}{2\pi} \Delta p \omega + \frac{C_{ol}}{\mu_{0}} \frac{V_{t}}{2\pi} \Delta p (l + B_{h} \Delta p)^{3} + C_{ot} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \sqrt[3]{\left(\frac{V_{t}}{2\pi}\right)^{2} + \frac{C_{oz}}{\mu_{0}} \frac{V_{t}}{2\pi} p_{2}}$$

gdzie:

C'_{ol} – współczynnik proporcjonalności,

 B_h – współczynnik charakteryzujący działanie zespołu kompensacji luzów.

W powyższym równaniu, do składowej związanej z przeciekami wewnętrznymi dla przepływu laminarnego dochodzi człon $(1 + B_h \Delta p)^3$ związany z działaniem zespołu kompensacji luzów w silniku.



Rys.1. Charakterystyki całkowitych strat objętościowych $Q_S = f(n)_{\Delta p}$ silnika SWSB-63 według [1]

Wykresy obrazujące wymienione zależności, w oparciu o badanie silnika SWSB-63 [2], opracowane w [1], przedstawiono na rysunkach 1 i 2.



Rys.2. Składowe momentu strat w silniku SWSB-63 dla różnych temperatur oleju według [1]

Z. Paszota w publikacjach [4÷18] zwraca uwagę na to, że straty występujące w silnikach hydraulicznych i pompach są błędnie oceniane, ponieważ są one przedstawiane w funkcji parametrów, które jednocześnie od tych strat zależą bądź w funkcji parametrów, które nie mają bezpośredniego wpływu na straty. Opublikowane dotychczas zależności strat w silniku hydraulicznym [17, 18] przedstawiono poniżej:

- moment $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" jest funkcją momentu M_M obciążającego wał silnika, wymaganej prędkości obrotowej n_M wału oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej [17]. W pracy [18] przedstawiono opis matematyczny momentu M_{Mm} strat w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze":
 - w silniku o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} na obrót wału:

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M}=1,,v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}}\right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2}M_{M} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}}\right) \frac{q_{Mt}p_{n}}{2\pi} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2}M_{M}$$

gdzie:

 n_{Mt} – teoretyczna prędkość wału silnika,

 M_{Mt} – teoretyczny moment silnika,

 v/v_n – stosunek lepkości v do lepkości $v_n = 35mm^2s^{-1}$ odniesienia cieczy roboczej,

- a_{vm} wykładnik określający wpływ stosunku v/v_n lepkości v do lepkości $v_n = 35 mm^2 s^{-1}$ odniesienia cieczy roboczej na wielkość momentu strat mechanicznych w maszynie wyporowej tłokowej z cieczą wypełniającą obudowę (karter),
- p_n ciśnienie nominalne układu,

 k_i – współczynniki strat dane wzorami:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

$$k_{7.2} = \frac{M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mt}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

- w silniku o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} na obrót wału:

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M},v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}\right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_{M} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}\right) \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\pi} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_{M}$$

gdzie:

 b_M – współczynnik nastawy silnika.


b)





Rys.3. Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika SWSB-63 w funkcji momentu M_M na wale i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału; a) $v = 150 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; b) $v = 26 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; c) $v = 13 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest prędkością, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%

a)





Rys.4. Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika SWSB-63 w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i przy ustalonych momentach M_M na wale; a) $v = 150 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; b) $v = 26 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; c) $v = 13 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest prędkością, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%



Rys.5. Moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika SWSB-63 w funkcji momentu M_M na wale, przy nominalnej prędkości obrotowej $n_{Mn} = 2,67s^{-1}$ wału i przy ustalonych lepkościach v cieczy roboczej

- natężenie $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ strat objętościowych w komorach roboczych jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i, w pewnym stopniu, funkcją prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej [17],
- straty $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$ ciśnienia cieczy roboczej w kanałach silnika są funkcją chłonności Q_M silnika oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej [17].

Wyniki badań strat energetycznych w silniku SWSB-63 [2], przedstawione w funkcji parametrów pracy zamieszczonych w pracy [17], obrazują rysunki 3 do 9.

- Charakterystyki $M_{Mm} = f(M_M)$ przy $n_M = const.$ i v = const (rys. 3) określono na podstawie danych z [2], obliczając dodatkowo moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole "wał-komory robocze" (zdefiniowany w [4]) jako różnicę momentu M_{Mi} indykowanego w komorach roboczych (określonego z zależności $M_{Mi} = \frac{q_{Mt} \Delta p_{Mi}}{2\pi}$) i momentu M_M obciążającego wał silnika.

Aproksymując krzywe (rys. 3a÷c) liniami prostymi, otrzymano dane do wykreślenia zależności $M_{Mm} = f(n_M)$ przy $M_M = const.$ i v = const., przedstawionych na rys. 4a÷c.

Charakterystyki $M_{Mm} = f(v)$ przy $M_M = const.$ i $n_{Mn} = 2,67 \, s^{-1}$ (rys. 5 a÷c) otrzymano na podstawie rys. 3a÷c.





Rys.6. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika SWSB-63 w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału; a) $v = 150 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; b) $v = 26 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; c) $v = 13 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest prędkością, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%





Rys.7. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika SWSB-63 w funkcji prędkości obrotowej n_M wału i przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} ciśnienia indykowanych w komorach roboczych; a) $v = 150 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; b) $v = 26 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; c) $v = 13 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$. Prędkość krytyczna n_{Mcr} wału jest prędkością, poniżej której nierównomierność prędkości δ_{nM} jest wyższa od 10%

- Charakterystyki $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi})$ przy $n_M = const.$ i v = const (rys. 7a÷c) otrzymano, obliczając natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika jako różnicę chłonności Q_M silnika i iloczynu teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót oraz prędkości obrotowej n_M wału silnika. Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych silnika obliczono jako różnicę spadku Δp_M ciśnienia w silniku i strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach silnika (zgodnie z [4]).





Rys.8. Straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach w funkcji chłonności Q_M silnika SWSB-63; a) $v = 150 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; b) $v = 26 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$; c) $v = 13 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$. Chłonność teoretyczną $Q_{Mt} = 1,71 \text{ dm}^3 \text{s}^{-1}$ wyznaczono z zależności q_{Mt} n_{Mn}



Rys.9. Straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach w funkcji lepkości v cieczy roboczej przy natężeniu równym chłonności teoretycznej $Q_{Mt} = 1,71 \ dm^3 s^{-1}$ silnika SWSB-63

– Charakterystyki $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi})$ przy $n_M = const.$ i v = const. (rys. 6 a÷c) otrzymano, obliczając natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika, jako różnicę chłonności Q_M silnika i iloczynu teore-tycznej chłonności q_{Mt} na obrót oraz prędkości obrotowej n_M wału. Spadek Δp_{Mi} ciśnienia indykowany w komorach roboczych silnika obliczono jako różnicę spadku Δp_M ciśnienia w silniku i strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach silnika (zgodnie z [4]).

Charakterystyki $Q_{Mv} = f(n_M)$ przy $\Delta p_{Mi} = const.$ i v = const. (rys. 7 a÷c) otrzymano aproksymując krzywe na rysunku 6 a÷c liniami trendu (dążąc do uzyskania jak największego prawdopodobieństwa – są to krzywe przedstawiające funkcje potęgowe).

- Charakterystyki $\Delta p_{Mp} = f(Q_M)$ przy v = const (rys. 8 a÷c) zaczerpnięto z [2].

Charakterystykę $\Delta p_{Mp} = f(v)$ przy $Q_{Mt} = const.$ (rys. 9) otrzymano na podstawie charakterystyk $\Delta p_{Mp} = f(Q_M)$ (rys. 8 a÷c), uwzględniając wpływ lepkości cieczy przy natężeniu równym chłonności teoretycznej Q_{Mt} .

Prędkość n_{Mcr} krytyczną przyjęto na poziomie stosunkowo wysokiej nierównomierności prędkości obrotowej silnika $\delta n_M \approx 10\%$. Poniżej przyjętej wartości prędkości n_{Mcr} krytycznej, na wykresach (rys. 3÷7) nie wyznaczano charakterystyk.

Chłonność teoretyczną Q_{Mt} obliczono jako iloczyn teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót i nominalnej prędkości n_{Mn} obrotowej wału silnika.

3. Porównanie dwu ocen strat występujących w silniku

- 1. Zaproponowane w [17] oddzielenie strat mechanicznych (momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze") od strat "hydraulicznych" (strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach roboczych) zmienia obraz charakterystyk momentu strat (rys. 2, 3, 4, 5).
- 2. Moment M_s strat (rys. 2) przedstawiony w funkcji prędkości obrotowej n i przy ustalonych spadkach Δp ciśnienia w silniku jest błędny, ponieważ jest on obarczony wpływem strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze", wpływem strat objętościowych w komorach roboczych oraz wpływem strat ciśnieniowych w kanałach silnika. Poprawne przedstawienie momentu $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" przedstawiają rysunki 3, 4 i 5.

- 3. Moment M_s strat (rys. 2) uwzględnia, obok wpływu momentu strat mechanicznych w zespole "wał-komory robocze", również wpływ strat ciśnieniowych w kanałach silnika. Połączenie tych dwóch rodzajów strat jest błędne, gdyż zależą one od różnych parametrów a uzyskane w ten sposób wartości momentu strat są w efekcie obarczone błędami. Dla przykładu, wartości momentu M_s strat (rys. 2) przy ustalonej prędkości obrotowej $n_{Mn} = 2,67 s^{-1}$ i przy ustalonych trzech lepkościach v cieczy roboczej zmieniają się w zakresie 30÷60 Nm, natomiast wartości momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" (rys. 5) dla tych samych lepkości, uwzględniające zależności przedstawione w [17], zmieniają się w zakresie 17÷24 Nm.
- 4. Analizując wykres przedstawiający $M_s = f(p_1)$ (rys. 2) należy podkreślić, iż jest to błędne przedstawienie momentu strat, gdyż moment strat powinien być przedstawiony w funkcji momentu obciążającego jako od tych strat niezależnego (zgodnie z [17]). Mimo błędnego przedstawienia – dochodzimy do podobnych wniosków, gdyż wykresy (rys. 2 i 5) pokazują równoległy wzrost (kąty pochylenia krzywych na rysunku 2 są identyczne) momentu strat przy różnych lepkościach (temperaturach) oleju. Lepkość, przy ustalonej prędkości obrotowej, nie wpływa na przyrost momentu strat wynikający z przyrostu momentu obciążającego.
- 5. Wpływ lepkości v cieczy roboczej (głównie w karterze silnika) na moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" przy momencie obciążającym wał równym $M_M = 0$ i przy nominalnej prędkości obrotowej $n_{Mn} = 2,67 s^{-1}$ (rys. 5) jest określony wielkością wykładnika potęgowego a_{vm} [18] równą $a_{vm} \approx 0,15$.
- 6. Na wykresach przedstawiających moment M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" w funkcji momentu M_M na wale silnika i przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M silnika (rys. 3a÷c) widać prawidłową zależność momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych określonego przy $M_M = 0$ od prędkości obrotowej n_M wału. Rosnącej prędkości n_M wału towarzyszy wzrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ związany ze wzrostem sił bezwładności elementów konstrukcyjnych oraz ze wzrostem sił tarcia między tymi elementami a cieczą roboczą. We wzorach matematycznych opisujących moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat przyjmuje się, że jest to wzrost liniowy. Przy większych obciążeniach widać, że na powiększanie się momentu strat wpływa rosnąco nierównomierność prędkości obrotowej.
- W celu nie zaciemniania przekazu, na rysunku 3a÷c nie naniesiono punktów pomiarowych ani prostych uzyskanych z pomiarów przy prędkościach poniżej prędkości krytycznej, która okazała się wysoką mimo

tego, że jako n_{Mcr} przyjęto prędkość, poniżej której nierównomierność prędkości δn_M jest wyższa od 10%. Badany silnik SWSB-63 charakteryzował się dużą nierównomiernością prędkości obrotowej, co przekładało się na trudności we właściwym określaniu strat mechanicznych i objętościowych. Nierównomierność prędkości silnika, przy małej prędkości n_M wału i przy dużym momencie M_M oraz małych lepkościach v cieczy roboczej jest bardzo wysoka (rzędu 100% i wyżej). Straty mechaniczne wówczas rosną i są trudne do określenia.

- 8. Pomijając zakres zbyt dużej nierównomierności prędkości obrotowej (rys. 4a÷c), można zauważyć, że wzrost prędkości obrotowej n_M daje wzrost momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze"; widać to szczególnie przy dużej lepkości $v = 150 mm^2 s^{-1}$, mniej przy małych lepkościach $v = 26 mm^2 s^{-1}$ i $v = 13mm^2 s^{-1}$. Ten wzrost momentu strat mechanicznych ze wzrostem prędkości wału bierze się zarówno z sił tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał-komory robocze" a cieczą roboczą, jak i z sił bezwładności elementów zespołu.
- 9. Obrazy zależności momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" (rys. 4) oraz momentu strat według rysunku 2 od prędkości obrotowej n_M są zupełnie różne. Na rysunku 2 widać bardzo wyraźny wzrost momentu strat ze wzrostem prędkości obrotowej, a na rysunku 4 linie układają się z tendencją zbliżoną bardziej do linii poziomych. Należy też tu zwrócić uwagę na fakt, iż z powodu nierównomiernej pracy silnika, część punktów pomiarowych została oddzielona i nie brano ich pod uwagę, natomiast na rysunku 2 przez punkty te poprowadzono linię i uwzględniono to w analizie pracy silnika.
- 10. Uzyskane przez A. Balawendera [1], charakterystyki $Q_s = f(n)_{\Delta p}$ całkowitych strat objętościowych, określone przy ustalonych spadkach Δp ciśnienia w silniku, w funkcji prędkości obrotowej *n* wału silnika, są błędne. Charakterystyki te powinny być przedstawione (zgodnie z [15]) w funkcji $Q_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$, tzn. w funkcji parametrów, od których straty te bezpośrednio zależą, czyli w funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, prędkości obrotowej n_M wału i lepkości ν cieczy roboczej.
- 11. Obrazy zależności natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach silnika od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach, przy ustalonych prędkościach n_M obrotowych wału, opisane funkcją wykładniczą $Q_{M\nu} \sim \Delta p_{Mi}^b$, pozwalają określić charakter przepływu cieczy roboczej z jednoczesnym wpływem zmian szczelin dławiących w silniku. Wykładniki potęgowe *b* przyjmują następujące wartości: a) $\left(v = 150 mm^2 s^{-1}\right)$ b = 1,02; b)

 $(v = 26 mm^2 s^{-1})$ b = 1,29; c) $(v = 13 mm^2 s^{-1})$ b = 1,29. Wartości wykładnika b pozwalają więc wnioskować, że w badanym silniku na natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych wpływa rosnący z Δp_{Mi} przekrój szczelin w komorach.

12. Wpływ lepkości v cieczy roboczej na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych (rys. 6), przy $\Delta p_{Mi} = 5.9MPa$ i przy prędkości obrotowej $n_M = 1.67 s^{-1}$, jest określony wielkością wykładnika potęgowego

 a_{v_v} w zależności $Q_{Mv} \sim \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vv}}$ [6], gdzie $a_{v_v} \approx -0.77$. Natomiast przy nominalnej prędkości obrotowej $n_{Mn} = 2.67 s^{-1}$ wartość wykładnika maleje do $a_{v_v} \approx -0.62$. Wartości wykładnika a_{v_v} pozwalają wnioskować, że natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych ma charakter przepływu zaburzonego ze wzrastającym stopniem zaburzenia towarzyszącym wzrostowi prędkości obrotowej n_M wału.

- 13. Obraz zależności strat Δp_{Mp} ciśnienia cieczy roboczej w kanałach roboczych od chłonności Q_M silnika pozwala, poprzez aproksymację krzywych z rysunku 8a÷c, funkcją wykładniczą w postaci: $\Delta p_{Mp} \sim Q_M^b$ [5], na określenie charakteru przepływu cieczy roboczej w kanałach. Wyznaczone wykładniki potęgowe b przyjmują następujące wartości: a) ($v = 150 mm^2 s^{-1}$) b = 1,43; b) ($v = 26 mm^2 s^{-1}$) b = 1,76; c) ($v = 13 mm^2 s^{-1}$) b = 1,89. Wartości wykładnika b pozwalają więc wnioskować, że w badanym silniku występuje przepływ burzliwy nie w pełni rozwinięty z rosnącym stopniem zaburzenia towarzyszącym malejącej lepkości v cieczy roboczej.
- 14. Wpływ lepkości v cieczy roboczej na straty Δp_{Mp} ciśnienia cieczy w kanałach (rys. 8), określono, przy natężeniu równym chłonności teoretycznej $Q_{Mt} = 1,71 dm^3 s^{-1}$ silnika, wielkością wykładnika potęgowego a_{vp} w zależ-

ności
$$\Delta p_{Mp} \sim \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{pv}}$$
. Wykładnik jest równy $a_{vp} \approx 0,26$.

4. Wnioski

1. Opracowanie jest pierwszą próbą pokazania różnic w ocenie strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w silniku hydraulicznym, różnic wynikających z ocen dokonanych w funkcji różniących się parametrów. Poddano porównaniu dwa rodzaje modeli strat. Modele,

zaproponowane przez A. Balawendera [1, 3], są bardzo skomplikowane, zawierają w sobie parametry, które same od strat zależą. Modele Z. Paszoty w [17, 18], które są ciągle rozwijane, są opisami, w których straty określone są w funkcji parametrów bezpośrednio wpływających na straty i od strat niezależnych. Spojrzenie to pozwala w namacalny sposób przedstawić różnicę w ocenie wielkości i proporcji strat.

- 2. Poprawność przedstawienia momentu M_{Mm} strat mechanicznych w silniku, występującego w zespole konstrukcyjnym "wał – komory robocze", polega nie tylko na wyeliminowaniu z niego strat "hydraulicznych", ale również na przedstawieniu samego momentu strat mechanicznych w funkcji parametrów, które bezpośrednio wpływają na jego wielkość, tj. funkcji wymaganego momentu M_M obciążającego wał silnika i wymaganej prędkości obrotowej n_M wału oraz w funkcji lepkości v cieczy roboczej.
- 3. Przedstawione straty mechaniczne $M_{Mm} = f(M_M, n_M, v)$ w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze", straty objętościowe $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ w komorach i straty ciśnieniowe $\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$ w kanałach mają różny charakter i są funkcjami różnych parametrów, choć na pierwszy rzut oka wydawać by się mogło, że łączy je jeden wspólny parametr, którym jest lepkość v cieczy roboczej. Jednak jej wpływ na poszczególne straty jest różny. Zostało to pokazane za pomocą wykładników potęgowych a_v , dzięki metodzie zaproponowanej przez Z. Paszotę [4÷18], polegającej na ocenianiu poszczególnych strat z użyciem współczynników k_i które, dzięki swojemu uniwersalnemu zapisowi, umożliwiają ocenę strat nie tylko w poszczególnych elementach ale również w całym układzie.

Literatura

- 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 wysoko momentowego średniociśnieniowego SWSB-63. Praca naukowo-badawcza, Gdańsk 1972.
- Balawender A.: Chapter 19: Physical and mathematical models of losses in hydraulic motors. W: Developments in mechanical engineering, ed. Barylski A., Ciesliński Janusz T.. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2005.

- 4. Paszota Z.: Aspects energetiques des transmissions hydrostatiques. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2002.
- 5. Paszota Z.: Model strat ciśnieniowych w pompie wyporowej stosowanej w napędzie hydrostatycznym. Materiały VIII Konferencji Naukowej "Okrętownictwo i Oceanotechnika Perspektywy rozwoju systemów transportowych". Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej. Polska Akademia Nauk: Komisja Techniki Morskiej, Zespół Bezpieczeństwa Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn, Zespół Techniki Morskiej Sekcji Technicznych Środków Transportu Komitetu Transportu, Zespół Technik Transportu Bliskiego Sekcji Technicznych Środków Transportu Komitetu Transportu. Międzyzdroje, 7-9.06.2006. Wydawnictwo Uczelniane P.S., Szczecin 2006, s. 209–216, 2 rys., bibliograf. 15 poz.
- 6. 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.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Cz. I. Silnik hydrauliczny. Napędy i Sterowanie. – 2007, nr 11(103), s. 120-129.
- 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 A.Klicha, E.Palczaka i A.Medera. Biblioteka "Cylinder", Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 121–139, rys. 12, bibliograf. 10 poz.
- 9. 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 A.Klicha, E.Palczaka i A.Medera. Biblioteka "Cylinder", Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 141–159, rys. 7, bibliograf. 10 poz.

- 10. 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.
- 11. 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 sterowaniem 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, 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 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 A.Klicha, A.Kozieła i E.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.
- 16. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motor. Polish Maritime Research 4 (62) 2009, Vol. 16; s. 16–21, rys. 1, bibliograf. 11 poz.

- 17. Paszota Z.: Straty energetyczne w silniku hydraulicznym wyporowym definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego. Referat zgłoszony na konferencję "Cylinder – 2010".
- 18. Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym. Referat zgłoszony na konferencję "Cylinder – 2010".

Rezultaty badań rozwojowych hydraulicznych silników satelitowych typoszeregu SM

Paweł Śliwiński – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Opisano najnowszą konstrukcję hydraulicznych silników satelitowych typoszeregu SM, o małych objętościach roboczych od 5-34 cm³/obr. Przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych jednego, wybranego z typoszeregu, silnika zasilanego olejem, emulsją oleju w wodzie typu HFA-E oraz wodą. Ze względu na jednakową konstrukcję wszystkich silników typoszeregu sprawności tych silników przyjmują podobne wartości. Porównano również silniki satelitowe z silnikami gerotorowymi pod kątem, zarówno ich parametrów technicznych, jak i osiąganych sprawności. Prace nad silnikami SM zostały wykonane w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej w ramach projektu badawczo-rozwojowego nr R0300103, finansowanego przez MNiSzW, pt: "Badania rozwojowe hydraulicznych silników i pomp satelitowych o małych objętościach roboczych zasilanych wodą, emulsją i olejem", którego kierownikiem jest dr hab. inż. Andrzej Balawender, prof. PG. Projekt realizowany jest we współpracy z firmą Stosowanie Maszyn z Katowic.

1. Wstęp

Ciężkie warunki pracy układów napędowych i urządzeń hydraulicznych małej mechanizacji w przemyśle wydobywczym, gdzie czynnikiem roboczym jest emulsja oleju w wodzie typu HFA-E, stwarzają potrzebę projektowania i produkowania nowych, ergonomicznych urządzeń z napędem hydraulicznym, cechujących się wysoką sprawnością i trwałością. Wychodząc naprzeciw potrzebom górnictwa i mając na uwadze warunki pracy urządzeń górniczych firma Stosowanie Maszyn rozpoczęła kilka lat temu produkcję małogabarytowych silników satelitowych typu SM, według własnego rozwiązania konstrukcyjnego [15], dostosowując je do pracy zwłaszcza przy zasilaniu ubogimi emulsjami HFA-E. Obecnie typoszereg silników SM obejmuje wielkości o objętościach roboczych do 420 cm³/obr.

W 2007 roku Katedra Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej podjęła współpracę z firmą Stosowanie Maszyn z Katowic, w ramach projektu badawczo-rozwojowego nr R0300103, pt.: "Badania rozwojowe hydraulicznych silników i pomp satelitowych o małych objętościach roboczych zasilanych wodą, emulsją i olejem". Obecnie projekt ten został zakończony, a jego rezultatem jest:

- udoskonalenie konstrukcji silników SM o teoretycznej objętości roboczej: 5,5; 14,5; 20,9 i 33 cm³/obr, której odpowiadają moduły zębów mechanizmu satelitowego: 0,4; 0,5; 0,6 i 0,75 oraz wysokości mechanizmu 15 mm dla najmniejszego silnika i 25 mm dla pozostałych;
- zaprojektowanie i zbudowanie pierwszych w świecie samossących pomp satelitowych PSM o module zębów: 0,4; 0,5; 0,6 i 0,75 i odpowiadającym im teoretycznych objętości roboczych: 5,3; 8,6; 12,4; 18,6 cm³/obr;

 przeprowadzenie badań i opracowanie charakterystyk eksploatacyjnych silników i pomp pracujących z olejem, emulsją HFA-E i wodą jako czynnikami roboczymi.

Należy podkreślić, że silniki SM i pompy PSM mogą być stosowane zarówno w instalacjach olejowych, emulsyjnych i wodnych bez wprowadzania dodatkowych zabiegów ingerujących w ich konstrukcję. Nominalne ciśnienie pracy silników typoszeregu SM to 25 MPa, chwilowe maksymalnie do 32 MPa zaś nominalna prędkość obrotowa to 1920 obr/min dla silnika SM-0,4 i 1500 obr/min dla silników SM-0,5, SM-0,6 i SM-0,75.

Stosowanie emulsji HFA-E oraz wody, zamiast oleju, do zasilania silników hydraulicznych powoduje wzrost strat objętościowych oraz mechanicznych, co w efekcie skutkuje obniżeniem sprawności przetwarzania energii w silnikach. Wiąże się to z niższą lepkością emulsji i wody, większą gęstością i gorszymi własnościami smarnymi w porównaniu z olejem [4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12].

2. Budowa silników SM

Najnowszą konstrukcję silników typoszeregu SM przedstawiono na rysunku 1. W zależności od wielkości tych silników zawierają one mechanizm roboczy, przedstawiony na rysunku 2, o modułach zębów m = 0,4, m = 0,5, m = 0,6i m = 0,75.



Rys.1. Budowa silników typoszeregu SM

1 – korpus, 2 – wał, 3 – obwiednia, 4 – wirnik, 5 – satelita, 6 – płytki rozrządu (kompensacyjne), 7 – kolektor przedni, 8 – kolektor tylny, 9 – docisk, 10 – kołek ustalający, 11 – zawory zwrotne, 12 i 13 – uszczelki, 14 i 15 – łożyska, 16 – pokrywa

Silniki satelitowe typoszeregu SM są silnikami z kompensacją luzów osiowych.

Tabela 1



Rys.2. Mechanizm roboczy silnika SM (mechanizm II generacji)

W stosunku do pierwotnych znanych rozwiązań silników SM, opisanych m.in. w [3, 11, 13], w obecnych silnikach zastosowano kolektor przedni 7, jako niezależny element montowany w korpusie 1, wyeliminowano uszczelnienie czołowe wirnika 4, standardowe uszczelki (tzw. simmeringi) zastąpiono wyso-kociśnieniowymi uszczelnieniami wału 12 i 13 oraz zastosowano zawory zwrotne 11. Wyeliminowanie uszczelnienia czołowego wirnika skutkuje dodatkowym przeciekiem z komór roboczych do przestrzeni wału, skąd przeciek ten jest odprowadzany zaworami zwrotnymi 11 zawsze do kanału niskiego ciśnienia, niezależnie od kierunku zasilania silnika (a tym samym niezależnie od kierunku jego prędkości obrotowej). Wartość montażowego luzu osiowego wirnika 4 i satelitów 5 w stosunku do obwodnicy 3 we wszystkich silnikach zmniejszono do 5 µm. Ponadto przekonstruowano kształt kanałów dopływu i odpływu w płytce 6 minimalizując w ten sposób opory przepływu w tych kanałach. Kształt ten jest przedmiotem zgłoszenia patentowego przygotowywanego równolegle z niniejszym opracowaniem.

Dodatkowym zabiegiem była zmiana pola przekroju wału z mniejszego kołowego na większy "kwadratowy", co zwiększyło czynny przekrój wału a tym samym jego wytrzymałość na skręcanie.

Wymiary oraz masę wybranych silników SM przedstawiono w poniższej tabeli.

				Tubela I
	SM-0,4/15	SM-0,5/25	SM-0,6/25	SM-0,75/25
Średnica D [mm]	47	55	63	75
Długość L [mm]	90	107	119	132
Masa [kg]	1,0	1,8	2,6	4,4

Wymiary oraz masa wybranych silników SM

3. Silniki badane i parametry mierzone

W Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej, w ramach projektu badawczo-rozwojowego nr R0300103 badano następujące silniki satelitowe: – SM-0,4/15 (q = $5,5 \text{ cm}^3/\text{obr}$),

- SM-0,5/25 (q = 14,5 cm³/obr),
- SM-0,6/25 (q = $20.9 \text{ cm}^3/\text{obr}$),
- SM-0,75/25 (q = $33,0 \text{ cm}^3/\text{obr}$).

Badania powyższych silników przeprowadzono z użyciem:

- a) oleju Total Azolla 46 (o temperaturze na dopływie do silnika 43°C i lepkości kinematycznej v = 40 cSt);
- b) emulsji HFA-E przygotowanej na bazie koncentratu Isosynth VX110BF (1% koncentratu w wodzie) (badania przy temperaturze emulsji 30° C i lepkości kinematycznej v = 0,86 cSt);
- c) wody wodociągowej (badania przy temperaturze wody 30°C i lepkości kinematycznej v = 0.80 cSt).

W trakcie badań silnika mierzono następujące parametry (rys. 3):

- natężenie przepływu Q, w [l/min], na dopływie do silnika (chłonność silnika) lub natężenie przepływu Q*, w [l/min], na odpływie z silnika;
- ciśnienie p_1 i p_2 w [MPa];
- prędkość obrotową wału n w [obr/min];
- obciążenie silnika (moment obrotowy) M w [Nm];
- temperaturę cieczy w przyłączu dopływowym silnika.



W dalszej części niniejszej publikacji zostaną przedstawione, jako przykładowe, charakterystyki silnika SM-0,75/25. Należy zaznaczyć, że charakterystyki strat objętościowych, mechanicznych, ciśnieniowych i charakterystyki sprawności dla pozostałych silników mają niewiele różniące się przebiegi od charakterystyk silnika SM-0,75/25. Zaś wartości sprawności nieznacznie maleją dla silników o mniejszych modułach zębów.

Rys.3. Parametry mierzone w silniku badanym

4. Straty objętościowe

Straty objętościowe Q_s w badanych silnikach hydraulicznych, są wynikiem przecieków w szczelinach mechanizmu roboczego, przemieszczania się satelitów w granicach luzu międzyzębenego i ściśliwości cieczy w komorach roboczych. Straty objętościowe zależą od różnicy ciśnienia występującego w komorach roboczych, zależą od różnicy ciśnienia w komorach roboczych i komorze wału oraz rosną wraz ze wzrostem prędkości obrotowej [1, 2, 5, 6, 7, 9, 11].

Wyniki badań silników satelitowych pokazały, że głównymi czynnikami mającymi wpływ na wartość strat objętościowych są: różnica ciśnień w komorach roboczych Δp_w , rodzaj i lepkość cieczy oraz prędkość obrotowa. Straty objętościowe można opisać równaniem:

$$Q_s = Q - q \cdot n \tag{1}$$

We wszystkich silnikach satelitowych typoszeregu SM przecieki są odprowadzane do kanału odpływu, a więc $Q = Q^*$ (rys. 3).

Charakterystyki strat objętościowych w badanym silniku SM zasilanym olejem, emulsją HFA-E i wodą przedstawiono na rysunku 4.



Biorąc pod uwagę jedynie lepkość cieczy i laminarny charakter przepływu oleju i emulsji w szczelinach, stosunek strat objętościowych emulsji i oleju wynosiłby około 40. W rzeczywistości, w szczelinach mechanizmu roboczego silnika zasilanego emulsją, praktycznie w całym zakresie spadku ciśnienia, występuje przepływ turbulentny niezupełnie rozwinięty [7, 9, 12]. Tak więc straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją i wodą są co najwyżej kilkanaście razy większe w porównaniu do strat objętościowych w tym samym silniku zasilanym olejem.

5. Straty mechaniczne

Moment strat mechanicznych M_s w silniku hydraulicznym, dla Q = const, zależy od obciążenia silnika M, prędkości obrotowej n oraz własności smarnych cieczy roboczej [5, 6]. Moment ten można opisać równaniem:

$$M_s = \frac{q \cdot \Delta p_w}{2 \cdot \pi} - M \tag{2}$$

Moment strat mechanicznych jest efektem sił tarcia mechanicznego, sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego, sił bezwładności cieczy zamkniętej w komorach mechanizmu roboczego oraz tarcia lepkiego cieczy w szczelinach.

Charakterystyki momentu strat mechanicznych w badanym silniku SM zasilanym olejem, emulsją HFA-E i wodą przedstawiono na rysunku 5. Emulsja HFA-E i woda jako ciecze robocze wykazują gorsze właściwości smarne niż olej [4, 10, 11]. Tak więc moment strat mechanicznych jest największy w silnikach zasilanych wodą, zwłaszcza w zakresie wysokich obciążeń.



6. Straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych

Straty ciśnienia Δp_{kw} w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silników hydraulicznych zależą od wartości natężenia przepływu Q i Q^* oraz zależą od lepkości v i gęstości cieczy ρ [5, 6, 8, 11, 13]:

$$\Delta p_{kw} = f(Q, v, \rho) \tag{3}$$

Badania laboratoryjne silników satelitowych typoszeregu HS, typoszeregu HF jak i pierwszych silnikach SM wykazały, że przepływ oleju i emulsji w kanałach wewnętrznych był przepływem turbulentnym nie w pełni rozwiniętym. Czyli dominującym parametrem cieczy wpływającym na wartość oporów przepływu w kanałach wewnętrznych była gęstość. Ponieważ gęstość emulsji jest większa od gęstości oleju, więc straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych silników HS i HF były wyższe dla emulsji niż dla oleju [11]. Głównym tego powodem były niedostateczne pola przekroju poprzecznego kanałów wewnętrznych w tych silnikach, co powodowało duże prędkości przepływu cieczy i jej turbulencję.

W najnowszym rozwiązaniu silników SM (rys. 1) maksymalnie powiększono kanały wewnętrzne uzyskując bardzo małe spadki ciśnienia w tych kanałach.

Wraz ze wzrostem obciążenia silnika rośnie spadek ciśnienia w silniku a tym samym rosną straty objętościowe. A więc dla zachowania stałej prędkości obrotowej należy do silnika dostarczyć większy strumień cieczy. Z kolei przyrost strumienia cieczy, przy n = const, powoduje przyrost spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych i tym samym przyrost strat ciśnieniowych. Moment strat ciśnieniowych, który jest wprost proporcjonalny do spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych, ma wartość:

$$M_{sc} = \frac{q}{2\pi} \cdot \Delta p_{kw} \Box \tag{4}$$

Wraz ze wzrostem obciążenia silnika, którego bezpośrednim mierzalnym parametrem jest spadek ciśnienia w silniku, występuje wzrost momentu strat ciśnieniowych, co zostało zobrazowane na rysunku 6.



Dla silnika SM zasilanego wodą i emulsją spadek ciśnienia w kanałach wewnętrznych jest porównywalny. Natomiast silnik ten zasilany olejem cechuje się większym spadkiem ciśnienia w kanałach wewnętrznych. Tym samym największy moment strat ciśnieniowych występuje w silniku zasilanym olejem.

7. Sprawność całkowita

Straty objętościowe, mechaniczne i ciśnieniowe w silniku mają wpływ na jego sprawność całkowitą. Wpływ oleju, emulsji HFA-E i wody na sprawność całkowitą przedstawiono na rysunku 7. Najgorszą sprawność silniki satelitowe osiągają przy zasilaniu wodą, gdyż woda cechuje się najniższą lepkością oraz

najgorszymi własnościami smarnymi spośród rozpatrywanych cieczy. Niemniej jednak sprawność całkowita rozpatrywanego silnika SM-0,75/25 pracującego przy parametrach nominalnych ($n = 1500 \text{ obr/min } i \Delta p = 25 \text{ MPa}$) wynosi:

- 81% przy zasilaniu olejem,
- 72% przy zasilaniu emulsją HFA-E,
- 71% przy zasilaniu wodą.



Z powyższego wynika, że stosując do zasilania silników satelitowych typoszeregu SM emulsję HFA-E i wodę zamiast oleju należy spodziewać się niższej sprawności całkowitej o około 10%.

8. Porównanie silników SM z silnikami gerotorowymi

Silniki satelitowe są wyrobem konkurencyjnym dla silników gerotorowych. Zarówno silniki satelitowe jaki i gerotorowe są obecnie powszechnie stosowane w przemyśle wydobywczym, zwłaszcza w napędach hydraulicznych maszyn i urządzeń tzw. małej mechanizacji górniczej.

Według danych producentów silniki gerotorowe są silnikami przeznaczonymi do pracy z olejem, jako czynnikiem roboczym. Pomimo to znane są przypadki stosowania ich, przez producentów narzędzi, w górnictwie przy zasilaniu emulsjami HFA-E. Wynika to stąd, że jak dotąd brak był na rynku krajowym innych dostępnych silników o małej objętości roboczej, o małej masie i wymiarach.

Niska lepkość emulsji HFA-E, zbliżona do lepkości wody, gorsze jej własności smarne oraz niska higiena układu hydraulicznego powoduje, że trwałość silników gerotorowych, zwłaszcza ich mechanizmu roboczego, jest niewielka. Problem ten został dogłębnie zbadany i opisany przez J. Urbańczyka w pracy doktorskiej "Badania silników hydraulicznych dla potrzeb małej mechanizacji w górnictwie" zrealizowanej w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie [12].

Główną przyczyną zużycia mechanizmu roboczego silnika gerotorowego jest duża prędkość poślizgu gerolera (lub gerotora) po powierzchni obwiedni z naciskiem powierzchniowym tym wyższym im większa jest prędkość obrotowa (większa siła odśrodkowa działająca na obracający się mimośrodowo geroler (gerotor) oraz im wyższe jest ciśnienie robocze.

Należy podkreślić, że silnik satelitowy ma korzystniejsze warunki pracy, szczególnie przy zasilaniu cieczami o niskiej lepkości. Wynika to wprost z zasady współpracy elementów mechanizmu roboczego o uzębieniu ewolwentowym, która polega na wzajemnym przemieszczaniu się części współpracujących na zasadzie toczenia, a nie poślizgu jak to ma miejsce w silnikach gerotorowych.

Nominalne ciśnienie robocze silników gerotorowych zasilanych olejem nie przekracza kilkunastu MPa (w zależności od wielkości silnika). Według J.Urbańczyka, badającego silnik gerotorowy Eaton Char-Lynn J-2-129 zasilany emulsją HFA-E, ciśnienie pracy silników gerotorowych zasilanych emulsją nie powinno przekraczać 10 MPa [12]. Natomiast w górniczych magistralach hydraulicznych występują ciśnienia nawet do 32 MPa. Wobec tego koniecznością jest stosowanie przed silnikiem gerotorowym dodatkowego zaworu redukcyjnego, co podnosi koszt i pogarsza walory układu.

Poza ograniczeniem ciśnienia pracy silników gerotorowych do 10 MPa, J.Urbańczyk zaleca również ograniczenie prędkości obrotowej silnika do $n_{max} = 860 \ obr/min$ [12]. Czyli parametry pracy silnika gerotorowego zasilanego emulsją powinny być ograniczone o ponad 30% w stosunku do nominalnych parametrów silnika zasilanego olejem. J.Urbańczyk dowiódł, że dopiero przy tak obniżonych parametrach pracy silnik gerotorowy J-2-129 może być zasilany emulsją. Wykazał jednak znacznie niższą trwałość w stosunku do eksploatacji przy zasilaniu olejem [12].

Celem poprawy sprawności i trwałości silników gerotorowych, eksploatowanych w emulsyjnych urządzeniach górniczych, podejmowane również były przez J.Urbańczyka próby specjalnych zabiegów technologicznych o charakterze indywidualnych działań. Na przykład w mechanizmie roboczym stosował specjalne smary oraz azotowanie plazmowe elementów. Uzyskał jednak połowiczne efekty. Należy dodać, że każda taka specjalna ingerencja w hydrauliczny silnik olejowy, poza producentem, mająca na celu przystosowanie go do pracy z emulsją, nie zapewnia jednoznacznych własności silnika i podnosi jego cenę.

Jak dotąd producenci silników gerotorowych nie podają w swoich materiałach charakterystyk tych silników w warunkach zasilania emulsją HFA-E. Na tej podstawie można sądzić, że nie przewidują takiego zastosowania ze względu na negatywne skutki szybkiego zużywania się tych silników. Można też zauważyć, że dostawcy narzędzi górniczych dobierają te silniki do urządzeń zasilanych emulsją w sposób czysto orientacyjny i nieudokumentowany badaniami trwałościowymi.

Należy podkreślić, że obecnie produkowane przez Stosowanie Maszyn silniki satelitowe mogą być stosowane zarówno w instalacjach emulsyjnych, jak i olejowych bez wprowadzania dodatkowych zabiegów ingerujących w trwałość mechanizmu roboczego (jak to jest zalecane przez J.Urbańczyka w przypadku silników gerotorowych).

Jednym z istotnych elementów w silniku satelitowym SM wpływającym na zwiększenie trwałości mechanizmu roboczego są wykonywane z węglika spiekanego płytki kompensacyjne (będące jednocześnie płytkami rozrządu). Duża sztywność tych płytek oraz poprawnie dobrane pole kompensacji sprawiają, że luz osiowy wirnika i satelitów mechanizmu roboczego silnika nie zostaje wykasowany nawet przy bardzo dużych obciążeniach silnika. Zatem nie zachodzi proces zużycia powierzchni czołowych wirnika i satelitów. Poza tym poprawnie zaprojektowana kompensacja luzów osiowych zapewnia, że ten luz osiowy wirnika i satelitów również nie zwiększa się wraz ze wzrostem obciążenia, a tym samym nie występuje dodatkowy wzrost przecieku wewnętrznego. Poza tym wieloletnie badania różnych typów silników satelitowych w laboratorium Katedry HiP PG pozwalaja wnioskować, o dobrej szczelności w obszarze współpracy zębów mechanizmu roboczego. Satelity dociskane są do wirnika i obwodnicy siłą wynikającą z różnicy ciśnień panujących w komorach roboczych, co powoduje, że na długości linii współpracujących zębów jest zachowana szczelność.

Wyniki badań silników SM, uzyskane w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki, umożliwiają porównanie tych silników z silnikami gerotorowymi kilku wiodących producentów. Do porównania wybrano silniki:

- satelitowy SM-0,6/25 o objętości roboczej 20,9 cm³/obr (Stosowanie Maszyn);
- gerotorowy OMM 20 o objętości roboczej 19,9 cm³/obr (Sauer-Danfoss);
- Char-Lynn J-129 o objętości roboczej 19,8 cm³/obr (Eaton);
- □□□MM 20 o objętości roboczej 20 cm³/obr (bułgarskiej firmy M-S Hydraulic).

W tabeli 2 zestawiono parametry wyżej wymienionych silników. Dane zawarte w tabeli 2, dotyczące silników gerotorowych, były odczytywane z charakterystyk silników umieszczonych na stronach internetowych producentów [16, 17, 18].

Tabela 2

Parametry podane przy lepkości oleju: a) Sauer-Danfoss – 35cSt, b) M+S Hydraulic – 32cSt, c) Stosow. Maszyn – 40cSt, d) Eaton– brak danych		Producent				
		Sauer-Danfoss	Eaton	M+S Hydraulic	Stosowanie	
		Typ silpika / objetość robocza				
		OMM 20 19,9 cm ³ /obr	Char-Lynn J- 129 19,8 cm ³ /obr	MM 20 20 cm ³ /obr	SM-0,6/25 20,9 cm ³ /obr	
p _{nom}	MPa	10	14	10	25	
p _{max}	MPa	14	16,5	14	32	
n _{nom}	obr/min	1000	1040	1000	1500	
n _{max}	obr/min	1250	1220	1250	1800	
Maksymalne obciążenie przy pracy ciągłej	Nm	26,5 przy Δp=10MPa i n=300obr/min	38 przy Δp=14MPa i n=309obr/min	26,5 przy Δp=10MPa i n=300obr/min	80 przy Δp=25MPa i n=200obr/min	
Maksymalne obciążenie przy pracy chwilowej	Nm	36 przy Δp=14MPa i n=350obr/min	46 przy Δp=16,5MPa i n=459obr/min	35 przy Δp=14MPa i n=500obr/min	101 przy Δp=32MPa i n=400obr/min	
η _c przy n=1000obr/min i Δp=10MPa	%	70	71	70	77	
η _v przy n=1000obr/min i Δp=10MPa	%	95	95	96	95	
η c przy n=1200obr/min i Δp=14MPa	%	68 (w obszarze pracy chwilowej)	65	68 (w obszarze pracy chwilowej)	80	
η _v przy n=1200obr/min i Δp=14MPa	%	93,5	90	94	94,5	
Filtracja	um	(brak danych)	wg ISO 20/18/13 min. 15	wg ISO 20/16 min. 25	100	
Waga	kg	2,1	2,2	min. 2,1	2,0	
Wymiary DxL	mm	60x117	60x123	60x118	63x116	
Inne	-	Dotyczy silników typoszeregu SM: możliwość wykonania wału i dowolnych przyłączy hydraulicznych wg specyfikacji zamawiającego				

Porównanie parametrów silników gerotorowych z satelitowymi

Na rysunku 8 przedstawiono charakterystyki porównawcze sprawności objętościowej zaś na rysunku 9 charakterystyki sprawności całkowitej silnika satelitowego SM-0,6/25 z silnikami gerotorowymi przy zasilaniu olejem.

Analizując dane zawarte w tabeli 2 oraz analizując charakterystyki porównawcze przedstawione na rysunkach 9 i 10, można zauważyć, że silniki satelitowe typoszeregu SM w porównaniu z gerotorowymi cechują się:

- znacznie wyższym ciśnieniem roboczym (25 MPa), a co za tym idzie możliwością większych obciążeń wału silnika;
- większym zakresem prędkości obrotowej;
- większą sprawnością hydrauliczno-mechaniczną;
- ogólnie większą sprawnością objętościową (nawet o 10%);
- większą sprawnością całkowitą (nawet o 18%);
- nieznacznie mniejszą masą (biorąc jako kryterium objętość roboczą silnika);
- zbliżonymi wymiarami gabarytowymi (biorąc jako kryterium objętość roboczą silnika).



9. Podsumowanie

Silniki satelitowe typoszeregu SM są konstrukcją nowoczesną, cechującą się uniwersalnością przy stosowaniu różnych cieczy roboczych. Konstrukcja tych silników i ich produkcja jest inicjatywą firmy Stosowanie Maszyn z Katowic. Prace badawczo rozwojowe, prowadzone w ramach projektu badawczo-rozwojowego nr R0300103, pt.: "Badania rozwojowe hydraulicznych silników i pomp satelitowych o małych objętościach roboczych zasilanych wodą, emulsją i olejem", pozwoliły na udoskonalenie konstrukcji tych silników a tym samym na uzyskanie dość wysokiej sprawności przetwarzania energii. Nie ulega wątpliwości, że silniki SM pod kątem osiąganych parametrów zdecydowanie przewyższają silniki gerotorowe znanych światowych producentów.

Hydrauliczne silniki satelitowe typu SM, z racji swojej konstrukcji (mechanizm roboczy), technologii wykonania oraz zastosowanych w nich materiałów odpornych na zużycie w warunkach słabego smarowania, są droższe od gerotorowych. Z doświadczeń firmy Stosowanie Maszyn aplikacji silników SM w napędach górniczych wynika, że czas eksploatacji tych silników, w porównaniu do silników gerotorowych, jest nawet kilkunastokrotnie dłuższy. Ponadto zużyty mechanizm roboczy silników satelitowych można tanim kosztem zregenerować. Natomiast w silnikach gerotorowych raczej nie regeneruje się mechanizmu roboczego. Wobec tego stosowanie tanich, niskosprawnych i o krótkim czasie eksploatacji silników w kopalnianych warunkach zasilania zanieczyszczoną emulsja HFA-E jest ekonomicznie nieuzasadnione.

W dalszej perspektywie planowane są badania trwałościowe silników SM i silników gerotorowych zasilanych emulsją HFA-E oraz zasilanych rzeczywistymi roztworami aktywnych powierzchniowo związków w wodzie (nowa ciecz do napędów hydraulicznych, opracowywana w Politechnice Radomskiej, zawierająca 99% wody i w pełni biodegradowalna). Będzie to również okoliczność do dalszego porównania charakterystyk i własności eksploatacyjnych tych silników z innymi silnikami.

Literatura

- 1. Balawender A.: Physical and mathematical model of losses in hydraulic motors. Developments in mechanical engineering, Gdansk University of Technology Publishers. Gdansk, Poland, 2005.
- 2. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część 1 silnik hydrauliczny. Napędy i Sterowanie nr 11/2007.
- Śliwiński P.: Metodyka badań rozwojowych nowego typu silników i pomp satelitowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2009: Krajowy sektor w warunkach turbulentnego rynku. Wrocław, 07-09 października 2009.
- 4. Śliwiński P.: Porównanie własności smarnych wody, emulsji oleju w wodzie typu HFA-E oraz oleju Total Azolla 46 jako czynników roboczych

w układach hydraulicznych. XXX Ogólnopolska Konferencja Tribologiczna Zawansowana Tribologia, Nałęczów. Tribologia: Teoria i Praktyka, nr 3 = 225, 2009.

- Śliwiński P.: Power balance in hydraulic satellite motors supplied with oil and HFA-E emulsion. Proceedings of the 5th FPNI - PhD Symposium on Fluid Power, Krakow University of Technology, 2008.
- 6. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na straty i bilans mocy w hydraulicznych silnikach satelitowych. Rozdział w monografii CYLINDER 2008 "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych". Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008.
- Śliwiński P.: Model strat objętościowych w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E. Konferencja Mechanika 2007. Gdańsk, Wydział Mechaniczny Politechnika Gdańska.
- 8. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w kanałach wewnętrznych hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 4/2007.
- 9. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w szczelinach hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 5/2007.
- Śliwiński P.: Właściwości smarne cieczy roboczych układów hydraulicznych. Olej Total Azolla 46, emulsja HFA-E oraz woda. Hydraulika i Pneumatyka nr 6/2007.
- 11. Śliwiński P.: Praca doktorska: Porównanie zjawisk w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych emulsją wodno-olejową lub olejem. Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej. Promotor: Balawender A. Gdańsk, 2006.
- Urbańczyk J.: Praca doktorska: Badania silników hydraulicznych dla potrzeb małej mechanizacji w górnictwie. Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, 1999.
- 13. Zakrzewski W. Praca dyplomowa: Wpływ rodzaju cieczy na opory przepływu w kanałach wewnętrznych hydraulicznych maszyn wyporowych typu SM. Promotor dr inż. P. Śliwiński. Politechnika Gdańska, 2009.
- 14. Patent Polska nr 200588 (2009). Silnik hydrauliczny obiegowy. Twórca wynalazku: Szwajca T., Katowice.
- 15. Zgłoszenie patentowe nr P.389444 z dnia 02.11.09r. Silnik hydrauliczny satelitowy. Twórca wynalazku: Szwajca T., Stosowanie Maszyn, Katowice.
- 16. Katalog: "Eaton Char-Lynn Low Speed, High Torque Motors" http://hydraulics.eaton.com/products/pdfs/E-MOLO-MC001-E5.pdf.
- 17. Katalog: "OML and OMM Orbital Motors Technical Information", http://www.sauerdanfoss. com/stellent/groups/publications/documents/ product_literature/52010346.pdf.
- 18. Katalog: "Motors overview", http://www.ms-hydraulic.com/product_catalog.php.

Nowe rozwiązanie kompensacji luzów osiowych w silnikach satelitowych o małych objętościach roboczych

Piotr Patrosz - Politechnika Gdańska

Streszczenie. Opisano modelowanie i symulację komputerową nowego typu hydraulicznych silników satelitowych o małych objętościach roboczych. Analizy miały na celu dobór parametrów konstrukcyjnych wpływających na odkształcenia węzła kompensacji luzów osiowych. Dzięki przeprowadzonym badaniom znacznie zmniejszono odkształcenia płyt kompensacyjnych, co pozwoliło na podniesienie dopuszczalnego ciśnienia pracy oraz poprawę sprawności całkowitej. Prace zostały wykonane w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej w ramach projektu badawczo-rozwojowego nr R0300103 finansowanego przez MNiSzW pt. "Badania rozwojowe hydraulicznych silników i pomp satelitowych o małych objętościach roboczych zasilanych wodą, emulsją i olejem" (kierownik projektu: dr hab.inż. Andrzej Balawender prof. nadzw. PG). Projekt badawczy realizowany jest we współpracy z firmą Stosowanie Maszyn w Katowicach.

1. Charakterystyka typoszeregu SM

Silniki typoszeregu SM produkowane są w firmie Stosowanie Maszyn w Katowicach. Urządzenia te znalazły zastosowanie głównie w górnictwie (rys. 1).



Rys.1. Przykład zastosowania silników SM w ręcznych narzędziach górniczych: a) wiertarka, b) przecinarka taśmowa [6]

Są jednymi z nielicznych urządzeń hydrauliki siłowej, które pozwalają na pracę przy zasilaniu niepalnymi cieczami roboczymi, takimi jak: woda, czy niskoprocentowa emulsja oleju w wodzie. Dzięki tej właściwości mogą być szeroko eksploatowane w miejscach, w których łatwopalny i szkodliwy dla środowiska olej nie jest dopuszczony do użycia.

Firma Stosowanie Maszyn w swoim programie produkcyjnym ma cały typoszereg silników różniących się od siebie gabarytami i mocą. Typoszereg silników SM charakteryzuje się teoretycznymi objętościami roboczymi od 5,5 do 33 cm³/obr uzyskanymi przez zastosowani mechanizmów roboczych różniących się modułem uzębienia 0,4, 0,5, 0,6 i 0,75 oraz ich wysokością. Nominalne ciśnienie pracy silników typoszeregu SM to 25 MPa, chwilowe

maksymalnie do 32 MPa, zaś nominalna prędkość obrotowa to 1920 obr/min dla silnika SM-0,4 i 1500 obr/min dla silników SM-0,5, SM-0,6 i SM-0,75.

2. Budowa i zasada działania silników SM

Silniki SM zbudowane są z mechanizmu roboczego 2, 3, 4 (rys. 2) zamkniętego w zwartym korpusie 1. Mechanizm roboczy z obu stron ograniczony jest płytami rozrządu 5, pełniącymi również rolę płyt kompensacyjnych. Ciecz hydrauliczna doprowadzana jest do silnika za pośrednictwem kanałów A lub B wykonanych w korpusie i kolektorze. Aby zapewnić szczelność, całość napięta jest płytą dociskową 7.



Rys.2. Budowa silnika SM wersja 0.0

1 – korpus, 2 – obwiednia, 3 – planeta, 4 – satelita, 5 – płyty rozrządu, 6 – kolektor, 7 – płyta dociskowa, 8 – pokrywa, 9 – wał, 10, 11 – o-ringi [2, 10]

Mechanizm roboczy (rys. 3) zbudowany jest z planety 1, obwiedni 2 i dziesięciu satelitów 3. Planeta i obwodnica mają tak dobrany zarys, aby współpracujące z nimi satelity mogły się swobodnie przemieszczać będąc w stałym zazębieniu z planetą i obwiednią. Elementy mechanizmu tworzą zamknięte przestrzenie, zwane dalej komorami roboczymi, które cyklicznie zmieniają swoją objętość. W trakcie, gdy komory robocze zwiększają swoją objętość, łączą się za pośrednictwem otworu "Z" w płycie rozrządu znajdującej się po stronie kanału dopływowego z tymże kanałem. Natomiast komora, której objętość się zmniejsza będzie łączyła się z kanałem odpływowym "O" za pośrednictwem drugiej płytki. Otwory w płytkach rozrządu są tak rozmieszczone, że komora jednocześnie może łączyć się tylko z jednym otworem. Rozwiązanie to powoduje, że komory połączone z kanałem odpływowym (niskociśnieniowym) i komory połączone z kanałem odpływowym (niskociśnieniowym)

występują naprzemiennie. Takie rozmieszczenie pól ciśnień na powierzchni bocznej planety powoduje powstanie pary sił, która wprawia planetę w ruch obrotowy.

W pracującym silniku hydraulicznym bardzo ważne jest zachowanie szczelności, gdyż ewentualne przecieki obniżają sprawność objętościową urządzenia. Szczelność silnika gwarantowana jest odpowiednim zaciskiem jego elementów. Niestety wraz ze wzrostem zacisku może wzrastać tarcie elementów ruchomych mechanizmu o płytki rozrządu, co z kolei obniża sprawność mechaniczną. Cechą typową dla silników hydraulicznych jest wzrost ciśnienia w komorach roboczych wraz ze wzrostem ich obciążenia. Z tego powodu zbyt mały zacisk w stosunku do ciśnienia w komorach roboczych spowoduje rozszczelnienie, a zbyt duży zanik luzu.

Obecnie w większości urządzeń hydraulicznych stosowana jest tak zwana hydrauliczna kompensacja luzów osiowych. Mechanizm ten pozwala na uzależnienie wartości siły zaciskającej elementy silnika hydraulicznego od ciśnienia panującego w komorach roboczych. Taki mechanizm zastosowano również w silnikach SM.





Rys.3. Budowa silnika SM 1 – planeta, 2 – obwiednia, 3 – satelita, Z – kanał zasilający (dopływowy), O – kanał odpływowy [8]

Ciecz hydrauliczna, która pod ciśnieniem jest tłoczona do komór roboczych jest dostarczana również do przestrzeni znajdującej się pomiędzy płytką rozrządu i kolektorem lub korpusem. Przestrzeń ta ograniczona jest dwoma pierścieniami typu O 10 i 11 (rys. 2). Ciśnienie cieczy zgromadzonej w tej przestrzeni jest bezpośrednio zależne od ciśnienia w komorach roboczych. Powoduje ono powstanie siły dociskającej płytkę rozrządu do mechanizmu z siłą, której wartość jest wprost proporcjonalna do wartości pola powierzchni (pola kompensacji) jakie zostało ograniczone O-Ringami. Takie rozwiązanie zapewnia dobrą szczelność urządzenia i nie powoduje nadmiernego tarcia

elementów przy różnych obciążeniach silnika, pozwalając mu na pracę w szerokim zakresie ciśnień.

3. Analiza odkształceń węzła kompensacji luzów osiowych

Analiza odkształceń węzła kompensacji luzów wymaga zamodelowania całego silnika, w celu sprawdzenia deformacji poszczególnych elementów i oceny ich wpływu na uginanie się płyt rozrządu. W trakcie analiz sprawdzono szereg silników różniących się od siebie zarówno objętościami roboczymi, jak i rozwiązaniami konstrukcyjnymi. W opracowaniu tym opisane zostaną jedynie analizy przeprowadzone dla silników o module uzębienia 0,75. Silniki te, jako największe spośród wszystkich przeanalizowanych modeli, posiadają najwy-raźniejsze charakterystyki odkształceń, które znacznie lepiej uwidaczniają efek-ty zmian w konstrukcji urządzenia.

3.1. Analiza odkształceń silnika SM-0,75/25 wersja 0.0

Silnik SM-0,75/25 w wersji 0.0 został przedstawiony na rysunku 2. Model bryłowy został przygotowany w oparciu o dokumentację techniczną [1] z pominięciem elementów, które nie wpływają na odkształcenia płyt rozrządu. Elementy modelu bryłowego w wersji 0.0 przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Model bryłowy silnika SM: a) korpus, b) kolektor, c) obwiednia, d) płyta dociskowa, e) płytka rozrządu (rysunek dwóch stron jednej płyty) [8]

Modele bryłowe wiernie oddają gabaryty i kształt rzeczywistych elementów. Dodatkowo na powierzchnie niektórych części dodane zostały wirtualne linie ograniczające pola powierzchni, na których przykładane są ciśnienia. Sposób obciążenia przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Obszary oddziaływania ciśnienia i miejsca przyłożenia sił na elementy silnika: a) płytki rozrządu; b) korpus; c) kolektor i d) płyta dociskowa [7]

Wyniki obliczeń MES odkształceń osiowych elementów silnika SM-0,75/25 wersja 0,0 przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Zmiana odległości między płytami rozrządu w funkcji promienia płytki w zależności od ciśnienia zasilania silnika SM-0,7/25 wersja 0.0 [6]
Z charakterystyki widać jak w wyniku działania ciśnienia zmieniają się odległości między płytami rozrządu, a co za tym idzie jak zmieniają się szczeliny między płytami rozrządu a planetą.

Zmiana wysokości szczeliny o blisko 70 μm jest wartością niedopuszczalną i wskazuje na źle dobrane pola kompensacji oraz zbyt małą sztywność płytek rozrządu. Zmiana wielkości pola kompensacji poprzez zmianę średnic O-ringów 10 i 11 (rys. 2) pozwoliła zmniejszyć wartość bezwzględną zmiany wysokości szczeliny do 27 μm (rys. 7).



Rys.7. Zmiana odległości między płytami rozrządu w funkcji promienia płytki przy ciśnieniu zasilania silnika SM-0,7/25 wersja 0.1 równym 28 MPa [6]

Efekt zmian wprowadzonych w wyniku korygowania wielkości i położenia pola kompensacji przedstawiony na rysunku 7 jest niewystarczający, gdyż odkształcenia na poziomie bliskim 30 µm są niedopuszczalne. Jednocześnie możliwości korygowania tychże odkształceń poprzez zmianę wielkości O-ringów 10 i 11 zostały wyczerpane. Zaobserwowano, że za opisany stan odkształceń odpowiadają głównie wady konstrukcyjne kolektora. Odkształcenia, które w dużym powiększeniu przedstawiono na rysunku 8 są spowodowane zbyt małą grubością ściany oddzielającej rowek czołowy od rowka obwodowego w kolektorze.



3.2. Analiza odkształceń silnika SM-0,75/25 wersja 1.0



- OMPa - 28MPa

Rys.10. Zmiana odległości między płytami rozrządu w funkcji promienia płytki w zależności od ciśnienia zasilania silnika SM-0,7/25 wersja 1.0 [9]



3.3. Analiza odkształceń silnika SM-0,75/25 wersja 2.0

Mimo korzystnego wpływu przekonstruowania kolektora, to nadal silniki SM-0,75/25 wersja 1.0 charakteryzowały się zbyt dużą zmiennością wysokości szczeliny.

Kolejnym krokiem były bardziej radykalne zmiany w konstrukcji kolektora, które przedstawiono na rysunku 11. Całkowite wyeliminowanie rowka obwodowego uniemożliwiło odkształcenia pokazane na rysunku 8.

Rys.11. Kształt kolektora w silniku SM-0,75 wersja 2.0 [4, 11]

Wyniki obliczeń MES przeprowadzone przy wykorzystaniu nowego kolektora (rys. 11) przedstawiono na rysunku 12. Wprowadzone zmiany pozwoliły na zmniejszenie wahań wysokości szczeliny do poziomu 11 µm. Jednakże w przeciwieństwie do wcześniej opisanych modeli, w silniku w wersji II wysokość szczeliny rosła wraz z ciśnieniem, co może powodować spadek sprawności objętościowej, ale również wzrost sprawności mechanicznej.



Rys.12. Zmiana odległości między płytami rozrządu w funkcji promienia płytki w zależności od ciśnienia zasilania silnika SM-0,7/25 wersja 2.0 [9]

3.4. Analiza odkształceń silnika SM-0,75/25 wersja 3.0

Po wykonaniu prób laboratoryjnych silnika SM-0,75/25 wersja 2.0, zdecydowano o dalszej modyfikacji urządzenia. Po konsultacji z producentem zdecydowano o wykonaniu silnika z dwoma kolektorami (rys. 13).



Rys.13. Budowa silnika SM wersja 1.0: 1 - korpus, 6A,6B - kolektor [5, 11]

Wyniki analizy MES odkształceń elementów silnika SM-0,75/25 wersja 3.0 przedstawiono na rysunku 14.

Dzięki temu silnik stał się łatwiejszy w produkcji i umożliwione zostały dalsze zabiegi poprawiające stan odkształceń płyt rozrządu. W poprzednich podrozdziałach opisywano wpływ usztywniania kolektora na zmianę wysokości szczeliny. W przypadku rozwiązania z dwoma kolektorami zdecydowano się na uelastycznienie wewnętrznej części kolektora i pozostawienie sztywnej części zewnętrznej. Takie rozwiązanie pozwoliło na uginanie się obu płytek rozrządu w tym samym kierunku. Dzięki temu mimo, iż odkształcenia samych płyt rozrządu pozostały na poziomie podobnym do poprzednich rozwiązań to jednak ich kierunek zapewniał dobra stabilizację wysokości szczeliny. Dodatkowo zewnętrzna średnica pola kompensacji została powiększona, tak że zrównała się z średnica wewnętrzną korpusu. Dzięki temu poprawiła się szczelność styku obwiedni i płyty rozrządu, co poprawiło sprawność objętościową.



Rys.14. Zmiana odległości między płytami rozrządu w funkcji promienia płytki w zależności od ciśnienia zasilania silnika SM-0,7/25 wersja 3.0

Zmiana wysokości szczeliny nie przekroczyła 4 μ m. Jest to wynik bardzo zadowalający, a efekty takiego stanu odkształceń zwiększają sprawność objętościową i mechaniczną. Należy również oczekiwać większej trwałości urządzenia.

4. Podsumowanie

Analizy MES opisane w poprzednim rozdziale pozwoliły na dużą poprawę własności eksploatacyjnych silnika. Takich jak dopuszczalne ciśnienie pracy, które w wersji 0.0, ze względu na odkształcenia płytek rozrządu, nie powinno przekroczyć 15 MPa. W wersji 3.0 dopuszczalna jest praca przy ciśnieniu 28 MPa i krótkotrwałe przeciążenie do 32 MPa. Poprawiona została również sprawność całkowita, która dla modelu SM-0,75/25 wersja 0.0 przy zasilaniu olejem wynosiła 67%, a w wersji 3.0 przy tych samych parametrach pracy (ciśnienie równe 25 MPa prędkość obrotowa 1000 obr/min) wynosi 84%. Oczekiwana jest również duża poprawa trwałości silników.

Dzięki analizom MES możliwe było sprawdzenie zachowania poszczególnych elementów silników hydraulicznych SM w czasie pracy. Uzyskane wyniki pozwoliły na poprawę konstrukcji bez ponoszenia kosztów na sprawdzanie eksperymentalne wszystkich zmian konstrukcyjnych. Jednocześnie należy zauważyć, że badania laboratoryjne potwierdziły zgodność symulacji z rzeczywistym obiektem badań. Ponadto wiele wyników, które uzyskano z analiz MES byłaby bardzo trudna lub niemożliwa do otrzymania w badaniach eksperymentalnych.

Literatura

- 1. Stosowanie Maszyn; Karta katalogowa Nowe hydrauliczne silniki satelitowe typu SM.
- 2. Stosowanie Maszyn; Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.75/25 Wersja 0.0.
- 3. Politechnika Gdańska; Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.75/25 Wersja 1.0.
- 4. Politechnika Gdańska; Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.75/20 Wersja 2.0.
- 5. Politechnika Gdańska; Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.75/20 Wersja 3.0.
- 6. Patrosz P.: Analiza konstrukcji hydraulicznych silników satelitowych typoszeregu SM. Politechnika Gdańska (Praca magisterska).
- Patrosz P., Elgert K.: Komputerowa analiza węzła kompensacji luzów nowego typu silników satelitowych. Rozdział w monografii z konferencji CYLINDER 2009, KOMAG, Szczyrk 2009.
- 8. Patrosz P.: Komputerowa analiza odkształceń i naprężeń hydraulicznych silników satelitowych typoszeregu SM przy wykorzystaniu metody elementów skończonych. Rozdział w monografii z konferencji Modelowanie i symulacja komputerowa w technice, Wyższa Szkoła Informatyki w Łodzi, Łódź 2010.
- Elgert K.: Wyniki obliczeń odkształceń elementów silników typoszeregu SM-0,75/25 – wersja I i wersja II. Opracowanie nie publikowane, Politechnika Gdańska, 2009.
- 10. Patent Polska nr 200588 (2009). Silnik hydrauliczny obiegowy. Twórca wynalazku: Szwajca T., Katowice.
- 11. Zgłoszenie patentowe nr P.389444 z dnia 02.11.09r. Silnik hydrauliczny satelitowy. Twórca wynalazku: Szwajca T., Stosowanie Maszyn, Katowice.

Analiza zjawisk dynamicznych w komorze cylindrowej pompy PWK o zmiennej wydajności

Leszek Osiecki, Piotr Patrosz – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Opisano budowę i zasadę działania mechanizmu zmiany wydajności pompy wielotłoczkowej osiowej PWKZ sterowanej krzywkowo. Wyjaśniono przyczyny powstawania zjawisk dynamicznych w komorach roboczych towarzyszących przejściu komory z fazy tłoczenia w fazę ssania. Dla opisania tych zjawisk przeprowadzono teoretyczną analizę zmian ciśnienia występującego w pojedynczej komorze roboczej pompy, powstającego w wyniku dodatniego przekrycia kanałów rozrządu, przecieków i ściśliwości cieczy. Zjawiska te nasilają się wraz ze zmniejszaniem wydajności pompy.

1. Pompy z rozrządem krzywkowym

Pompy PWK wyposażone w hydrostatycznie odciążony rozrząd sterowany krzywką są efektem wieloletnich prac prowadzonych w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej. W toku dotychczasowych prac powstały pompy o stałej wydajności PWK 27 i PWK 78, wdrożone do produkcji przez PHS "Hydrotor" Tuchola. Pomimo wysokich parametrów pracy pompy tłocz-kowe o stałej wydajności są z natury wyrobem niszowym o niewielkim potencjale rynkowym. Dlatego też strategicznym celem pozostaje stworzenie pomp typu PWK o zmiennej wydajności.

Zasada działania pomp z rozrządem krzywkowym stwarza szereg możliwości sterowania ich wydajnością. Pierwsza metoda, polegająca na zmianie skoku tłoczków, napotyka na poważne trudności. Wymaga ona bowiem zmiany kąta nachylenia tarcz oporowych γ . Ponieważ tarcze wirują wraz z wałem i są obciążone dużymi siłami hydrostatycznymi mechanizm taki byłby skomplikowany i w znacznym stopniu zwiększałby gabaryty i masę pompy [1]. Wymagałby on również zewnętrznego źródła zasilania w postaci pompy pomocniczej o znacznej mocy, co w istotnym stopniu komplikuje i podraża układ.



Rys.1. Budowa pompy z rozrządem krzywkowym

Wydajność jednostek z rozrządem krzywkowym zależy też od wzajemnego położenia krzywki sterującej mechanizmem rozrządu względem wału pompy. Obracając krzywkę na wale można sterować wydajnością maszyny [2]. Dzięki temu, że siły działające na krzywkę podczas pracy są mniejsze o kilka rzędów wielkości od sił działających na tarcze, konstrukcja mechanizmu zmiany wydajności jest w tym przypadku łatwiejsza. Należało jednak rozwiązać problem precyzyjnego sterowania położeniem kątowym krzywki w warunkach, gdy zarówno ona jak i wał wirują z dużą prędkością. W tym celu zaprojektowano przekładnię planetarną rozdzielającą ruch obrotowy obu tych elementów od ruchu krzywki względem wału (rys. 2). Ze względu na hydrostatyczne odciążenie mechanizmu rozrządu w pompach typu PWK mechanizm ten może być bezpośrednio napędzany przez silnik krokowy małej mocy, co pozwala wykorzystać ogromne możliwości elektronicznych układów sterowania. Eliminuje się natomiast stosowany obecnie serwomechanizm hydrauliczny, dzięki czemu maleje masa i gabaryty pompy oraz upraszcza układ, w którym pompa ta pracuje.



Rys.2. Przekładnia planetarna sterująca położeniem krzywki na wale [3]

Prototyp pompy wyposażony w opisany powyżej mechanizm poddano badaniom w laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki. Badania potwierdziły możliwość sterowania wydajnością pompy w pełnym zakresie - Q_{max} do + Q_{max} (rys. 3). Funkcjonowanie mechanizmu zmiany wydajności nie zależy przy tym od kierunku obrotów ani od ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. Niewielka histereza, która pojawiła się podczas badań może być łatwo wyeliminowana poprzez zwiększenie przełożenia przekładni planetarnej pokazanej na rysunku 2 lub zastosowanie silnika krokowego o wyższym momencie obrotowym.

Należy też zwrócić uwagę na fakt, że przesterowanie pompy w całym zakresie, tj. w przedziale od maksimum wydajności do maksimum w przeciw-

nym kierunku tłoczenia wymaga wykonania przez silnik sterujący ponad 1500 kroków. Z jednej strony daje to możliwość bardzo precyzyjnego sterowania nastawą pompy – co wynika z pełnej kontroli nad każdym pojedynczym krokiem silnika i ze sztywnego połączenia kinematycznego między silnikiem a obracaną krzywką. Z drugiej strony nowoczesne systemy sterowania silnikami krokowymi zapewniają możliwość realizacji tej liczby kroków w czasie kilku sekund. Projektując przekładnię pokazaną na rysunku 2 konstruktor może w szerokim zakresie zmieniać jej przełożenie. W efekcie możliwa jest budowa układu sterowania działającego dłużej, ale bardzo precyzyjnie sterującego nastawą pompy przy wykorzystaniu małego silnika krokowego, albo też układu o małym przełożeniu, który jest w stanie bardzo szybko zmieniać nastawę wykorzystując większy silnik.



Rys.3. Charakterystyka sterowania pompą PWK z obracaną krzywką

W trakcie badań pojawił się natomiast poważniejszy problem, jakim są zjawiska dynamiczne w komorze cylindrowej w trakcie procesu przesterowania, tj. przejścia z fazy tłocznej w ssawną lub odwrotnie.

W przypadku tradycyjnych pomp z rozrządem czołowym w momentach przejścia między fazami tłoczki znajdują się w jednym z położeń zwrotnych, a zatem ich prędkość jest bliska zeru. W przypadku opisanego powyżej sposobu sterowania wydajnością obrót krzywki sterującej względem wału zmienia czas połączenia komór cylindrowych z kanałami ssawnym i tłocznym. Kinematyka tłoczków pozostaje natomiast niezmieniona, co wynika ze stałego kąta nachylenia tarcz oporowych. W wyniku tego w momentach przejścia komory z fazy ssania w fazę tłoczenia lub odwrotnie, tłoczki wykonują ruch względem siebie, a zatem zmienia się objętość komory cylindrowej. Przejście tulei rozrządu przez mostek powoduje czasowe odcięcie komory cylindrowej od obu kanałów pompy. Rezultatem są niebezpieczne skoki ciśnienia w komorze cylindrowej oraz podwyższona emisja hałasu, przy czym nasilenie tych zjawisk zależy od nastawy wydajności pompy (kąta obrotu krzywki), prędkości obrotowej i lepkości tłoczonej cieczy.

Rysunki 4 i 5 przedstawiają przebiegi zmian ciśnienia w komorze cylindrowej pompy zarejestrowane przy prędkości 100 obr/min i ciśnieniu w kanale tłocznym około 9 MPa. Przy nastawie 100% wydajności (rys. 4) przebieg ten ma prawie idealny prostokątny kształt. Obrót krzywki w położenie odpowiadające nastawie 20% wydajności pompy pociąga za sobą pojawienie się pików ciśnienia o amplitudzie około 5 MPa, występujących pod koniec fazy tłocznej (rys. 5). Wzrost prędkości obrotowej do 500 obr/min przy niezmienionych pozostałych parametrach pracy pompy (nastawa 20%, ciśnienie tłoczenia 9 MPa) spowodował, że amplituda pików ciśnienia wzrosła do około 26 MPa (rys. 6). Wzrost prędkości do 1000÷1500 obr/min spowodowałby tak znaczny wzrost amplitudy pików, że mogłyby one doprowadzić do uszkodzenia elementów badanej pompy. Konieczna jest zatem obliczeniowa analiza zjawisk dynamicznych w omawianej pompie.



Rys.4. Przebieg zmian ciśnienia w komorze dla n = 100 obr/min i nastawy 100%



Rys.5. Przebieg zmian ciśnienia w komorze dla n = 100 obr/min i nastawy 20%



Rys.6. Przebieg zmian ciśnienia w komorze dla n = 500 obr/min i nastawy 20%

2. Czynniki decydujące o wartości pików ciśnienia

Jak wspomniano wcześniej na wartość pików ciśnienia wpływają przede wszystkim takie parametry, jak: nastawa wydajności oraz prędkość obrotowa. Jednakże wartość pików byłaby znacznie wyższa gdyby nie ściśliwość cieczy oraz przecieki wewnętrzne w pompie.

Wpływ ściśliwości na wartość pików ciśnienia jest zależny od objętości cieczy sprężanej w komorze, a zatem od położenia tłoczków w chwili przejścia z fazy tłoczenia w fazę ssawną. Zamknięcie większej objętości V_o cieczy bezpośrednio przekłada się na obniżenie wartości piku, która zgodnie ze wzorem wynosi:

$$p = p_o + K \frac{\Delta V}{V_o} \tag{1}$$

gdzie:

 p_o – średnie ciśnienie tłoczenia,

K – moduł odkształcenia objętościowego,

 ΔV – zmiana objętości cieczy odciętej w komorze.

Dodatkowo wraz ze zmianą ciśnienia zmienia się również moduł odkształcenia objętościowego cieczy, który można opisać zależnością [4]:

$$K = K_o + mp \tag{2}$$

gdzie:

 $K_o = 1000 - 2000 MPa$,

m = 10 - 13.

Podstawiając wzór (2) do równania (1) otrzymano funkcję uwikłaną, której rozwiązanie jest trudne do uzyskania na drodze analitycznej i często wymaga zastosowania metod iteracyjnych.

Gdyby jednak tylko ściśliwość wpływała na wartość piku, byłby on znacznie wyższy niż ten wykazany w badaniach (rys. 5-6). Drugim bardzo ważnym aspektem są przecieki wewnętrzne w pompie. Ich ilość pomniejszy wartość ΔV we wzorze (1), tzn. rzeczywista zmiana objętości cieczy będzie mniejsza, ponieważ część cieczy sprężanej, która normalnie miałaby ulec sprężeniu odpłynie z komory w formie przecieków.

Można rozróżnić trzy podstawowe miejsca występowania przecieków wpływających na wartość pików ciśnienia w komorze roboczej pompy PWKZ. Pierwszą lokalizacją są podpory hydrostatyczne w stopkach tłoczków. Drugą, szczelina pierścieniowa między tłoczkiem a tuleją rozrządu. Natomiast trzecią, szczelina między oknem w tulei rozrządu, a kanałami tłocznym i ssawnym.

Podpory hydrostatyczne tłoczków pełnią bardzo ważną rolę w działaniu pompy, a przepływ cieczy przez szczeliny tychże podpór warunkuje ich poprawne działanie. Nawet chwilowe zatrzymanie przepływu oleju pod stopkami może spowodować zniszczenie urządzenia. Przecieki te stanowią jeden z głównych składników strat objętościowych w pompie. Z tego powodu będą również bardzo ważnym czynnikiem wpływającym na wartości pików ciśnienia w komorach roboczych. Ich wartość będzie zależała od różnicy ciśnień, jaka musi się ustalić między komorą roboczą o ciśnieniem panującym pod stopką. Uproszczony rozkład ciśnienia w szczelinie pod stopką przedstawia rysunek 7.



Rys.7. Rozkład ciśnienia pod stopką hydrostatyczną pompy PWKZ

Aby podpora hydrostatyczna mogła działać poprawnie składowa osiowa siły działającej w podporze hydrostatycznej F_p musi równoważyć siłę od ciśnienia w komorze roboczej pompy F_t . W związku z tym można ułożyć równanie:

$$F_t = F_p \cdot \cos \gamma \tag{3}$$

gdzie: α – kąt nachylenia tarczy,

wprowadzając do równania (3) teoretyczną nośność podpory hydrostatycznej F_p , otrzymano [7]:

$$p \cdot A_{t} = \frac{\pi \cdot p_{ph}}{8} \cdot \frac{d_{2}^{2} + d_{1}^{2}}{\ln \frac{d_{2}}{d_{1}}} \cdot \cos \gamma$$
(4)

gdzie:

p – ciśnienie w komorze,

 p_{ph} – maksymalne ciśnienie podpory hydrostatycznej,

 A_t – pole powierzchni tłoczka,

po odpowiednich przekształceniach można wyprowadzić zależność na różnicę ciśnień $\Delta p = p - p_{ph}$ między komorą roboczą, a podporą hydrostatyczną:

$$\Delta p = p - \frac{8 \cdot p \cdot A_t}{\frac{d_2^2 + d_1^2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot \pi \cdot \cos \gamma}$$
(5)

Znając Δp i korzystając z faktu, że natężenie przepływu cieczy spod stopki Q_{ph} jest równe przepływowi przez dławik śrubowy Q_{dl} można obliczyć Q_{ph} z zależności:

$$Q_{ph} = k \frac{\Delta p h^4}{\mu l} \tag{6}$$

gdzie:

l – długość rowka w dławiku,

h – wysokość rowka w dławiku,

k-współczynnik uwzględniający geometryczny kształt prostokątnego przekroju rowka śrubowego [5],

 μ – lepkość dynamiczna oleju.

Współczynnik k został wyznaczony w oparciu o symulację komputerową, której przykładowy wynik przedstawia rysunek 8, zaś natężenie przepływu cieczy pod stopką w zależności od ciśnienia w komorze przedstawia rysunek 9.





Rys.9. Charakterystyka natężenia przepływu cieczy przez dławik i pod stopką w funkcji ciśnienia w komorze roboczej (wyznaczona według (6))

Drugim miejscem przecieków jest szczelina pierścieniowa między tłoczkiem a tuleją rozrządu. Opisując przepływ cieczy przez tę szczelinę konieczne jest uwzględnienie zarówno przecieków wynikających z ciśnienia panującego w komorze roboczej, jak i przepływu unoszenia wywołanego ruchem tłoczków. Rozważania prowadzone były dla szczeliny skośnej, w której ściany szczelin nie stykają się (rys. 10.)



Rys.10. Szkic szczeliny skośnej między tłoczkiem a tuleją rozrządu

Natężenie przepływu cieczy przez pierścieniową szczelinę pokazaną na rysunku 10 można opisać wzorem:

$$Q_{sz} = \frac{p \pi d h_p^{-3}}{12 \mu d} w \tag{7}$$

Przy czym wartość współczynnika w zależy od różnic między kształtem analizowanej szczeliny a idealną szczeliną pierścieniową o stałej wysokości h_p , dla której w = 1. Pierwszą różnicą w omawianym przypadku jest skośne

położenie tłoczka w otworze tulei. Założono, że po obu stronach analizowanej szczeliny mimośrodowe przesunięcie tłoczka względem osi otworu wynosi $e = 0,9 h_{sr}$. Przy stałych wartościach średnic tłoczka *d* i otworu *D* średnia wysokość szczeliny: $h_{sr} = \frac{D-d}{2}$. Dla sytuacji, w której szczelina ma charakter idealnie mimośrodowy, nieskośny, współczynnik *w* byłby opisany zależnością [4]:

$$w = l + l, 5 \varepsilon^2 \tag{8}$$

gdzie: ε – mimośrodowość względna.

Ponieważ skrajne wartości mimośrodowości względnej, $\varepsilon = \frac{e}{h}$ dla szczeliny przedstawionej na rysunku 10 przy podanych założeniach wynoszą 0,9 konieczne jest zdefiniowanie ε , jako funkcji:

$$\varepsilon(x) = \left| \frac{l.8x - 0.9}{l} \right| \tag{9}$$

Przekształcono wzór (7) tak, aby wyrażał zmianę ciśnienia w funkcji długości i uwzględniał zmianę mimośrodowości ε (9):

$$dp = \frac{12Q_{sz}\mu dx}{\pi dh_{sr}^{3}} \left[1 + 1.5 \left(\frac{1.8x - 0.9}{l} \right)^{2} \right]$$
(10)

Następnie całkując obustronnie wzór (10):

$$p = \int_{0}^{l} \frac{12Q_{sz}\mu}{\pi dh_{sr}^{3}} \left[1 + 1.5 \left(\frac{1.8x - 0.9}{l} \right)^{2} \right] dx$$
(11)

Rozwiązując całkę (11) i podstawiając wynik do wzoru (7) uzyskano wartość stałej, która wynosi:

$$w = 1,32$$

Wynik ten nie uwzględnia jednak zmiany wysokości szczeliny pod wpływem odkształceń sprężystych tulei rozrządu. Aby uwzględnić ten efekt wykorzystano zagadnienie Lamego, które pozwoliło obliczyć maksymalny przyrost wysokości szczeliny:

$$\Delta r = \frac{\Delta p \frac{d^2}{4}}{E\left(\frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4}\right)} \left[(l - v) \frac{d}{2} + (l + v) \frac{D^2}{2d} \right]$$
(12)

Przyrost ten występuje po stronie obciążonej różnicą ciśnień Δp . Wzrost średnicy otworu przy niezmienionym mimośrodowym przesunięciu tłoczka spowoduje spadek mimośrodowości względnej ε w poszczególnych przekrojach

szczeliny. Przy założeniu liniowego wzrostu wysokości szczeliny h wzdłuż tulei:

$$h(x) = h_{sr} + \Delta r \frac{x}{l} \tag{13}$$

Funkcja $\varepsilon(x)$ przybiera postać:

$$\varepsilon(x) = \frac{e(x)}{h(x)} = \frac{|l, 8x - 0, 9| \cdot h_{sr}}{h_{sr} \cdot l + \Delta r \cdot x}$$
(14)

Następnie podstawiając wzór (14) do równań (7) i (8), a następnie dokonując przekształceń podobnych jak w przypadku (10) i (11) uzyskano wzór opisujący spadek ciśnienia w szczelinie:

$$\Delta p = \int_{0}^{l} \frac{12Q_{sz}\mu}{\pi dh_{sr}^{3}} \left[I + I_{s} 5 \left(\frac{|I_{s} - 0_{s} - 0_{s}| \cdot h_{sr}}{h_{sr} \cdot I + \Delta r \cdot x} \right)^{2} \right] dx$$
(15)

Z uwagi na zależność Δr od Δp i silnie uwikłany charakter całkowanej funkcji, rozwiązanie będzie miało charakter iteracyjny, a wynik rozwiązania zależności (15) nie pozwoli na obliczenie stałej wartości *w*, gdyż będzie ona zależna od Δp .

Aby opisać przepływ unoszenia cieczy wywołany ruchem tłoczków zastosowano wzór:

$$Q_u = \frac{uA_{sz}}{2} \tag{16}$$

gdzie:

 A_{sz} – średnie pole powierzchni przekroju szczeliny,

u – prędkość tłoczka.

Uwzględniając (12) wyznaczono Q_u opisując ją zależnością:

$$Q_u = \frac{u\frac{2h+\Delta r}{2}\pi d}{2} \tag{17}$$

Jednocześnie należy pamiętać, że tłoczki wykonują ruch posuwistozwrotny i wektory ich prędkość mogą przyjmować zwrot przeciwny do kierunku przepływu. Spowoduje to zmniejszenie lub odwrócenie strumienia cieczy odpływającej z komory do karteru.

Takie zjawisko, które występuje w fazie tłoczenia będzie dodatkowo powiększało efekt piku ciśnienia i należy mieć je na uwadze. Zależności przecieków od ciśnienia przedstawia wykres rysunku 11.

Przecieki Q_o w szczelinach między oknem w tulei rozrządu a kanałami zasilającym i odpływowym zmieniają się w funkcji położenia tulei rozrządu i ich analityczny opis byłby bardzo trudny. Dodatkowo kształt okna może





Rys.11. Średnie natężenie przepływu przez szczelinę tłoczek-tuleja rozrządu w funkcji ciśnienia przy prędkości obrotowej 1000 obr/min (Qśr – średnie natężenie przepływu przecieków spowodowanych różnicą ciśnień między komorą roboczą a karterem pompy; Qu – średnie natężenie przepływu spowodowane unoszeniem cieczy na skutek ruchu tłoczków)

Wykorzystując wzory (6, 15 i 16) można oszacować, że wartość rzeczywistej zmiany objętości cieczy w komorze ograniczonej dwoma tłoczkami wyniesie:

$$\Delta V = \Delta V_t - 2(Q_{ph} + Q_{sr} + Q_u + Q_o) \cdot t$$
⁽¹⁸⁾

gdzie:

t – czas w jakim komora pozostaje odcięta,

 ΔV_t – teoretyczna zmiana objętości cieczy wynikająca z kinematyki tłoczków.

Podstawiając do wzoru (1) wartość ΔV otrzymana zostanie przybliżona wartość piku ciśnienia.

3. Podsumowanie

Zjawiska dynamiczne zachodzące w komorze cylindrowej pompy PWKZ mają złożony charakter a ich amplituda jest zależna od szeregu czynników. Wstępne obliczenia wskazują, że w pompie pracującej z prędkością 1500 obr/ min i obciążonej ciśnieniem 20-30 MPa amplituda pików w fazie tłocznej może sięgać 70-80 MPa [8]. Oznacza to, że ciśnienie chwilowe może przekraczać 100 MPa, co zagraża konstrukcji pompy i jest źródłem silnego hałasu i pulsacji. Konieczna jest zatem kompensacja omawianego zjawiska na drodze konstrukcyjnej.

Znalezienie prawidłowego rozwiązania wymaga jednak szczegółowej analizy przebiegu zmian ciśnienia w komorze cylindrowej w oparciu o kompleksową analizę MES. Zaprezentowana praca stanowi wstępny etap prac mających doprowadzić do stworzenia cyfrowego modelu zjawisk dynamicznych w pompie PWKZ.

Literatura

- 1. Kurek G.: Projekt hydraulicznej pompy z rozrządem krzywkowym i wychylną tarczą. Praca dyplomowa, Politechnika Gdańska, 2007.
- 2. Osiecki L.: Mechanizmy rozrządu hydraulicznych maszyn wielotłoczkowych osiowych. Seria Monografie nr 72, Gdańsk, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej 2006.
- Osiecki L., Śliwiński P.: Przekładnia planetarna. Zgłoszenie patentowe nr P 387 932.
- 4. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Wydanie II, WNT, Warszawa 2004.
- 5. Zastempowski B.: Badanie przepływu przez dławik śrubowy. Praca doktorska, Politechnika Gdańska, 1987.
- 6. Otręba J.: Badanie strat mocy w szczelinach pierścieniowych. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1981.
- Osiecki L.: Badanie zjawisk zachodzących w zespole tłoczek stopka hydrostatyczna – dławik śrubowy maszyny wielotłoczkowej osiowej. Praca doktorska, Politechnika Poznańska, 1998.
- 8. Lesiak B.: Badania wpływu komory kompensacyjnej na zachowanie się pompy PWK o zmiennej wydajności. Praca dyplomowa, Politechnika Gdańska, 2008.

Wykorzystanie metody czynnej w procesie obniżenia emisji hałasu zewnętrznego w autobusach marki VOLVO typ 8700

Wacław Kollek, Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański – Politechnika Wrocławska, Ryszard Garczarek, Bogusław Milewski – Volvo Polska sp. z o.o.

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono metodę lokalizacji źródeł hałasu w autobusie marki VOLVO typ 8700 LE przy wykorzystaniu pomiaru natężenia dźwięku za pomocą sondy akustycznej. Ponadto przedstawiono wyniki badań dotyczących obniżenia hałasu wspomnianego autobusu w wyniku modernizacji filtru ssawnego.

1. Wstęp

Kryteria oceny maszyn i urządzeń, a w szczególności pojazdów, stawiane współcześnie, zostały poszerzone o kryterium hałaśliwości ich pracy. Poprawnie skonstruowany pojazd obok założonych parametrów, takich jak: niskie zużycie paliwa, bezpieczeństwo, moc, prędkości, niezawodność, itp., powinien zapewnić możliwie najniższy poziom emitowanego hałasu. Poziom hałasu stanowi istotne kryterium oceny jakości pojazdu, decyduje o spełnieniu wymagań warunków homologacyjnych typu WE oraz jest ważnym wskaźnikiem ze względów reklamowo-handlowych, zapewniającym ich konkurencyjność na rynku krajowym i zagranicznym.

Hałas pojazdów samochodowych rozpatrywany jest z dwóch różnych punktów widzenia. Pierwszy z nich bardziej doniosły społecznie, to hałas komunikacyjny, będący efektem jego emisji do otoczenia, oraz drugi wynikający z wytypowania dokuczliwych, nieprzyjemnych i szkodliwych dźwięków występujących wewnątrz pojazdu [1]. Ocenę poziomu hałasu prowadzi się zatem z uwagi na kierowcę i pasażerów znajdujących się wewnątrz pojazdu, narażonych na stałe jego negatywne oddziaływanie podczas jazdy, oraz z uwagi na ochronę środowiska naturalnego.

W dziedzinie walki z hałasem wymagany jest stały postęp podyktowany względami ergonomicznymi i ochroną środowiska naturalnego z jednej strony, a z drugiej strony koniecznością spełnienia systematycznie obniżanych normatywnych wartości dopuszczalnych poziomu hałasu [2].

W Polsce z chwilą rozpoczęcia członkowstwa w UE, wartości dopuszczalne poziomu hałasu zewnętrznego dla poszczególnych kategorii pojazdów samochodowych są jednoznacznie sprecyzowane wartościami normatywnymi zawartymi w rozporządzeniach i dyrektywach EWG. Pierwsza Dyrektywa 70/157/EWG [3], która zbliżała i ujednolicała przepisy krajów członkowskich, w zakresie dopuszczalnego hałasu zewnętrznego pojazdów samochodowych, obowiązywała od roku 1970. Zgodnie z treścią tej Dyrektywy, przyjęta wówczas wartość dopuszczalna hałasu zewnętrznego emitowanego przez pojazd tej kategorii jak autobus VOLVO typ 8700 LE wynosiła 91 dB(A).

Kolejne Dyrektywy i zarządzenia Komisji Wspólnot Europejskich, jakie wchodziły w życie po roku 1970 dokonywały systematycznego i sukcesywnego obniżania wartości dopuszczalnego poziomu hałasu komunikacyjnego. Aktualnie przyjęta i obowiązująca Dyrektywa Komisji 2007/34/ Wspólnoty Europejskiej [4] precyzuje i ustala wartość dopuszczalną hałasu zewnętrznego dla tej kategorii pojazdu, jakim jest autobus VOLVO typ 8700 LE, na poziomie 80 dB(A). Obniżenie wartości dopuszczalnej poziomu hałasu zewnętrznego o 11 dB(A), jakie dokonało się na przestrzeni lat 1970-2007 jest z jednej strony dowodem ogromnego postępu technicznego w dziedzinie motoryzacji, z drugiej natomiast strony jest dowodem zdeterminowanej i bezwzględnej postawy w dziedzinie walki z hałasem i ochroną środowiska naturalnego.

Wszystkie pojazdy marki Volvo spełniają obecne kryteria określone w stosownych normach i dyrektywach. Wychodząc jednak naprzeciw przyszłym zmianom koncern podejmuje działania zmierzające do obniżenia emitowanego hałasu znacznie poniżej obecnie dopuszczalnych poziomów. W związku z powyższym w ramach kooperacji VOLVO Polska sp. z o.o. z Politechniką Wrocławską zrealizowano szereg projektów, których celem było przeprowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku, a następnie określenie zaleceń i działań modernizacyjnych. Zabiegi mające na celu zmniejszenie hałasu zewnętrznego i wewnętrznego pojazdu mogą być podejmowane w dwóch kierunkach, a mianowicie:

- ograniczenie obszaru rozprzestrzeniania się fal dźwiękowych od źródła ich emitowania przez rozpraszanie i pochłanianie dźwięku,
- usuwanie przyczyn powstawania hałasu przez zabiegi w samym źródle hałasu z uwzględnieniem dróg jego przenoszenia.

Pierwsza grupa działań należy do metod biernych zwalczania hałasu, natomiast druga grupa do metod czynnych [5]. Z punktu widzenia efektywności walki z hałasem najbardziej celową, lecz jednocześnie trudniejszą (bardziej kosztowną) w realizacji jest metoda czynna dająca znaczne większe możliwości ograniczenia poziomu hałasu. Wydaje się jednak, że połączenie obu metod równocześnie w procesie obniżenia hałasu pojazdów samochodowych może zapewnić największe korzyści. Pojazd samochodowy nie jest jednolitym źródłem dźwięku i na jego hałas składa się szereg istotnych i specyficznych dla danego rodzaju pojazdu źródeł dźwiękotwórczych. Przy analizie przyczyn i klasyfikacji hałasów występujących w poruszającym się pojeździe wyróżnia się następujące ich rodzaje [1]:

- 1) Hałasy wynikłe z pracy silnika:
 - hałaśliwość zachodzących w silniku zjawisk związanych z procesami aerodynamicznymi, gazodynamicznymi, mechanicznymi i hydrodynamicznymi;
 - hałaśliwość wentylatora;
 - hałaśliwość wynikająca z niedostatecznego wyważenia sił masowych w ruchu posuwisto-zwrotnym i obrotowym.

- 2) Hałasy pochodzące od mechanizmów przenoszących napęd, do których zalicza się:
 - hałas pochodzący od: sprzęgieł, skrzyni biegów, mostów napędowych, części współpracujących;
 - hałas wywołany drganiami skrętnymi i rezonansowymi obracających się wałów i przegubów.
- 3) Pozostałe źródła hałasu, do których można zaliczyć:
 - hałaśliwość powodowaną drganiami podwozia i nadwozia;
 - hałasy aerodynamiczne przy opływie pojazdu tzw. "hałaśliwość wiatru";
 - hałasy powstałe na styku opony z jezdnią;
 - hałasy pochodzące od różnych mechanizmów pomocniczych, jak instalacja ogrzewania, wentylacja itp.

Podstawowym jednak źródłem hałasu w pojazdach samochodowych jest silnik spalinowy. Hałas emitowany przez silnik spalinowy jest zawsze częścią wytworzonej pracy. Oznacza to, że ze wzrostem mocy silnika zwiększają się jego drgania i hałas. Silniki spalinowe dużych mocy stosowane w autobusach są przeważnie silnikami wysokoprężnymi. Siły wymuszające drgania i hałas silników wysokoprężnych są wywołane: pulsacją ciśnienia w kanałach ssania i wydechu, gwałtownymi zmianami ciśnienia w cylindrach w okresie spalania paliwa, uderzeniami zaworów, zazębieniem kół zębatych przekładni, okresowymi zmianami ciśnienia w pompie paliwowej i przewodach paliwowych oraz bezwładnością ruchomych elementów silnika [6].

Hałas ssania zalicza się do hałasów aerodynamicznych i jest jednym z dominujących składników hałasu silnika wysokoprężnego. Dla różnych układów ssania widmo hałasu może się dość znacznie różnic. Spowodowane jest to powstawaniem różnego rodzaju wirów w strumieniu zasysanego powietrza oraz różnymi drganiami własnymi słupów powietrza zapełniającego kanały ssania. Na podstawie pomiarów i obserwacji ustalono, że siły aerodynamiczne powstające w zasysanym strumieniu powietrza, wzbudzają intensywne hałasy i praktycznie niezauważalne drgania silnika. Dlatego przyjmuje się, że stan wibroakustyczny układu ssania jest określony tylko poziomem natężenia dźwięku.

W ramach opracowania przedstawiono fragmentarycznie wyniki prac, których celem była redukcja hałasu emitowanego z rejonu kratki czerpnej, drogą zastosowania nowej konstrukcji filtra ssawnego, a zatem z wykorzystaniem metody czynnej walki z hałasem.

2. Obiekt badań

Obiektem badań był autobus VOLVO typu 8700 LE z wysokoprężnym silnikiem napędowym o mocy N = 340 KM i pojemności 1200 cm³. Przebieg autobusu w chwili przystąpienia do badań akustycznych wynosił 86,5 km. Do badań przyjęto autobus w wersji z zamontowanym filtrem ssawnym niezmo-

dernizowanym (filtr I) oraz w wersji z filtrem ssawnym zmodernizowanym (filtr II).

Pomiary akustyczne przeprowadzono kolejno dla obu wersji autobusu. Zachowując w obu przypadkach analogiczne warunki pomiarowe zapewniono w kolejnym etapie możliwość porównania uzyskanych wyników badań.

3. Program i warunki badań akustycznych

Podczas lokalizacji źródeł dźwięku sygnał pomiarowy zbierany był z sieci XY w wyznaczonych dyskretnych punktach pomiarowych rozmieszczonych na powierzchni bocznej pojazdu w obszarze usytuowania wlotu powietrza filtra ssawnego jak przedstawiono to na rysunku 1.

W celu wyznaczenia: rozkładu natężenia dźwięku na wytypowanych powierzchniach pomiarowych, widm tercjowych poziomu ciśnienia akustycznego oraz wartości wypadkowych poziomu dźwięku, przyjęto następujący program badań:

- wykonanie pomiarów skorygowanego poziomu natężenia dźwięku [dB(A)]
 w sieci dyskretnych punktów pomiarowych rozmieszczonych na powierzchni bocznej pojazdu (według rys. 1) przy prędkości obrotowej n = 1200 obr/min dla autobusu w wersji z filtrem ssawnym nr I,
- wykonanie pomiarów skorygowanego poziomu natężenia dźwięku [dB(A)]
 w sieci dyskretnych punktów pomiarowych rozmieszczonych na powierzchni bocznej pojazdu (według rys. 1) przy prędkości obrotowej n = 1200 obr/min dla autobusu w wersji z filtrem ssawnym nr II,





Rys.1. Parametry geometryczne sieci dyskretnych punktów pomiarowych na powierzchni bocznej autobusu VOLVO 8700

- wyznaczenie widm tercjowych poziomu natężenia dźwięku w punkcie pomiarowym usytuowanym w osi kratki czerpnej, w wersji z filtrem ssawnym nr I i nr II,
- wyznaczenie poziomu dźwięku efektu wypadkowego w punkcie pomiarowym usytuowanym w osi kratki czerpnej, w odległości 1 m od obrysu zewnętrznego autobusu z filtrem ssawnym wersji nr I i nr II przy prędkościach obrotowych silnika napędowego wynoszących kolejno n = 700; 1200; 1920 min ⁻¹.

4. Aparatura pomiarowa

Pomiary akustyczne natężenia dźwięku na wytypowanej powierzchni według rysunku 1 przeprowadzono wykorzystując kierunkową sondę akustyczną współpracującą z dwukanałowym analizatorem częstotliwości. Zasadniczą obróbkę sygnału według zadanej funkcji pomiarowej wykonuje analizator częstotliwości AF. Dane z pamięci wewnętrznej analizatora w postaci zarejestrowanego sygnału pomiarowego przenoszone były do komputera PC/IBM gdzie poddawano je dalszej obróbce. Ogólny schemat blokowy zestawu do pomiaru natężenia dźwięku z wykorzystaniem sondy akustycznej przedstawiono na rysunku 2 [7].

Tor pomiaru hałasu został przed rozpoczęciem pomiarów poddany kalibracji. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego $L_p = 117,9$ dB, prędkości akustycznej $L_V = 117,7$ dB oraz natężenia dźwięku $L_I = 117,8$ dB, dla częstości nominalnej 250 Hz.

Poziom ciśnienia dla pomiarów hałasu wynika z przyjętego granicznego poziomu ciśnienia akustycznego p = 20 kPa = $2 \cdot 10^{-5}$ Pa (0 dB), prędkości cząstki ośrodka V_o = 50 nm/s = $50 \cdot 10^{-9}$ m/s (0 dB) oraz granicznego poziomu natężenia dźwięku I_o = 1 pW/m² = 10^{-12} W/m² (0 dB). Kalibracja dotyczyła pomiarów z użyciem sonometru oraz dwumikrofonowej sondy akustycznej. Po zakończeniu pomiarów przeprowadzono kalibrację sprawdzającą w celu potwierdzenia poprawności wyników.



Rys.2. Schemat blokowy zestawu do pomiaru natężenia dźwięku

BO – badany obiekt - autobus VOLVO 8700 LE, KA – kalibrator ciśnienia i natężenia typ 3541 firmy Rubel & Kjaer, S.A. – sonda akustyczna typ ZB 0017 firmy Rubel & Kjaer, AF – analizator dwukanałowy częstotliwości typ 2144 firmy Rubel & Kjaer, KO – komputer, DR – drukarka

5. Wyniki pomiarów

Wyniki pomiarów akustycznych w postaci rozkładu skorygowanego poziomu natężenia dźwięku, autobusu VOLVO 8700LE, w wersji z filtrem ssawnym nr I oraz w wersji z filtrem ssawnym nr II, przedstawiono na rysunku 3. Obserwowane różnice poziomu natężenia dźwięku zlokalizowane są na powierzchni bocznej autobusu w strefie wlotu powietrza do filtra ssawnego. Główne źródło dźwięku umiejscowione jest w rejonie kratki czerpnej powietrza i to ono ma decydujący wpływ na poziom hałasu zewnętrznego występującego w tym obszarze.

Poziom natężenia dźwięku w paśmie od 0,2 do 4 kHz w przypadku filtra wersji II, odznaczającego się większą skutecznością, jest niższy o 8 dB w porównaniu z filtrem wykonanym w wersji I.



Rys.3. Lokalizacja źródeł dźwięku na powierzchni autobusu: a), b) filtr ssawny nr I, c) i d) filtr ssawny nr II.

Na rysunku 4 przedstawiono porównanie widm tercjowych poziomu natężenia dźwięku w punkcie pomiarowym usytuowanym w osi przechodzącej przez środek kratki wlotu powietrza do filtra ssawnego. Maksymalne obniżenie poziomu ciśnienia akustycznego występujące w paśmie tercjowym o częstotliwości środkowej 315 Hz wynosi 12 dB i jest efektem wprowadzenia do układu zasysania powietrza filtra ssawnego wykonanego w wersji II.



Rys.4. Widmo tercjowe poziomu natężenia dźwięku dla punktowego źródła dźwięku w osi kratki czerpnej układu ssawnego autobusu

Potwierdzeniem wysokiej skuteczności akustycznej filtra ssawnego wykonanego w wersji II, są zamieszczone na rys. 5 porównawcze wyniki pomiarów, efektu wypadkowego poziomu dźwięku. Pomiary wykonano przy trzech prędkościach obrotowych silnika napędowego autobusu VOLVO 8700 w punkcie pomiarowym usytuowanym w osi kratki wlotowej, w odległości 1 m od obrysu autobusu.



Rys.5. Porównanie poziomu dźwięku autobusu VOLVO 8700 w wersji z filtrem ssawnym nr I i nr II

Obniżenie poziomu dźwięku wynikające z wprowadzenia filtra ssawnego wykonanego w wersji II, występuje przy trzech przyjętych prędkościach obrotowych silnika napędowego i wynosi kolejno: 2,5; 6,0; 5,5 dB(A).

6. Wnioski

Hałas ssania zalicza się do hałasów aerodynamicznych i jest jednym z dominujących składników hałasu silników wysokoprężnych. Spowodowany on jest przepływem burzliwym strugi zasysanego powietrza i powstawaniem różnego rodzaju wirów, oraz drganiami własnymi słupów powietrza zapełniającego kanały ssawne. Przepływ burzliwy powstaje nie tylko przy opływie ciała stałego, lecz także w warstwie granicznej występującej wskutek tarcia przy ściankach kanału przepływowego. Dlatego też niezwykle istotnym jest właściwe rozwiązanie i ukształtowanie warunków przepływu strumienia zasysanego powietrza.

Przyjęcie właściwego rozwiązania konstrukcyjno technologicznego, filtra ssawnego ma istotny wpływ na poziom emitowanego hałasu z rejonu kratki czerpnej układu zasysania powietrza. Uzyskane efekty obniżenia hałasu w tym obszarze, o wartość 2,5-6 dB(A) mają istotne znaczenie w podjętym działaniu, redukcji globalnego hałasu emitowanego przez pojazd do otoczenia.

Literatura

- Kollek W., Rutański J., Stricker L.: Obniżenie hałasu wewnętrznego zewnętrznego autobusu. III Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna. Pojazd a Środowisko. Radom, 5-6 czerwiec 2001.
- Kollek W., Kuźma Z., Rutański J.: Ocena efektywności filtrów akustycznych w hydrostatycznych układach napędowych na tle aktualnych zaleceń EWG. Przegląd Mechaniczny nr 14/95.
- Dyrektywa Rady Wspólnoty Europejskiej 70/157/EWG z dnia 6 luty 1970 r. w sprawie zbliżenia, ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do dopuszczalnego poziomu hałasu i układu wydechowego pojazdów silnikowych.
- Dyrektywa Komisji 2007/34/WE z dnia 14 czerwca 2007 r. zmieniająca dyrektywę Rady 70/157/EWG odnoszącą się do dopuszczalnego poziomu hałasu i układu wydechowego pojazdów silnikowych w celu jej dostosowania do postępu technicznego.
- 5. Kollek W., Rutański J.: Hałas maszyn budowlanych z napędem hydrostatycznym. Przegląd Mechaniczny nr 1/2006.
- 6. Łączkowski R.: Wibroakustyka Maszyn i Urządzeń. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa, 1983.
- 7. Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., Rutański J.: Porównanie sondy i holografii akustycznej w ocenie stanu akustycznego maszyn i urządzeń. Konfe-

rencja Naukowo-Techniczna: Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2002, Wrocław, 22-24 maja 2002.

Badanie pomp hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia

Ryszard Jasiński – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Bezpieczeństwo maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym powinno być zapewnione w różnych warunkach klimatycznych. Zdarzające się srogie zimy oraz upalne lata powodują, że producenci maszyn mają trudności z wykonaniem zdatnych do pracy urządzeń w ekstremalnych warunkach otoczenia, także w ujemnej temperaturze. Z tych powodów przebadano hydrauliczne podzespoły przetwarzające energię w niskich temperaturach otoczenia, także w warunkach szoku termicznego (oziębione podzespoły zasilane gorącym czynnikiem roboczym). W monografii przedstawiono wyniki badań oraz metody pozwalające określić dopuszczalne parametry rozruchu hydraulicznych pomp w niskich temperaturach otoczenia. Badania eksperymentalne w tych warunkach pomp zębatych, wielotłoczkowych osiowych i promieniowych wykonano w laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej.

1. Wstęp

W okresie zimy znacznie częściej dochodzi do awarii maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym niż latem. Najczęstszą przyczyną awarii są uszkodzenia części (elementów) podzespołów układów hydraulicznych. Uszkodzenia podzespołów powstają w wyniku, wzrostu oporów przepływu, braku wystarczającego smarowania współpracujących części podzespołów, oblodzenia podzespołów, niewystarczającego luzu pomiędzy współpracującymi częściami, nieodpowiedniej lepkości cieczy roboczej (oleju mineralnego).

Jedną z wad hydraulicznych olejów mineralnych jest duża zmiana lepkości wraz ze zmianą temperatury. W niskiej temperaturze lepkość kinematyczna tych cieczy roboczych może wynosić nawet 10000 mm²/s, a nawet więcej. Producenci podzespołów hydraulicznych zalecają, aby lepkość oleju podczas rozruchu (w zależności od konstrukcji) nie przekraczała wartości od 300 do 2000 mm²/s [14], a niektórzy dopuszczają nawet do 5000 mm²/s [15].

Autor od wielu lat prowadzi na Politechnice Gdańskiej badania podzespołów hydraulicznych (pomp, zaworów, silników) w niskich temperaturach



Rys.1. Przypadki rozruchu układów hydraulicznych otoczenia. Analizując warunki rozruchu układów hydraulicznych (pomp wyporowych) w niskiej temperaturze otoczenia można wyróżnić 2 przypadki zasilania oziębionej pompy zimną lub gorącą cieczą roboczą (rys. 1).

W pierwszym przypadku w momencie rozruchu cały układ hydrauliczny włącznie z olejem posiada temperaturę

równą temperaturze otoczenia, natomiast w drugim przypadku olej, tuż przed samym rozruchem układu, podgrzewany jest w zbiorniku do temperatury znacznie wyższej niż niska temperatura otoczenia i podzespołów (warunki szoku termicznego).

1.1. Rozruch i nagrzewanie oziębionego układu hydraulicznego

Podczas rozruchu oziębionego układu hydraulicznego następuje proces nagrzewania podzespołów w wyniku strat energetycznych [1-3, 14, 15].



licznego i oziębionej cieczy roboczej

W układach hydraulicznych pracujących w niskich temperaturach otoczenia ciecz robocza powinna posiadać odpowiednią lepkość. Można to uzyskać przez zastosowanie hydraulicznego oleju, który jest przystosowany do pracy w ujemnych temperaturach albo podgrzewając olej w celu obniżenia jego lepkości dla zapewnienia prawidłowej pracy układu.

Rozruchowi pomp w warunkach, w których lepkość oleju hydraulicznego jest bardzo duża może towarzyszyć zagrożenie wystąpienia niezwykle niepożądanego zjawiska kawitacji. Kawitacja naraża pompy na uszkodzenia i przyśpieszone zużycie elementów.

1.2. Rozruch i nagrzewanie oziębionych hydraulicznych podzespołów zasilanych gorącym olejem

Rozruch pompy w warunkach niskiej temperatury otoczenia można zrealizować przy zasilaniu gorącym czynnikiem roboczym. Jest to powszechnie stosowany w praktyce sposób jako alternatywa dla rozruchu z zastosowaniem oziębionych olejów specjalnych, których lepkość jest wystarczająca. Pompa wówczas narażona jest na pracę w warunkach szoku termicznego, której towarzyszy niejednakowe nagrzewanie się elementów tego podzespołu. Powoduje to różną w czasie rozszerzalność cieplną elementów współpracujących ze sobą, wpływając na wartość luzów w procesie nieustalonym.



Rys.3. Schemat struktury maszyny dla przypadku rozruchu oziębionych hydraulicznych podzespołów zasilanych gorącą cieczą roboczą

Układ hydrauliczny, w którym pompa narażona jest na pracę w warunkach szoku termicznego, to układ, w którym zbiornik olejowy wyposażony jest w system grzewczy, a pompa znajduje się od niego w pewnej odległości. Mogą wystąpić przypadki rozruchu pompy, w których na skutek przerwy w pracy układu hydraulicznego nastąpiło znaczne wyziębnie pompy w stosunku do pod-grzanego oleju hydraulicznego znajdującego się w zbiorniku. Niemniej jednak w praktyce, zanim gorący czynnik roboczy zostanie dostarczony do pompy, musi nastąpić w pierwszej fazie rozruchu pobranie i wytłoczenie przez pompę pewnej objętości zimnego oleju zalegającego w samej pompie, a także w przewodzie ssawnym pompy. Na rysunku 4 przedstawiono poszczególne etapy zasysania najpierw zimnego, a potem gorącego oleju ze zbiornika podczas rozruchu zimnej pompy.



Rys.4. Zmiana temperatury oleju zasilającego oziębioną pompę podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego

Czas τ_d potrzebny na dostarczenie gorącej cieczy roboczej zależy od długości l_p przewodu wypełnionego zimnym olejem oraz średniej prędkości przepływu w zależnej od średnicy przewodu i natężenia przepływu. Im dłuższy przewód łączący zbiornik z pompą w układzie hydraulicznym, tym dużej trwa jej rozruch przy zasilaniu zimnym olejem. Im krótszy czas τ_d dostarczenia gorącej cieczy roboczej do pompy, tym mniejsze jest prawdopodobieństwo wystąpienia niekorzystnych zjawisk przy zasilaniu zimnym olejem, natomiast większa możliwość zaniku luzu pomiędzy współpracującymi elementami pompy pod wpływem gorącej cieczy.

2. Sprawność pomp hydraulicznych uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia

Podczas rozruchu układu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego występuje dynamiczny proces nagrzewania elementów pompy. Ma on duży wpływ na zmiany luzów między współpracującymi elementami oraz własności cieczy roboczej. W wyniku tego zmienia się sprawność pompy w funkcji czasu. Wielu badaczy udowodniło [1-3, 13-16], że niska temperatura powoduje obniżenie sprawności hydrauliczno-mechanicznej ze względu na wzrost wartości lepkości dynamicznej (kinematycznej), natomiast sprawność objętościowa przyjmuje wartości bliskie maksimum, jeżeli nie występuje kawitacja.

Podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego sprawność pompy ulega zmianie w funkcji czasu do osiągnięcia stanu ustalonego.

Zmiana sprawności objętościowej pompy $\eta_{Pv}(\tau)$ w czasie τ obliczana jest ze stosunku wydajności rzeczywistej $Q_{P}(\tau)$ do wydajności teoretycznej Q_{Pth} , różniących się natężeniem strat $\Delta Q_{Straf}(\tau)$:

$$\eta_{P_{\mathcal{V}}}(\tau) = \frac{Q_{P}(\tau)}{Q_{Pth}} \tag{1}$$

$$\eta_{Pv}(\tau) = \frac{Q_{Pth} - \Delta Q_{Strat}(\tau)}{Q_{Pth}}$$
(2)

Straty objętościowe pompy określa suma składowych:

$$\Delta Q_{Strat}(\tau) = \Delta Q_S(\tau) + \Delta Q_V(\tau)$$
(3)

gdzie:

 $\Delta Q_{S}(\tau)$ – natężenie przepływu strat objętościowych wywołanych cyklicznym odkształceniem komór roboczych pompy oraz ściśliwością cieczy,

 $\Delta Q_{V}(\tau)$ – natężenie przepływu przecieków w szczelinach komór roboczych pompy.

Podczas rozruchu pompy w niskiej temperaturze otoczenia może wystąpić wzrost strat objętościowych $\Delta Q_{S}(\tau)$ o dodatkowy składnik strat $\Delta Q_{N}(\tau)$ niecałkowitego wypełnienia cieczą komór roboczych.

Natężenie przepływu strat objętościowych, spowodowanych niecałkowitym wypełnieniem komór roboczych cieczą o pewnej gęstości i lepkości, zależy od temperatury cieczy, prędkości obrotowej, przyrostu ciśnienia w pompie [2, 14, 15], tj. $\Delta Q_N(\tau) = f(T, n_p, \Delta p_p)$.

Do takich zjawisk w warunkach eksploatacji przy niskich temperaturach otoczenia nie powinno się dopuścić.

3. Metody określenia zdatności pomp hydraulicznych uruchamianych w warunkach szoku termicznego na podstawie zmiany luzu pomiędzy współpracującymi elementami

Zmianę efektywnego luzu l_e pomiędzy współpracującymi elementami w czasie rozruchu oziębionego podzespołu w warunkach szoku termicznego określa zależność:

$$l_e(\tau) = l_m + \Delta l_p(\tau) - \Delta l_t(\tau)$$
(4)

Efektywny luz l_e zależy od luzu montażowego l_m , odkształceń sprężystych Δl_p elementów podzespołów hydraulicznych w wyniku oddziaływania ciśnienia oleju oraz zmiany różnicy Δl_t luzu na skutek rozszerzalności cieplnej współpracujących elementów podzespołu.

Zmianę luzu l_e w czasie τ można wyznaczyć kilkoma metodami [4-9]:

- eksperymentalną,
- analityczną,
- symulacji komputerowej.

Metody te umożliwiają określenie parametrów rozruchu, przy których wystąpi prawidłowa lub nieprawidłowa praca podzespołu (układu) hydraulicznego.

Najkorzystniejszą metodą, ze względu na skuteczność oraz dokładność określenia obszaru prawidłowego działania zespołu hydraulicznego w zależności od natężenia przepływu oraz różnicy temperatur gorącego oleju i oziębionego podzespołu hydraulicznego, jest metoda symulacji komputerowej.

4. Stanowisko do badań podzespołów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego

W celu wykrycia zjawisk występujących podczas rozruchu pomp hydraulicznych w warunkach szoku termicznego wykonano badania eksperymentalne [5-11].

Laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki wyposażone jest między innymi w wielopompowe urządzenia zasilające ze stabilizacją temperatury oleju, urządzenia do badań podzespołów i układów hydraulicznych oraz system do pomiaru i rejestracji wielkości mechanicznych, hydraulicznych i termicznych.

Badane pompy były schładzanie do temperatury -25°C w komorze niskich temperatur (rys. 5). Badania przeprowadzono bez wymuszonego przepływu powietrza w komorze. Temperaturę oleju zasilającego pompę ustalano w przedziale od 20 do 60°C (najczęściej 50°C) za pomocą układu stabilizacji temperatury oleju zawierającego nagrzewnicę, chłodnicę i regulator temperatury.

Podczas rozruchu pompy hydraulicznej mierzono: ciśnienie na dopływie i odpływie z pompy hydraulicznej, ciśnienie oleju, natężenie przepływu, pręd-



Rys.5. Komora niskich temperatur w laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki



Rys.6. Stanowisko do badania pomp zębatych PZ2-K w komorze niskich temperatur

Do przesyłania i rejestrowania danych na komputerze służył system zbierania danych pomiarowych VisiDAQ [20].

kość obrotową wału pompy, temperaturę w komorze chłodniczej, temperaturę

Wykonano badania w niskich temperaturach otoczenia następujących pomp: wielotłoczkowych osiowych (PWK27 firmy Hydrotor, PV 16 firmy Parker), wielotłoczkowej promieniowej (firmy Lukas) oraz zębatych (PZ2-K firmy Hydrotor) [17-19].

Autor prowadził badania hydraulicznych pomp z układem wstępnego zasilania oraz samozasysających olej. Wstępne zasilanie (ciśnienie $0,1\div$ 0,3 MPa) zapewniało wypełnienie olejem komór roboczych badanych pomp.

5. Badanie hydraulicznych pomp zębatych w niskich temperaturach otoczenia

W badanych pompach zębatych PZ2-K wielkości 6,3, 10, 16, 25 korpusy wykonane były ze stopu aluminium, natomiast elementy ruchome ze stali. Stop aluminium ma prawie dwukrotnie większą wartość współczynnika rozszerzalności liniowej w stosunku do stali, w wyniku tego nie dochodziło do zaniku luzu między wierzchołkami kół zębatych a otworem korpusu. Analizę wpływu zmiany temperatury elementów na zmiany luzów w pompach zębatych PZ2-

K-6,3 i PZ2-K-10 podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego przedstawiono w opracowaniach [5-7].

Pompy zębate: PZ2-K-16, PZ2-K-25 przebadano w komorze niskich temperatur (rys. 5 i 6). Pompy badano przy zasilaniu zimnym olejem (o tej samej temperaturze co pompa), a także w warunkach szoku termicznego.

Oziębiona pompa zasysała olej o tej samej temperaturze (BARTRAN HV 22 firmy BP o korzystnym wskaźniku lepkości 155 [21]) i tłoczyła poprzez przepływomierz zębaty oraz zawór przelewowy do zbiornika.

Pompa napędzana była silnikiem elektrycznym, którego wał obracał się w zależności od obciążenia pompy z prędkością obrotową w przedziale 1450-1500 obr/min. Badana pompa PZ2-K-25 posiada teoretyczną objętość roboczą $q_{Pth} = 19,5 \text{ cm}^3$ /obr. Wykorzystując te dane obliczono teoretyczną wydajność pompy, która wynosi Q_{pth} =29,25 dm³/min przy 1500 obr/min.



Rys.7. Sprawność objętościowa pompy zębatej PZ2-K-25 w funkcji czasu podczas rozruchu w niskich temperaturach otoczenia: -5, -20°C

Stwierdzono, że przy rozruchu pompy w niskiej temperaturze wnoszącej -20°C dochodzi do nieprawidłowego jej działania, a mianowicie w wyniku kawitacji następuje niecałkowite wypełnienie olejem przestrzeni roboczych pompy, a tłoczeniu cieczy towarzyszył hałas. Sprawność objętościowa pompy po rozruchu powoli zwiększała się (rys. 7).

6. Badanie pompy wielotłoczkowej osiowej z rozrządem krzywkowym PWK27

W badanej pompie PWK 27 [12, 13] (rys. 8) umieszczono termopary w elementach ruchomych i nieruchomych. Na elementy nieruchome pompy

składają się: pokrywa, korpus przedni, blok cylindrowy, pokrywa bloku cylindrowego, korpus tylny, tuleja prowadząca.

Do badań procesu nagrzewania elementów ruchomych, tj. tłoczków i stopek wykonano je w wersji specjalnej z otworami do montażu termopar. Przewody termopar umieszczone w stopce oraz w tłoczku przeprowadzono przez specjalnie wykonane otwory w separatorze oraz bloku cylindrowym. Ciągły pomiar temperatury elementów umożliwił wyznaczenie luzu pomiędzy współpracującymi elementami (tłoczkami i tulejami cylindrycznymi) pompy podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego.

Badanie pompy PWK 27 wykonano w warunkach szoku termicznego, stosując olej TOTAL AZOLLA 46 oraz przy zasilaniu zimnym olejem BARTRAN HV 22 o tej samej temperaturze co pompa.



Rys.8. Rozmieszczenie termopar (T1-T6) w otworach wykonanych w elementach nieruchomych pompy PWK27

T1 – pokrywa, T2 – korpus przedni, T3 – blok cylindrowy - obszar nr 1, T4 – blok cylindrowy - obszar nr 2, T5 – pokrywa bloku cylindrowego, T6 – korpus tylny

6.1. Zjawiska podczas rozruchu oziębionej pompy PWK27 w warunkach szoku termicznego

Jedno z badań rozruchu pompy PWK27 wykonano dla parametrów: ciśnienie oleju na wyjściu z pompy 9,15 MPa, prędkość obrotowa wału pompy 1100 obr/min, temperatura oleju 49°C, temperatura otoczenia -12°C.

Na podstawie zarejestrowanych przebiegów temperatury elementów (rys. 9) można stwierdzić, że najszybciej w pompie nagrzewa się zespół bloku cylin-



drowego, w skład którego wchodzą blok cylindrowy i pokrywa bloku cylindrowego.

Rys.9. Przebiegi temperatury elementów nieruchomych pompy PWK 27 podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego

Najszybszy wzrost temperatury w bloku cylindrowym występuje blisko kanałów wewnętrznych pompy, przez które przepływa główny strumień gorącego oleju oraz w sąsiedztwie rozrządu pompy (pomiary termoparą nr 4). Równie szybko nagrzewa się obszar współpracy tłoczka z tuleją prowadzącą (termopara nr 5). Dużo wolniej natomiast wzrasta temperatura korpusu przedniego (termopara nr 2) i korpusu tylnego (termopara nr 6). W pierwszych 200 sekundach pracy pompy przebiegi temperatury tych dwóch elementów są identyczne, dopiero potem wyraźnie szybciej nagrzewa się korpus tylny. Ten właśnie element pompy osiąga najwyższą temperaturę spośród wszystkich nieruchomych elementów pompy w końcowym okresie pomiaru. Najwolniej natomiast nagrzewa się pokrywa pompy (termopara nr 1).

W początkowym okresie pracy pompy temperatura przecieków oleju rośnie dużo wolniej aniżeli temperatura głównego strumienia cieczy roboczej na wejściu i wyjściu (rys. 10). Natomiast po pewnym czasie strumień przecieków osiąga temperaturę wyższą, niż temperatura oleju zasilającego.

Pompa PWK27 charakteryzuje się bardzo wysoką sprawnością objętościową 0,98 (rys. 11).

Po 100 sekundach od momentu rozruchu układu sprawność hydraulicznomechaniczna utrzymuje się na poziomie 0,85. Zależy ona w dużej mierze od obciążenia pompy, które w omawianym przypadku wynosiło zaledwie 9 MPa. Im wyższe jest ciśnienie tłoczenia pompy, tym wyższa jest jej sprawność hydrauliczno-mechaniczna, jednocześnie niższa sprawność objętościowa.


Rys.10. Temperatura oleju: na wejściu i wyjściu z pompy PWK 27 oraz przecieków zewnętrznych pompy



Rys.11. Sprawność całkowita, objętościowa i hydrauliczno-mechaniczna pompy PWK 27 dla parametrów: ciśnienie tłoczenia 9,15 MPa, wydajność 30 dm³/min, temperatura otoczenia -12°C, temperatura oleju 49°C

6.2. Rozruch oziębionej pompy PWK27 zasilanej zimnym olejem BARTRAN HV22

Badanie rozruchu oziębionej pompy PWK27, zasysającej ze zbiornika zimny olej BARTRAN HV22, przeprowadzono przy następujących parametrach pracy: ciśnienie tłoczenia 5 MPa, prędkość obrotowa wału pompy 1000 obr/min, temperatura oleju i pompy -14°C, temperatura otoczenia -14°C.

Podczas tego badania pompa pracowała nieprawidłowo. Temperatura stopki (pomiar temperatury termoparą T7, rys. 12) podczas badań była wyższa o 15 K od elementów nieruchomych pompy. Wystąpiło tarcie półsuche generu-



jące dużą ilość ciepła. Prawdopodobnie wystąpił brak odciążenia hydrostatycznego w miejscu współpracy stopki hydrostatycznej z tarczą oporową.

Rys.12. Przebiegi temperatury elementów oziębionej pompy PWK 27 po rozruchu przy zasilaniu zimnym olejem

7. Podsumowanie

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych stwierdzono, że w samozasysających pompach hydraulicznych (zębatych, tłoczkowych) uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia dochodzi do nieprawidłowego ich działania. Podczas tych badań występowała zmniejszona sprawność objętościowa w wyniku niecałkowitego wypełnienia cieczą komór roboczych pomp.

W celu niedopuszczenia do wystąpienia kawitacji w pompach uruchamianych w niskich temperaturach należałoby stosować podgrzanie cieczy roboczej przed rozruchem pomp lub wstępne zasilanie ich w celu podwyższenia ciśnienia na ssaniu przez zastosowanie dodatkowej pompy np. śrubowej.

Podczas rozruchu pomp zębatych oraz tłoczkowych w warunkach szoku termicznego, zasilanych wstępnie pompą śrubową olejem TOTAL AZOLLA 46, nie stwierdzono zaniku luzu pomiędzy współpracującymi elementami. Badania pompy PWK27 wykazały, że pracuje ona podczas rozruchu w pewnych warunkach nieprawidłowo. Nieprawidłowa praca objawiała się w początkowej fazie rozruchu pompy chwilowym brakiem odciążenia hydrostatycznego w miejscu współpracy stopki hydrostatycznej z tarczą oporową [6, 9].

Przebiegi temperatury elementów ruchomych i nieruchomych badanych podzespołów (pomp) hydraulicznych, otrzymane za pomocą symulacji komputerowej, wykazują dużą zgodność z przebiegami uzyskanymi z badań eksperymentalnych [8, 10]. Uzyskanie tak zbieżnych wyników oznacza, że na podstawie badań eksperymentalnych zostały wyznaczone poprawnie współczynniki przejmowania ciepła od oleju do elementów podzespołów.

Literatura

- 1. Balawender A.: Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1988.
- 2. Biały J.: Badania pomp zębatych w obniżonej temperaturze. Praca doktorska, WAT, Warszawa 1981.
- 3. Dindorf R.: Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004.
- 4. Jasiński R.: Działanie wybranych wolnoobrotowych silników hydraulicznych w warunkach szoku termicznego. Praca doktorska, promotor: A. Balawender, Gdańsk 2002.
- 5. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part I). Polish Maritime Research, 4/2008.
- 6. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part II). Polish Maritime Research, 1/2009.
- 7. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part III). Polish Maritime Research, 4/2009.
- 8. Jasiński R.: Methods of determination of correct operation area for hydraulic component in low ambient temperatures. Developments in Mechanical Engineering, Gdańsk 2008.
- 9. Jasiński R.: Badanie eksperymentalne pompy wielotłoczkowej osiowej PWK 27 firmy HYDROTOR w niskich temperaturach otoczenia. Napędy i Sterowanie 4/2008.
- 10. Jasiński R., Lewandowski P.: Modelowanie procesu nagrzewania pompy wielotłoczkowej PWK 27 firmy HYDROTOR podczas rozruchu w niskich temperaturach otoczenia. Napędy i Sterowanie 6/2008.
- 11. Lewandowski P.: Badania eksperymentalne działania wielotłoczkowej pompy PWK 27 podczas rozruchu w warunkach niskiej temperatury otoczenia. Praca dyplomowa, promotor: R. Jasiński, Gdańsk 2006.
- 12. Osiecki L.: Pompy wielotłoczkowe z rozrządem krzywkowym. IX Seminarium: Napędy i Sterowanie 2003, Gdańsk 2003.
- 13. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT, Warszawa 1998.
- 14. Przychodzień T. i inni: Eksploatacja maszyn roboczych w warunkach zimowych. WNT, Warszawa 1990.
- 15. Szewczyk K.: Wpływ obniżonej temperatury na charakterystyki hydraulicznych układów maszyn roboczych ciężkich. Politechnika Krakowska, Kraków 1991.
- 16. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1992.
- 17. Katalogi firmy Hydrotor.
- 18. Katalogi firmy Lukas.
- 19. Katalogi firmy Parker.
- 20. Katalogi firmy Advantech.
- 21. Karta katalogowa oleju BARTRAN HV22 firmy BP.

Model manipulatora równoległego z elektrohydraulicznymi serwonapędami liniowymi

Piotr Woś – Politechnika Świętokrzyska, **Ryszard Dindorf** – Akademia Górniczo-Hutnicza, Politechnika Świętokrzyska

Streszczenie. W pracy zaprezentowano trzyosiowy manipulator z elektrohydraulicznymi serwonapędami liniowymi. Przedstawiono model bryłowy i matematyczny opisujący kinematykę manipulatora. Opisano układ sterowania manipulatora. Celem projektu są badania skutecznego zastosowania elektrohydraulicznych serwomechanizmów w manipulatorach o konstrukcji równoległej.

1. Wstęp

Dzięki możliwości rozwijania dużych mocy przy małych wymiarach gabarytowych i stosunkowo małym ciężarze serwonapędy elektrohydrauliczne znalazły szerokie zastosowanie w maszynach stosownych w różnych gałęziach przemysłu. Zwiększenie szybkości ich działania z równoczesną poprawą dokładności można uzyskać np. poprzez zastosowanie napędów budowanych w technice równoległej. Dużym utrudnieniem przy ich budowie są specyficzne konstrukcje manipulatorów, gdzie ich napędy pracują często w nietypowych warunkach, a opis ich zależności kinematycznych i dynamicznych jest skomplikowany. W efekcie projektowanie ich sterowania jest utrudnione i znacznie różni się od manipulatorów budowanych o strukturze szeregowej. Systemy sterowania tego typu urządzeń muszą uwzględniać cechy, które nie występują w "klasycznych" manipulatorach [1].

Z punktu widzenia napędów i sterowania występuje znaczna różnica pomiędzy manipulatorem równoległym, a o konstrukcji szeregowej. Duża komplikacja równań matematycznych opisujących model fizyczny manipulatora równoległego skutecznie może uniemożliwić wykonanie obliczeń w czasie rzeczywistym. Natomiast nadmierne ich uproszczenie może spowodować znaczne pogorszenie parametrów regulacji manipulatora. Co z kolei wprowadza dylemat dotyczący celowości stosowania tego typu manipulatorów. Porównując obecne kierunki działań można dojść do wniosku, że aby efektywnie zaprojektować tego typu manipulator należy stworzyć odpowiednie środowisko informatyczne, które pozwoli przeprowadzić projekt obejmujący różne dziedziny techniki, tj. mechanika, elektronika i automatyka.

2. Konstrukcja manipulatora

W Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach podjęto badania nad opracowaniem i zbudowaniem manipulatora o trzech stopniach swobody, poprzez zastosowanie elektrohydraulicznych mechanizmów napędowych w układzie kinematyki równoległej. Zaletą rozwiązań manipulatorów o strukturze równoległej jest ich duża sztywność. Ramiona manipulatora nie są

obciążone siłami zginającymi, ponieważ siły obciążające działają w kierunku osi każdego ramienia. Charakteryzują się również wysoką dokładnością pozycjonowania dzięki braku sumowania błędów poszczególnych ramion. Rozwiązania takie umożliwiają uzyskanie dużych przyspieszeń i prędkości. Przestrzeń manipulatora stanowi część wspólna możliwych położeń poszczególnych ramion. Manipulator równoległy posiada kilka ramion połączonych we wspólnym punkcie i jest mechanizmem o zamkniętym łańcuchu kinematycznym. Do tego typu konstrukcji stosowana jest terminologia związana z liczbą stopni swobody. W mechanizmach tych liczba napędów i łańcuchów kinematycznych równa się liczbie zmiennych opisujących jednoznacznie stan modelu układu fizycznego, np. Tripod, Tricept (3 stopnie swobody) i Hexapod (6 stopni swobody).

Na rysunku 1 przedstawiono model bryłowy manipulatora w jednym z możliwych ustawień.



Rys.1. Model bryłowy manipulatora

 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 – ruchoma platforma manipulatora, 4 – obrotowe mocowanie ramienia manipulatora względem podstawy, 5 – konstrukcja podstawy manipulatora

Ustawienie manipulatora uzależnione jest od możliwości jego zastosowania. Manipulator ten może pracować jako jednostka samodzielna np. obrabiarka lub jako końcowy człon struktury o konstrukcji szeregowej. Manipulator posia-

da podstawę 5, na której rozmieszczone są obrotowe mocowania ramion 4. Poszczególne ramiona manipulatora tworzące łańcuch kinematyczny działają w sposób bezpośredni na jego platformę 3. Ramiona związane są z podstawą, a położenie ich końców ma bezpośredni wpływ na położenie platformy. Do konstrukcji poszczególnych ramion wykorzystano serwonapędy elektrohydrauliczne 1 ze zintegrowanymi pomiarami przemieszczeń tłoczysk. Do sterowania serwonapędami wykorzystano proporcjonalne rozdzielacze regulacyjne 2.

Przy zastosowaniu serwonapędów możliwe jest wytworzenie sił do 20 kN na poszczególną oś przy wysuwie ramienia. Każdy serwonapęd jest jednostką niezależną. Połączenia pomiędzy serwonapędem i systemem sterującym są wyłącznie elektryczne.

Przeprowadzono wstępne obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji manipulatora i napędów hydraulicznych. Kompromis, jaki udało się osiągnąć łączy wysoką sztywność konstrukcji przy zachowaniu wysokiej dynamiki z jak największym zakresem ruchów poszczególnych ramion.

3. Zagadnienie kinematyki trzyosiowego manipulatora elektrohydraulicznego

Planowanie trajektorii manipulatora może odbywać się w przestrzeni współrzędnych kartezjańskich, jak i przestrzeni współrzędnych konfiguracyjnych [3]. Na rysunku 2 przedstawiono model kinematyczny manipulatora. W manipulatorze zastosowano przesuwne i obrotowe pary kinematyczne.



Rys.2. Model kinematyczny manipulatora o zmiennej długości ramion 1, 2, 4, 5 – obrotowe pary kinematyczne, 3 – para kinematyczna przesuwna

W układzie tym mierzone jest wysunięcie tłoczyska siłowników s_1 , s_2 , s_3 . Odległości A i B określają odpowiednio: przesunięcie osi napędu od mocowania ramienia manipulatora i przesunięcie środka obrotu złącza od osi manipulatora. Punk P jest końcem wszystkich ramion. Początek każdego z ramion znajduje się w okręgu o promieniu R, gdzie miara kątowa rozmieszczenia miejsc mocowania ramion na płaszczyźnie x, y i wynosi 120°.

Dla rozwiązania zadania kinematyki odwrotnej w wyniku podstawienia współrzędnych początków ramion otrzymano układ równań.

$$s_{1} = \sqrt{\left(\sqrt{x^{2} + (y - R)^{2}} - B\right)^{2} + z^{2} - A^{2}}$$

$$s_{2} = \sqrt{\left(\sqrt{\left(x - \frac{\sqrt{3}}{2}R\right)^{2} + \left(y - \frac{1}{2}R\right)^{2}} - B\right)^{2} + z^{2} - A^{2}}$$

$$s_{3} = \sqrt{\left(\sqrt{\left(x - \frac{\sqrt{3}}{2}R\right)^{2} + \left(y - \frac{1}{2}R\right)^{2} - B}\right)^{2} + z^{2} - A^{2}}$$
(1)

Zależność (1) wykorzystano do planowania trajektorii ruchu manipulatora.

Na rysunku 3 przedstawiono widok pojedynczego ramienia manipulatora z jego charakterystycznymi wymiarami.



W celu weryfikacji modelu kinematycznego przeprowadzono szereg badań symulacyjnych przy użyciu oprogramowania Matlab/Simulink. Na rysunku 4 przedstawiono charakterystyki zmiany długości ramion manipulatora, opisane poprzez trajektorie we współrzędnych konstrukcyjnych.



ys.4. Zmiana położenia manipulatora według zadanej krzywej we wspołrzędny konstrukcyjnych

Poszukiwanie położenia środka P(x, y, z) manipulatora we współrzędnych kartezjańskich, na podstawie wysunięć napędów wymaga zastosowania kinematyki prostej i jest zadaniem złożonym. W manipulatorze tego typu, każde ramię może przyjmować nieskończenie wiele położeń przy danym wysunięciu siłownika. W efekcie poszukujemy rozwiązania układu równań nieliniowych, w którym występują zależności pomiędzy położeniem końcówki siłownika, a jego wysunięciem w funkcji współrzędnych kartezjańskich punktu P(x, y, z). Skomplikowana postać rozwiązań równań (1) (wyznaczenie wielomianów wysokiego rzędu) powoduje trudności z ich fizyczną interpretacją. Dlatego do rozwiązania zadania należy zastosować metody numeryczne.

Przeprowadzono eksperyment symulacyjny określającą przestrzeń w środowisku Matlab/Simulink poprzez obserwację punktu P(x, y, z) platformy roboczej. Na rysunku 5a przedstawiono trajektorię ruchu w postaci krzywej zamkniętej i zbiór wynikowych punktów przestrzeni roboczej manipulatora (rys. 5b).



Rys.5. Wykresy symulacyjne: a) trajektoria w postaci zamkniętej krzywej w przestrzeni kartezjańskiej według zadanych zmian długości poszczególnych ramion manipulatora, b) przestrzeń robocza manipulatora

4. Układ sterowania projektowanego manipulatora

Układ sterowania manipulatora steruje wprost serwonapędami zamocowanych w przegubach. Trajektoria efektora realizowana jest przez minimalizację różnicy aktualnego i zadanego położenia poszczególnego przegubu. Zastosowanie układu sterowania ze sprzężeniem od sensorów wymaga zastosowanie specjalnych interfejsów komunikacyjnych. Wraz z przekazywanymi informacjami o wartościach zadanych, takich jak pozycja lub prędkość do układu sterowania powinny być przekazywane również sygnały o położeniu przez układ wykonawczy (rys. 6). Do tego celu nadają się elektroniczne układy zbudowane przy zastosowaniu techniki mikroprocesorowej, gdzie częściami składowymi są [4]:

- komputer przemysłowy klasy PC wyposażany w specjalistyczną kartę wejść/wyjść i interfejsem komunikacyjnym (USB, RS232C, CAN, PROFIBUS itp.) (rys. 6a),
- układy z mikrokontrolerem przy zastosowaniu technik ASIC (ang. Application Specific Integrated Circuit) zbudowane do z góry określonego zadania lub programowalnych matryc FGPA (ang. Field Programmable Gate Array) z wbudowanym interfejsem komunikacyjnym transmisji szeregowej lub równoległej (rys. 6b).

Sygnały z czujników urządzeń wykonawczych przetwarzane są poprzez oprogramowanie pracujące w czasie rzeczywistym. Bezpośrednia i ciągła kontrola położenia z możliwością płynnego nastawiania prędkości ruchu w dużym zakresie daje poprawę własności dynamicznych napędu, przy ich zastosowaniu do automatyzacji szybkozmiennych procesów technologicznych. System komputerowy umożliwia akwizycje danych. Natomiast duże możliwości obliczeniowe (np. *D-Space*) pozwalają na zastosowanie sterowania adaptacyjnego lub elementów sztucznej inteligencji w procesie sterowania.

Równocześnie zastosowanie sterowania dyskretnego zwiększa obszar zastosowania osi hydraulicznych, ponieważ służy do rozwiązywaniu złożonych problemów, gdzie trudno określić reguły postępowania oraz które są złożone obliczeniowo i wymagają szybkiej reakcji, np. podczas identyfikacji parametrycznej. W takich układach poprawa sterowania napędów elektrohydraulicznych jest możliwa poprzez zastosowanie inteligentnych układów regulacji, dopasowujących się do elektrycznych, mechanicznych i hydraulicznych parametrów.

Innym możliwym rozwiązaniem (rys. 6b) jest zastosowanie po stronie systemu komputerowego interfejsu komunikacyjnego (USB, RS232C), oraz mikrokontrolera wykonawczego po stronie urządzenia. Zadaniem mikrokontrolera jest przetwarzanie (kodowanie) sygnałów z czujników urządzenia wykonawczego i wysyłanie ich do systemu komputerowego za pomocą wbudowanego interfejsu komunikacyjnego. Po przetworzeniu przez oprogramowanie sterujące uruchamiane na komputerze, mikrokontroler odbiera nastawy i po ich zmianie przetwarza je (dekoduje) na sygnały elektryczne dla urządzenia wykonawczego.

Jest to tańsze rozwiązanie, w którym występują ograniczenia wynikające z maksymalnej transmisji danych. Jednocześnie połączenie elektrohydraulicznych układów napędowych z elektronicznym mikrokontrolerem powoduje znaczną redukcję liczby elementów sterujących przy jednoczesnym zwiększeniu dokładności i jakości sterowania.







Elementy wykonawcze, tj. siłowniki, zawory sterujące manipulatora zostały dobrane z katalogów firmy Bosch Rexroth [6], natomiast położenie poszczególnych osi określane jest za pomocą magnetostrykcyjnego czujnika drogi firmy Novotechnik Siedle Group. Na rysunku 7 przedstawiono schemat napędu hydraulicznego manipulatora.

5. Podsumowanie

Wprowadzane nowe technologie w przemyśle określają zdecydowanie większy udział manipulatorów i robotów, które zastępują czynności przewidziane tylko dla człowieka. Korzyści związane z poprawą dynamiki mechanizmów oraz możliwości automatyzacji procesów sterowniczych i regulacyjnych przy wykorzystaniu techniki proporcjonalnej powodują coraz szersze jej zastosowanie w napędach elektrohydraulicznych. Prezentowane w monografii rozwiązanie może mieć zastosowania w różnego rodzaju manipulatorach, serwooperatorach, maszynach roboczych i robotach wspomagający przemysł wydobywczy i maszynowy.

Wykonanie modułowej konstrukcji elementów wykonawczych i pomiarowych, jak i również wykorzystanie środowiska Matlab/Simulink do rozwiązania problemów optymalizacji układu sterowania, umożliwia zastosowanie manipulatora przy zapewnieniu wysokiej sprawności i małych stratach energetycznych. Jednocześnie współczesne oprogramowanie symulacyjne umożliwia znaczną poprawę efektywności projektowania układów sterowania manipulatora, poprzez opracowanie metod i technik identyfikacji obiektów i ich modeli matematycznych w warunkach off-line i czasie rzeczywistym.

Literatura

- 1. Woś P., Dindorf R.: Szybkie prototypowanie układu regulacji napędu elektrohydraulicznego. Napędy i Sterowanie nr 10, 2005.
- 2. Woś P., Dindorf R.: Koncepcja sterowania manipulatora elektrohydraulicznego z wizyjnym naprowadzaniem na obszar roboczy. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej Budowa i Eksploatacja Maszyn nr 13, s. 423-427, 2009.
- 3. Dindorf R., Łaski P.: Pneumatyczny manipulator równoległy typu Tripod. Pneumatyka nr 2, 2006.
- 4. Hajduk Z.: Mikrokontrolery w systemach zdalnego sterowania. Wydawnictwo BTC, Warszawa 2005.
- 5. Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J., Woś P.: Rozproszony system sterowania serwonapędów płynowych, Hydraulika i Pneumatyka nr 4, 2009.
- 6. Katalog firmy Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics Hydraulic and Electronic Components.

Analiza warunków rozruchu hydraulicznej specjalnej jednostki napędowej

Klaudiusz Klarecki, Edward Tomasiak, Edward Barbachowski – Politechnika Śląska

Streszczenie. W monografii przedstawiono procedurę doboru nastaw układu sterującego rozdzielaczy proporcjonalnych, zastosowanych w napędach hydraulicznych maszyny specjalnej. Szczególną uwagę zwrócono na: wyznaczenie sztywności hydraulicznych napędów oraz mas zredukowanych napędzanych mechanizmów. Efektem opisywanych prac było wyznaczenie minimalnych nastaw ramp czasowych dla rozdzielaczy proporcjonalnych oraz optymalnych wartości współczynników wzmocnienia prędkościowego dla przypadku automatycznej regulacji położenia napędzanych elementów.

1. Wstęp

W maszynach roboczych ciężkich oraz maszynach specjalnych powszechnie stosuje się napędy hydrauliczne ze sterowaniem realizowanym za pomocą bloków zaworowych z sekcjami rozdzielaczy proporcjonalnych.

W opracowaniu przedstawiono analizę warunków pracy wybranych napędów hydraulicznych maszyny specjalnej.

2. Opis napędów

W analizowanej maszynie specjalnej napędy hydrauliczne wykorzystano jako aktuatory mechanizmów dźwigniowych. Takie rozwiązanie implikuje zmienne wartości bezwładności mechanizmów zredukowanych na tłoczyska siłowników.

Pierwszy mechanizm dźwigniowy jest napędzany od dwóch, pracujących równolegle, siłowników Ø160/Ø90x1145, realizujących unoszenie go od położenia niemal poziomego aż do nachylenia około 45°.

Drugi mechanizm stanowił w istocie czworobok przegubowy, w którym dwa siłowniki Ø280/Ø125x1465, pracujące równolegle, umieszczone były na jego przekątnej. Rozkładanie dźwigni roboczej drugiego mechanizmu było realizowane w wyniku zsuwu siłowników.

Obciążenie siłowników omawianych mechanizmów pochodziło jedynie od sił masowych. Nie działały na nie żadne dodatkowe siły zewnętrzne.

W ogólnym przypadku należy rozpatrywać zmienność bezwładności zredukowanych w całym zakresie położeń kątowych napędzanego mechanizmu dźwigniowego. Takie podejście, w efekcie, umożliwiłoby pracę napędu hydraulicznego z optymalną, zależną od kąta obrotu mechanizmu, wartością wzmocnienia w torze sterowania zaworów proporcjonalnych.

Dla doboru wzmocnień torów sterowania z zaworami proporcjonalnymi przyjęto inną metodykę, bardziej "inżynierską". Wyznaczano wartości mas zredukowanych na tłoczyska siłowników dla skrajnych położeń analizowanych mechanizmów. Przypadki najbardziej niekorzystne przyjęto do wyznaczenia dopuszczalnych warunków rozruchu i hamowania analizowanych napędów.

2.1. Napęd I

Mechanizm napędzany dwoma siłownikami Ø 160/Ø 90x1145 o łącznej masie $m_{RI} = 7500$ kg unosi manipulowany przedmiot o masie $m_{PM} = 15000$ kg. Ponieważ w czasie pracy mechanizm wykonuje ruch obrotowy, wyznaczono masowe momenty bezwładności jego elementów oraz manipulowanego przedmiotu względem osi obrotu. Wartości masowych momentów bezwładności otrzymano za pomocą systemu CAD 3D (AutoDesk Inventor), co jest metodą znacznie dokładniejszą i szybszą aniżeli ich analityczne wyznaczanie. Następnie, zgodnie z zależnością (1) wyznaczono wartość zredukowanej na tłoczyska siłowników Ø160/Ø90x1145 masy ruchomej m_{red} .

$$m_{red} = \frac{I_O}{i \cdot (R \cdot \sin \alpha)^2} \tag{1}$$

gdzie:

*I*₀ – sumaryczny masowy moment bezwładności mas obracanych siłownikiem,

- R ramię działania siłownika (patrz rys. 1),
- α kąt działania siłownika,

i – liczba siłowników.

Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymano następujące wartości masy zredukowanej na tłoczysko siłownika Ø160/Ø90x1145:

- dla początku rozkładania mechanizmu I $m_{red} = 472926$ kg,
- dla końca rozkładania mechanizmu I $m_{red} = 559942$ kg.

Przedstawione na rysunku 1, jako akumulatory V_{L1} i V_{L2} symbolizują objętości przewodów zasilających siłowniki napędu I. W opisywanym przypadku zastosowano przewody rurowe Ø25x3 o długości około 10 m.

2.2. Napęd II

Napęd II jest zabudowany na mechanizmie poruszanym napędem I. Jego zadaniem jest realizacja kolejnej fazy manipulowania przedmiotem. Jest on zrealizowany przez dwa siłowniki Ø280/Ø125x1465 napędzające ramię o masie m_{RII} = 3000 kg, które unosi manipulowany przedmiot o masie m_{PM} = 15000 kg. Również w tym przypadku mechanizm wykonuje ruch obrotowy, wyznaczono masowe momenty bezwładności jego elementów oraz manipulowanego przedmiotu względem osi obrotu. W trakcie tej fazy manipulowany przedmiot jest rozsuwany, dodatkowo zwiększając obciążenia masowe napędu II. Wartości masowych momentów bezwładności otrzymano analogicznie jak w przypadku

napędu I i wyznaczono wartości zredukowanej na tłoczyska siłowników Ø280/Ø125x1465 masy ruchomej m_{red} wynoszące:

- dla początku rozkładania mechanizmu II $m_{red} = 3587627$ kg (tłoczysko maksymalnie wysunięte),
- dla końca rozkładania mechanizmu II $m_{red} = 2791128$ kg (tłoczysko wysunięte do około 250 mm).

Siłowniki napędu II są zasilane przewodami rurowymi Ø25x3 o długości około 15 m.



Rys.1. Schematyczne przedstawienie analizowanych napędów hydraulicznych

3. Parametry dynamiczne analizowanych napędów

W typowych układach hydraulicznych ze sterowaniem proporcjonalnym tak dobiera się siłowniki, aby wykorzystanie dysponowanego ciśnienia było zrealizowane następująco: 1/3 na obciążenie statyczne, 1/3 na realizację przyspieszenia, 1/3 na pokonanie obciążenia roboczego. W opisywanym przypadku, z uwagi na bardzo duże obciążenia napędów od sił ciężkości napędzanych mas przytoczone zalecenia nie mogą być spełnione.

Dobór nastaw układów hydraulicznych sterowanych w technice proporcjonalnej jest uzależniony od własności dynamicznych napędów. Według procedury przedstawionej w poz. [1] w celu doboru minimalnego czasu rozruchu/hamowania dla układu zrealizowanego w technice proporcjonalnej z otwartą pętlą sterowania lub optymalnego współczynnika wzmocnienia prędkościowego w przypadku układu z zamkniętą pętlą sterowania (układu regulacji) należy wyznaczyć częstość kołową swobodnych drgań nietłumionych analizowanego napędu. Układ masowy napędzany siłownikiem hydraulicznym jest układem masowo-sprężystym (z tłumieniem) z uwagi na ściśliwość medium roboczego – siłownik stanowi "sprężynę hydrauliczną".

Częstość kołową swobodnych drgań nietłumionych hydraulicznego napędu liniowego ω_0 wyraża zależność:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{sil}}{m_{red}}} \tag{2}$$

gdzie:

 C_{sil} – sztywność hydrauliczna siłownika,

 m_{red} – zredukowana na tłoczysko siłownika masa napędzanych elementów.

W ogólnym przypadku sztywność hydrauliczna siłownika C_{sil} jest sumą sztywności medium zawartego w komorach: tłokowej i tłoczyskowej. Jednak w analizowanym przypadku, z uwagi na obecność w układzie sterowania zaworu różnicowego (wchodzącego w skład sekcji przyjętego bloku rozdzielacza mobilnego) należy w obliczeniach uwzględniać jedynie sztywność hydrauliczną tej komory, która jest mniejsza dla danego wysuwu tłoczyska. Sztywności hydrauliczne medium w komorze tłokowej C_1 i tłoczyskowej C_2 , podane są zależnościami:

$$C_{I} = \frac{A_{T}^{2} \cdot B}{A_{T} \cdot h_{i} + V_{LI}} \begin{bmatrix} N \\ m \end{bmatrix}$$

$$C_{2} = \frac{A_{TI}^{2} \cdot B}{A_{TI} \cdot (H - h_{i}) + V_{L2}} \begin{bmatrix} N \\ m \end{bmatrix}$$
(3)

gdzie:

 A_T – pole tłoka od strony komory tłokowej,

 A_{Tl} – pole tłoka od strony tłoczyska,

- *B* moduł sprężystości medium roboczego,
- *H* skok siłownika,
- h_i wysunięcie tłoczyska,
- V_{Ll} , V_{L2} objętości gałęzi układu pomiędzy rozdzielaczem proporcjonalnym a komorą tłokową lub tłoczyskową.

Gdyby zredukowana masa napędzanych elementów była stała, z uwagi na to, że napędy realizują rozruch/hamowanie w obydwu kierunkach, wystarczyłoby znaleźć najmniejszą wartość sztywności hydraulicznej C_1 lub C_2 i przyjąć ją do dalszych obliczeń. W opisywanym przypadku należy jednak rozpatrywać minimalne sztywności hydrauliczne i masy zredukowane dla skrajnych położeń obydwu napędów.

Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymano:

- dla napędu I
 - siłownik zsunięty: $C_{min} = 13,2 \text{ MN/m}, m_{red} = 472926 \text{ kg}, \omega_0 = 5,29 \text{ rad/s},$
 - siłownik rozsunięty: $C_{min} = 41.3 \text{ MN/m}, m_{red} = 559942 \text{ kg}, \omega_0 = 6.02 \text{ rad/s},$
- dla napędu II
 - siłownik zsunięty: $C_{min} = 49,3 \text{ MN/m}, m_{red} = 2791128 \text{ kg}, \omega_0 = 4,2 \text{ rad/s},$
 - siłownik rozsunięty: $C_{min} = 41,3 \text{ MN/m}, m_{red} = 3587627 \text{ kg}, \omega_0 = 3,81 \text{ rad/s}.$

3.1. Dobór nastaw dla układu sterowania

Przyjęto, że sterowanie napędów I i II będzie realizowane w pętli otwartej (typowy układ sterowania), należy zatem określić wartości minimalnych czasów rozruchu i hamowania w celu prawidłowego doboru nastaw ramp czasowych kart wzmacniaczy prądowych. Zgodnie z [1] czas rozruchu/hamowania $t_{r(h)}$ powinien spełniać warunek:

$$t_{r(h)} \ge \frac{18}{\omega_0} \quad [s] \tag{4}$$

Zatem dla napędu I otrzymano, że:

- dla siłownika zsuniętego: $t_{r(h)} \ge 3, 4 s$,
- − dla siłownika rozsuniętego: $t_{r(h)} \ge 2,99 \text{ s}$, a dla napedu II:
- dla siłownika zsuniętego: $t_{r(h)} \ge 4,28 \, s$,
- dla siłownika rozsuniętego: $t_{r(h)} \ge 4,72 \ s.$

Ostatecznie przyjęto, że nastawy ramp czasowych rozruchu i hamowania dla obydwu napędów wyniosą 5 s.

Dodatkowo należy zauważyć, że z uwagi na bardzo duże wartości bezwładności napędzanych elementów, nie jest spełniony warunek [1]:

$$f = \frac{\omega_0}{2\pi} \ge 4 \quad [Hz] \tag{5}$$

Częstotliwości własne opisywanych napędów (w zależności od położenia) zawierają się w przedziale od 0,6 do 1 Hz. Może to prowadzić do trudności z realizacją rozruchu i hamowania napędów a nawet do pojawienia się w czasie ruchów z małą prędkością do drgań samowzbudnych, spowodowanych zjawiskiem stick-slip.

3.2. Dobór nastaw dla układu regulacji położenia napędów

Zastosowane w opisywanej maszynie siłowniki hydrauliczne z czujnikami położenia tłoków oraz sterownik programowalny umożliwiają sterowanie pracą napędów I i II opisywanej maszyny w układzie regulacji automatycznej położenia. Realizacja takiej opcji sterowania pracą napędów maszyny wymaga wyznaczenia optymalnych wartości współczynników wzmocnienia prędkościowego K_{ν} poszczególnych napędów.

Według [1] optymalna wartość współczynnika wzmocnienia prędkościowego wynosi:

$$K_{v} \approx \frac{\omega_{kr}}{3} \quad [s^{-1}] \tag{6}$$

przy czym częstość krytyczna ω_{kr} wyznaczana jest jako:

$$\omega_{kr} = \frac{\omega_V \cdot \omega_0}{\omega_V + \omega_0} \quad \left[s^{-1}\right] \tag{7}$$

gdzie:

 ω_V – częstość własna zaworu proporcjonalnego zastosowanego w napędzie.

W materiałach producenta nie są podane własności dynamiczne sekcji ze sterowaniem proporcjonalnym. Szacunkowo można przyjąć, że dla bloku M4-15 częstość własna sekcji z rozdzielaczem proporcjonalnym będzie nie mniejsza niż 32 rad/s. Stąd otrzymano dla:

- napędu I: ω_{kr} od 4,54 [s⁻¹] do 5,07 [s⁻¹] K_v = 1,51 [s⁻¹]
- napędu II: ω_{kr} od 3,41 [s⁻¹] do 3,71 [s⁻¹] K_v = 1,14 [s⁻¹]

Znając optymalne wartości współczynników K_{ν} napędów, można dobrać współczynnik wzmocnienia wzmacniacza prądowego rozdzielacza proporcjonalnego na podstawie zależności [1]:

$$K_P = \frac{A \cdot K_v}{V_q \cdot K_X} \tag{8}$$

gdzie:

K_P - bezwymiarowe wzmocnienie wzmacniacza prądowego serwozaworu,

 V_q – wzmocnienie serwozaworu [cm³/s/V],

 K_X – wzmocnienie przetwornika pomiarowego [V/cm],

A - pole tłoka siłownika [cm²].

Należy przy tym uwzględnić, że w każdym z napędów z jednej sekcji bloku zaworowego są zasilane dwa siłowniki (w zależności należy przyjąć podwojone pole tłoka).

W przypadku układu regulacji stała czasowa napędu T jest wyrażona jako:

$$T = \frac{I}{K_v} \quad [s] \tag{9}$$

a dopuszczalny czas rozruchu/hamowania nie powinien być mniejszy niż:

$$t_{r(h)} \ge 5 \cdot T \quad [s] \tag{10}$$

Po podstawieniu wartości liczbowych do zależności (9) i (10) otrzymano minimalne dopuszczalne czasy rozruchu/hamowania dla napędów, wynoszące: dla napędu I około 3,3 s a dla napędu II około 4,4 s.

4. Podsumowanie

Złożona kinematyka ruchu specjalnej jednostki napędowej wymagała dokładnego rozeznania obciążeń grawitacyjnych, które wymuszają zastosowanie zaworów hamujących.

Warunki rozruchu i hamowania decydują o przyjęciu parametrów zasilania oraz blokowych rozdzielaczy proporcjonalnych pracujących w technice "load sensing". Niewłaściwe przyjęcie czasów rozruchu i hamowania zmienia siły dynamiczne i może doprowadzić do niestabilności układu napędowego.

Drugim warunkiem poprawnego działania układu napędowego jest precyzyjne wyliczenie masy zredukowanej na tłoczysko siłownika (lub wał silnika hydraulicznego w przypadku napędu obrotowego).

Wielkości wyznaczone w opracowaniu sprawdziły się w symulacji komputerowej ruchu specjalnej jednostki napędowej.

Literatura

1. Tomasiak E.: Napędy i sterowanie hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001. 2. Praca zbiorowa: Proportional and servo valve technology. The hydraulic trainer, Volume 2. Bosch Rexroth AG 2003.

Model matematyczny i symulacja mechanizmu hydrostatycznego napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR 600

Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Waldemar Sradomski – Politechnika Wrocławska

Streszczenie. Użytkowane w górnictwie odkrywkowym transportery gąsienicowe napotykają na bariery i ograniczenia w przypadkach jazdy z ładunkiem po drogach o znacznych nachyleniach i różnych rodzajach podłoża. Aby przełamać te trudności należy w systemie mechaniczno-elektronicznym sterowania procesem jazdy zminimalizować jego wady. Realizacja tego pomysłu wymaga poznania zjawisk fizycznych zachodzących w tego typu układach. Ponieważ nie istnieje możliwość przeprowadzenia badań eksperymentalnych, to ułożono model matematyczny napędu gąsienicy, a następnie jego model symulacyjny. Na podstawie tak przeprowadzonych badań symulacyjnych wyciągnięto wnioski mające na celu poprawę systemu sterowania napędu jazdy.

1. Wprowadzenie

Transporter gąsienicowy o specjalnej konstrukcji przeznaczony jest do przemieszczania w trudnych warunkach terenowych kopalni odkrywkowej, stacji napędowych przenośników taśmowych o szerokościach taśm do 2500 mm. Stacje napędowe jak i inne przewożone konstrukcje są gabarytowo wielokrotnie większe od konstrukcji transporterów, zaś nośność transportera jest prawie trzykrotnie większa od ciężaru jego konstrukcji. Widok transportera przedstawia rysunek 1.



Rys.1. Rysunek transportera

Transporter wyposażony jest w dwie grupy napędów hydraulicznych ściśle związanych z realizowanymi funkcjami. Są to napędy związane z gąsienicowym mechanizmem jazdy oraz napędy ruchów roboczych platformy, na której przewożone są stacje napędowe i elementy konstrukcyjne przenośników. Pierwotnym źródłem energii dla napędów hydrostatycznych jest wysokoprężny silnik spalinowy, który przez przekładnię rozdzielczą napędza zespoły pomp hydraulicznych.

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. Zmiana wydajności i kierunku przepływu pompy dokonywana jest przez zawór proporcjonalny. Pompa wyposażona jest w regulator stałej mocy. Silniki hydrauliczne wyposażone są w zawory maksymalnego momentu.

Układ hydrauliczny napędu gąsienicy transportera jest typową przekładnią hydrostatyczną zawierającą pompę o zmiennej wydajności i silniki o zmiennej chłonności (rys. 2).



Rys.2. Schemat układu hydraulicznego napędu jazdy

Przekładnie, w których zarówno parametr nastawy pompy ε_p , jak i parametr nastawy silnika ε_s mogą być zmieniane, są sterowane sekwencyjnie lub równocześnie. Przy sterowaniu równoczesnym ε_p , ε_s obu jednostek, zmiana dokonywana jest jednocześnie, według określonego programu. Przy sterowaniu sekwencyjnym korzysta się najpierw z zakresu zmienności nastawy pompy ε_p , a następnie z parametru nastawy silnika ε_s .

Przy założeniu, że sprawność przekładni nie może spaść poniżej $\eta = 0.8$, sekwencyjny system sterowania przekładni pozwala na uzyskanie najszerszego zakresu regulacji. Uzyskana rozpiętość przełożenia dynamicznego i_{rd} i kinematycznego i_{rk} wynosi 6–7, w odróżnieniu do sterowania tylko przez zmianę parametru pompy, gdzie maksymalna rozpiętość przełożeń wynosi 4,5.

Układ ten umożliwia uzyskanie 3 wartości prędkości napędu gąsienicy. Rozdzielacz sterujący ustawiony w położeniu przedstawionym na rysunku 2 powoduje, że silniki przestawione są na maksymalną chłonność, tym samym dla określonej nastawy pompy, obroty silników są najmniejsze przy największym momencie obrotowym. Drugi zakres obrotów uzyskuje się, gdy rozdzielacz sterujący przestawi się w położenie odpowiadające równoległemu przepływowi przez rozdzielacz. Wtedy jeden z silników zostaje przestawiony na minimalną chłonność. Trzeci zakres obrotów uzyskuje się, gdy oba rozdzielacze przestawione są w położenie odpowiadające równoległemu przepływowi przez rozdzielacz co umożliwia największą prędkość obrotową silników przy najmniejszym momencie rozwijanym przez silniki.

Biorąc pod uwagę rozmiary transportera, jego przydatność w kopalniach węgla brunatnego, niezbędna jest znajomość zjawisk dynamicznych towarzysząca przemieszczaniu się maszyny wraz z obciążeniem. Na podstawie uzyskanych wyników można udoskonalić algorytmy sterowania pracą transportera tym bardziej, że występuje zjawisko ograniczonej mocy zespołu; silnik spalinowy – pompy hydrauliczne. Aby uzykać zamierzony wynik należałoby przeprowadzić badania eksperymentalne.

Wysokie koszty tych badań i trudności techniczne ich prowadzenia spowodowały wzrost zainteresowania metodami analitycznymi. Niniejsza praca prezentuje metodę analityczną wyznaczania wartości obciążenia ociążeń napędu gąsienicy w oparciu o dyskretny model matematyczny.

2. Model matematyczny hydraulicznego napędu jazdy transportera

2.1. Założenia upraszczające

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością. Dla hydraulicznego napędu jazdy zostały przyjęte następujące założenia upraszczające:

- ciśnienie w układzie jest zawsze wyższe od ciśnienia atmosferycznego,
- przyjęto, że gęstość, lepkość i moduł sprężystości cieczy nie zmieniają się w czasie pracy układu,
- założono, że pomiędzy powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche,
- założono, że w układzie nie występuje kawitacja,
- pominięto odkształcenia przewodów i elementów hydraulicznych,
- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie,

- sprawność przeniesienia napędu pomiędzy silnikiem spalinowym a pompą wynosi 100%,
- ciśnienie w lini zlewowej ma wartość stałą $p_3 = const.$,
- ze względu na wstępny rozpoznawczy charakter badań przyjęto stałe wartości sprawności,
- masy ruchome transportera i ładunku zredukowano do osi koła napędowego.

2.2. Równania matematyczne opisujące przyjęty model

Równania momentów silnik spalinowy – pompa

Na podstawie otrzymanych danych, silnik spalinowy Cummis charakteryzuje się następującym momentem przedstawionym na rysunku 3. Moment silnika w przedziale obrotów n = 700-2100 ilustruje równanie:

$$M_s = \left(9 \cdot 10^{-7} \cdot n^3 - 0,0049n^2 + 7,7684n - 2154\right)\xi\tag{1}$$

gdzie: ξ – proporcjonalny współczynnik zmniejszający ilość dostarczanego paliwa do pompy wtryskowej.



Rys.3. Wykres momentu silnika spalinowego

Moment dyspozycyjny na wyjściu z pompy określony jest następującą zależnością:

$$M_{p} = \frac{\varepsilon_{p} \cdot q_{p} \cdot \Delta p_{p}}{2\pi} \eta_{vol} [Nm]$$
⁽²⁾

gdzie:

 ε_p – nastawa wydajności pompy,

 q_p – wydajność jednostkowa pompy cm³/obrót,

 η_{vol} – sprawność objętościowa pompy,

 Δp_p – różnica ciśnień [MPa],

Równania momentów hydrostatycznego silnika obrotowego

Równanie momentów przyjmuje następującą postać:

$$M_{s} = \left(M_{N} + I\frac{d\omega}{dt} + M_{sk} + M_{w}\right)/i$$
(3)

gdzie:

M_s	- moment obrotowy na wyjściu z silnika obrotowego
M_N	 moment wynikający z oporów ruchu gąsienicy
$I\frac{d\omega}{dt}$	- moment bezwładności elementów ruchomych
M_w	 moment wynikający z parcia wiatru
M_{sk}	 moment oporu skrętu gąsienicy

i – przełożenie przekładni planetarnej

Jazda jest typowym stanem gąsienicowego układu jezdnego transportera. W celu ujawnienia wszystkich sił działających na ten układ, należy z niego wyodrębnić dwa fragmenty związane z kołem napędzającym i kołem napinającym gąsienicę.



Rys.4. Siły działające na gąsienicę podczas jazdy

W czasie jazdy, czynna siła napędzająca wynikająca z działania układu napędowego, jest równoważona przez opory ruch i składowe siły ciężkości. Jeżeli dodatkowo transporter porusza się po pochyłym podłożu to wartość niezbędnego momentu na mechanizmie jednej gąsienicy, zredukowanej do osi koła napędowego wynosi:

$$M_N = \frac{1}{2} \left[\left(mg \sin\psi + R_0 \right) \frac{d_1}{2} + M_R \frac{d_1}{d_2} \right]$$
(4)

Silę oporu ruchu R_o oblicza się jako iloczyn siły ciężkości transportera i współczynnika f oporu ruchu:

$$R_0 = mgf \cos \psi \tag{5}$$

Zakłada się, że M_R przyjmuje wartość 10% M_N na podstawie [4].

• Skręcanie gąsienicy

W czasie zmiany wzdłużnej płaszczyzny przetaczania się gąsienicy, np.: podczas jazdy po torze krzywoliniowym lub w czasie skrętu w miejscu, na styku gąsienicy z podłożem występują opory tarcia, a na podłożu miękkim również opory ścinania i bocznego spychania gruntu. Opory te zależą od chwilowego promienia obrotu, czyli promienia skrętu gąsienicy.

W obliczeniach całkowitego momentu oporu skrętu wyróżnia dwie podstawowe składowe: M_t – moment oporu tarcia gąsienicy o podłoże i M_c – moment ścinania lub zgniotu gruntu bocznymi krawędziami gąsienicy, czyli:

$$M_{sk} = M_t + M_c \tag{6}$$

Równania natężenia przepływu

pompa – trójnik przed hydraulicznymi silnikami obrotowymi

$$Q_{pn} = Q_{zb} + \frac{V_0}{B} \cdot \frac{dp_p}{dt} + G_p \sqrt{p_p - p_l}$$
⁽⁷⁾

gdzie:

 Q_{pn} – wydajność pompy,

 $\frac{V_0}{B} \cdot \frac{dp_p}{dt} - \text{przepływ wywołany ściśliwością cieczy,}$

 V_0 – objętość przewodów pomiędzy pompą a trójnikiem,

B – moduł ściśliwości cieczy,

 Q_{zb} – ilość cieczy wypływająca przez zawór przelewowy,

 $G_{p} \cdot \sqrt{p_{p} - p_{I}}$ – ilość cieczy wpływająca do silników obrotowych.

• równania przepływu trójnik – hydrauliczne silniki obrotowe

$$G_p \cdot \sqrt{p_p - p_l} = Q_{sl} + Q_{s2} + \frac{V_l}{B} \cdot \frac{dp_l}{dt} + \frac{V_2}{B} \cdot \frac{dp_l}{dt}$$
(8)

gdzie:

 Q_{s1} – ilość cieczy wpływająca do silnika nr 1,

 Q_{s2} – ilość cieczy wpływająca do silnika nr 2,

 $\frac{V_l}{B} \cdot \frac{dp_l}{dt} - \text{przepływ wywołany ściśliwością cieczy w przewodzie doprowa$ dzającym ciecz do silnika nr 1,

 $\frac{V_2}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt} - \text{przepływ wywołany ściśliwością cieczy w przewodzie dopro-}$

wadzającym ciecz do silnika nr 2.

Chłonność silników obrotowych opisana jest następującymi zależnościami:

$$Q_{sI} = \frac{n_{sI} \cdot q_{sI} \cdot \varepsilon_{sI}}{\eta_{volsI}} \tag{9}$$

$$Q_{s2} = \frac{n_{s1} \cdot q_{s2} \cdot \varepsilon_{s2}}{\eta_{vols2}} \tag{10}$$

gdzie:

 n_{s1} — obroty silnika hydraulicznego,

 q_{s1} , q_{s2} – chłonności jednostkowe silników,

 $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – parametry nastaw silników,

 η_{vols1} , η_{vols2} - sprawności objętościowe silników.

Prędkości obrotowe silników wynoszą odpowiednio:

$$n_{sl} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{sl}} \cdot \frac{q_p}{q_s} \cdot n_g \cdot \eta_{voll}$$
(11)

$$n_{s2} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{s2}} \cdot \frac{q_p}{q_s} \cdot n_g \cdot \eta_{vol2}$$
(12)

3. Model symulacyjny

Do zamodelowania równań użyto oprogramowania komputerowego firmy The MathWorks o nazwie MATLAB z pakietem Simulink. Oprogramowanie Simulink jest interaktywnym pakietem przystosowanym do modelowania, symulacji oraz analizy dynamicznej układów ciągłych, dyskretnych oraz mieszanych. Modele matematyczne budowane są w postaci schematów blokowych, co daje nam przejrzysty układ modelu. Dodatkową zaletą pakietu Simulink jest bogaty zbiór bibliotek z operacjami matematycznymi, ułatwiający pracę z modelem. Istotną zaletą jest możliwość przedstawienia wykresów kilku zależności w jednym oknie, umożliwia to obserwacje kilku parametrów modelu w jednym czasie.

Zastosowanie oprogramowania komputerowego pozwala na szybkie rozwiązywanie równań różniczkowych metodami numerycznymi. Skraca to znacząco czas rozwiązywania problemu oraz umożliwia dokonywania różnych zmian w celu optymalizacji modelu.

Pakiet Simulink daje nam do dyspozycji kilkanaście różnych metod całkowania numerycznego.

4. Wyniki wstępnych badań symulacyjnych

Na rysunkach 5 do 8 przedstawiono przykładowe wyniki badań symulacyjnych.



Rys.5. Wykres prędkości transportera po terenie płaskim obciążonym momentem Mn = 242100 Nm



Rys.6. Wykres prędkości ruchu transportera (m/min) pod górę o nachyleniu 11° obciążonym maksymalnym momentem Mn = 2128600 Nm



jazdy transportera pod górę



Rys.8. Zmiana prędkości w m/min poruszania się transportera (zmiana ε_{sI})

5. Wnioski końcowe

Na podstawie wstępnych badań symulacyjnych można wysnuć następujące wnioski:

- Badania wykazały, że transporter może poruszać się jedynie dwoma prędkościami.
- Przy jeździe pod górę (max 11°) transporter może poruszać się jedynie z jedną minimalną prędkością.

 Zasadniczą przeszkodą w uzyskaniu zakładanych parametrów ruchu transportera jest źle dobrany silnik spalinowy, który w wysokich przedziałach obrotów posiada zbyt niski moment napędowy.

Wydaje się, że prace należy dalej kontynuować, a w szczególności w zakresie sterowania przekładnią hydrostatyczną. W obecnej sytuacji wydajność pompy wykorzystywana jest jedynie w 60%. Należy więc zaproponować nowy algorytm sterowania omawianą przekładnią, aby częściowo wyeliminować niedoskonałość napędu.

Literatura

- 1. Brach I., Tyro G.: Maszyny ciągnikowe do robót ziemnych. WNT, Warszawa 1986.
- 2. Domagała Z.: Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej. Maszyny Górnicze, 2009.
- 3. Dajniak H.: Ciągniki. Teoria ruchu i konstruowanie. WkiŁ, Warszawa 1985.
- 4. Dudczak A.: KOPARKI Teoria i projektowanie. PWN, Warszawa 2000.
- 5. Garbacik A.: Studium projektowania układów hydraulicznych. Wydawnictwo Ossolineum. Wrocław 1997.
- 6. Kollek W.: Podstawy projektowania napędów i sterowań hydraulicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.
- 7. Piątkiewicz A., Sobolski R.: Dźwignice. Tom II. WNT, Warszawa 1978.
- 8. Pieczonka K.: Inżyniera maszyn roboczych. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
- 9. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1992.
- 10. Szydelski Z.: Napęd i sterownie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych. WNT, Warszawa 1980.
- 11. Katalogi firmy REXROTH.

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.

Odzysk energii w hydrostatycznym układzie napędowym mechanizmu jazdy

Piotr Kucybała, Stanisław Michałowski, Janusz Pobędza – Politechnika Krakowska

Streszczenie. Opracowanie przedstawia wyniki obliczeń symulacyjnych napędu mechanizmu jazdy wózka widłowego z przekładnią hydrostatyczną. W modelowanym układzie uwzględniono dwie jednostki hydrauliczne o zmiennej chłonności, co pozwala na sterowanie parametrami pracy napędu oraz umożliwia współpracę przekładni hydrostatycznej z układem odzysku energii. Głównym elementem tego układu jest tłokowy akumulator hydropneumatyczny, którego model matematyczny jest jednym z istotnych aspektów zawartych w opracowaniu. Zamieszczone w pracy wykresy ilustrują przebiegi czasowe parametrów pracy napędu, takich jak: prędkość jazdy wózka, ciśnienia i natężenia przepływu w różnych punktach układu hydraulicznego, parametry nastawy pompy i silnika hydrostatycznego. Wielkości te pozwalają na wyznaczenie mocy oraz zużycia energii przy różnych cyklach pracy wózka, zarówno dla układu z odzyskiem energii jak i bez niego. Dzięki temu wyznaczono wartość oszczędności energii przy zastosowaniu układu odzysku z akumulatorem hydraulicznym.

1. Wprowadzenie

Prowadzone prace naukowo-badawcze, mające na celu opracowanie układów, które umożliwiłyby przechwycenie traconej energii (kinematycznej lub potencjalnej) oraz odpowiednie jej wykorzystanie w kolejnych cyklach pracy, wskazują że można to zrealizować poprzez dołączenie do układu hydraulicznego akumulatora hydropneumatycznego oraz odpowiedniego układu zarządzającego energią. Zastosowanie takiego systemu rekuperacji energii powinno zmniejszyć energochłonność układu, a tym samym sprawić, iż urządzenia posiadające układ odzysku energii staną się atrakcyjniejsze na rynku.

Pierwszym krokiem, który należy zrealizować przy projektowaniu systemu odzysku energii, dostosowanego do określonego urządzenia, jest analiza struktury urządzenia, określenie wartości i charakterystyk poszczególnych parametrów pracy, oraz wyodrębnienie cyklów pracy urządzenia. Zbiór tych informacji umożliwi określenie wielkości energii, która mogłaby być odzyskana i powtórnie wykorzystana.

Kolejnym krokiem jest stworzenie struktury układu odzysku (rys. 1), w skład którego powinny wchodzić następujące elementy: rozpatrywany mechanizm urządzenia (1), układ logiczny odpowiedzialny za odzyskiwanie energii (2), element magazynujący energię (3), układ przekazywania odzyskanej energii (4), inny mechanizm urządzenia wspomagany zgromadzoną energią (5).

W układzie tym energia przechwytywana jest w odpowiednim cyklu pracy mechanizmu za pomocą odpowiednio zarządzanego układu odzysku energii. System ten ma za zadanie przeanalizowanie stanów poszczególnych mechanizmów, a następnie zdecydowanie, czy energia ma być przekazana do innego

mechanizmu, czy też ma zostać zmagazynowana i wykorzystana w późniejszym czasie. Praca takiego układu powinna odbywać się w sposób automatyczny z możliwością ingerencji operatora sprowadzającej się tylko i wyłącznie do zmiany trybu pracy urządzenia (pracą z odzyskiem lub bez odzysku energii).



Rys.1. Schemat blokowy układu odzysku energii

2. Budowa strukturalna układu przekładni hydrostatycznej z układem rekuperacji energii

Do analizy hydraulicznego układu odzysku energii przyjęto napęd mechanizmu jazdy wózka widłowego z przekładnią hydrostatyczną. W układzie tym silnik hydrauliczny napędza, poprzez przekładnie mostu napędowego z mechanizmem różnicowym, koła jezdne wózka. Do budowy modelu matematycznego przyjęto układ przekładni hydrostatycznej, przedstawiony na rysunku 2.



Rys.2. Schemat ideowy układu przekładni hydrostatycznej

Proponowana przekładnia hydrostatyczna składa się z dwóch jednostek hydrostatycznych (2, 3) pracujących, jako pompa i silnik, o regulowanym natężeniu przepływu. Jednostki te połączone są w układzie zamkniętym, tzn. wejście i wyjście pompy połączone jest odpowiednio z wejściem i wyjściem silnika, powodując, że pomiędzy jednostkami krąży zamknięty strumień cieczy hydraulicznej. Dodatkowa pompa (1) ma za zadanie uzupełnienie, oraz co pewien okres przepłukiwanie układu. Układ wyposażono w dodatkowe elementy sterujące wraz z akumulatorem hydropneumatycznym, które mają za zadanie magazynowanie i rekuperację energii uzyskanej z procesu hamowania.

Model nie uwzględnia zmian warunków termicznych oleju hydraulicznego podczas pracy, jak również nierównomierności wydajności pompy i chłonności silnika. Model przekładni hydrostatycznej opisano równaniem ruchu zapisanym w postaci:

$$J_{p} \cdot \frac{d\omega_{p}}{dt} = M_{n} - \varepsilon_{p} \cdot V_{\varphi p} \cdot (p_{pl} - p_{p2}) + k_{l} \cdot \omega_{p} + M_{s}$$
(1)

$$J_{z} \cdot \frac{d\omega_{k}}{dt} = \varepsilon_{m} \cdot V_{\varphi m} \cdot (p_{sl} - p_{s2}) - k_{m} \cdot \omega_{m} - M_{sm} - m \cdot g \cdot f - m \cdot g \cdot r_{k} \cdot sin(\alpha) - c_{x} \cdot S \cdot (\omega_{k} \cdot r_{k})^{2} \cdot r_{k}$$

Bilans objętościowego natężenia przepływu opisano następująco:

$$Q_{p1} = Q_{z1} + Q_{s1} + Q_{pp1} - Q_{z2} - Q_{pd1} - Q_{ak1} + \frac{V_{s1}}{B_1} \cdot \frac{dp_{s1}}{dt}$$
(2)
$$Q_{s2} = Q_{z2} + Q_{p2} + Q_{pp2} - Q_{z1} - Q_{pd2} - Q_{ak2} + \frac{V_{s2}}{B_2} \cdot \frac{dp_{s2}}{dt}$$

Jako wtórne źródło energii przyjęto tłokowy akumulator hydropneumatyczny napełniony gazem rzeczywistym, opisanym modelem Van der Waalsa. Zależność do opisu równania ruchu modelu akumulatora jest następująca:

$$m_t \cdot \frac{dv}{dt} = F_0 - F_g - F_t + F_r \tag{3}$$

Bilans objętościowego natężenia przepływu oleju można przedstawić następująco:

$$\frac{dp_0}{dt} = (Q - A_0 \cdot v) \cdot \frac{B}{V_0}$$
(4)

Zakładając stałą grubość przegród (pomijając podcięcia, wgłębienia itp.) można wyróżnić trzy strumienie wymiany ciepła związane z akumulatorem, opisane następującymi zależnościami:

- strumień ciepła przepływający pomiędzy gazem a olejem Φ_l ,
- strumień ciepła przepływający pomiędzy gazem a otoczeniem przez powierzchnię cylindryczną Φ_{2}

– strumień ciepła przepływający pomiędzy gazem a otoczeniem przez pokrywę korpusu Φ_3 .

$$\Phi_{I} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{o}} + \frac{g_{t}}{\lambda_{t}} + \frac{1}{\alpha_{g}}} \cdot A_{t} \cdot (T_{o} - T_{g})$$

$$\Phi_{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h}{\frac{1}{\alpha_{p} \cdot d_{z}} + \frac{\ln \frac{d_{z}}{d_{w}}}{\lambda_{sw}} + \frac{1}{\alpha_{g} \cdot d_{w}}} \cdot (T_{p} - T_{g})$$

$$\Phi_{3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{p}} + \frac{g_{sg}}{\lambda_{sg}} + \frac{1}{\alpha_{g}}} \cdot A_{g} \cdot (T_{p} - T_{g})$$
(5)

Równanie opisujące przyrost ciśnienia w akumulatorze otrzymujemy różniczkując równanie stanu:

$$\frac{dp_g}{dt} = \frac{V_g^3 \cdot R \cdot \frac{dI_g}{dt} - (p_g \cdot V_g - a \cdot V_g + 2 \cdot a \cdot b)}{V_g^3 \cdot (V_g - b)}$$
(6)

Natomiast wychodząc z równania bilansu energii otrzymujemy równanie na przyrost temperatury:

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 - \left(p_g + \frac{a}{V_g^2}\right) \cdot \frac{dV_g}{dt}}{m_g \cdot c_v}$$
(7)

3. Badania symulacyjne przekładni hydrostatycznej z akumulatorem hydropneumatycznym

Badania symulacyjne układu jazdy wózka widłowego miały za zadanie określenie przebiegów czasowych poszczególnych parametrów, charakteryzujących jego pracę oraz określenie wielkości energii, która mogłaby być odzyskana i powtórnie wykorzystana. Ponadto badania te miały porównać energochłonność standardowego napędu mechanizmu jazdy z napędem wyposażonym w układ odzysku energii. W czasie badań symulacyjnych sporządzone zostały przebiegi czasowe takich parametrów, jak: prędkość jazdy wózka, ciśnienie w przyłączach pompy i silnika hydraulicznego, objętościowe natężenie przepływu pompy i silnika, jak i również energia zużywana przez obydwa układy zasilania. Wielkością sterującą w układzie jazdy był parametr nastawy wydajności pompy ε_p , który zmieniany był w zakresie od 0 do 1, co umożliwiało zmianę prędkości jazdy wózka.

Ważnym elementem decydującym o parametrach pracy w przekładni hydrostatycznej jest odpowiedni cykl pracy. Oczywiście cykl pracy uzależniony

jest od przeznaczenia urządzenia i od operacji, jakie wykonuje. W pierwszym podejściu podczas testów symulacyjnych przystąpiono do przebadania wpływu cyklu pracy. Założono cykl pracy składający się z fazy rozpędzania pojazdu (ruch jednostajnie przyspieszony) do prędkości 20 km/h, następnie faza jazdy z stałą prędkością i fazy hamowania pojazdu (ruch jednostajnie opóźniony) do momentu całkowitego zatrzymania. Parametr nastawy chłonności jednostkowej silnika hydraulicznego ε_s przyjęto na poziomie 0,75, natomiast parametr nastawy wydajności jednostkowej pompy hydraulicznej ε_p przyjęto zmienny w sposób liniowy od 0 do 1 z różnym współczynnikiem kierunkowym (czas przesterowania). Zmiana nastawy parametru ε_p umożliwiła obserwację zachowania się całej przekładni, a w konsekwencji ocenę sposobu sterowania tym parametrem. Zrealizowano trzy różne cykle pracy dla różnych czasów przesterowania 1,5 sekundy, 2 sekundy i 4 sekundy. Przykładowy przebieg parametrów pracy przekładni hydrostatycznej zaprezentowano na rysunku 3.





Prezentowany cykl pracy w fazie rozpędzania, jaki i w fazie hamowania pokazuje objętościowe natężenie przepływu pojawiające się na zaworach przelewowych Q_{z1}, Q_{z2} (linia w kolorze zielonym i różowym). Spowodowane jest to tym, że silnik hydrauliczny nie jest w stanie przejąć całkowitego natężenia przepływu z pompy w związku, z czym część cieczy jest przekazywana do linii niskiego ciśnienia przez zawory przelewowe. Taka praca układu nie jest korzystna z uwagi na straty energii. Stąd też rozsądnym jest dobór odpowiedniej charakterystyki zmiany nastawy parametru pompy, który obniży bądź zniweluje przepływ przez zawory przelewowe. Wolniejsze czasy przesterowania (2 lub 4 s) przedstawiają taką pracę układu, przy której przepływ przez zawory przelewowe jest na bardzo małym poziomie (około 4 dm³/min) i trwa bardzo krótko około 0,5 s (tylko w początkowej fazie rozruchu). Jednakże zmiana czasu narastania przesterowania powoduje zmianę dynamiki ruchu pojazdu, mianowicie wolniejsze rozpędzanie i hamowanie, co w niektórych cyklach pracy może być niekorzystnym zjawiskiem. Dobierając odpowiedni czas przesterowania pompy można również niwelować niekorzystne zjawisko strat energii na zaworach przelewowych, występujące w czasie pracy układu.

Drugim etapem prowadzonych badań, w oparciu o zbudowany model symulacyjny było określenie wpływu nastawy parametru chłonności jednostkowej silnika hydraulicznego ε_s . Zadanie to polegało na przeanalizowaniu czterech nastaw parametru ε_s (1; 0,75; 0,5; 0,3) przy stałym wymuszeniu czasu przesterowania parametru ε_p . Analizując przebiegi otrzymanych parametrów przekładni hydrostatycznej można zaobserwować w fazie rozpędzania i hamowania, pojawianie się objętościowe natężenie przepływu przepływajacego przez zawory przelewowe Q_{z1} , Q_{z2} . Wielkość objetościowego natężenia przepływu płynąca przez zawory przelewowe Q_{z1}, Q_{z2} zależna jest od wielkości parametru nastawy silnika hydraulicznego ε_s . Spowodowane jest to tym, że silnik hydrauliczny w zależności od nastawy ε_s przejmuje prawie całkowite natężenie przepływu z pompy albo tylko pewną część a reszta cieczy jest przekazywana do linii niskiego ciśnienia przez zawory przelewowe. Taka praca układu nie jest korzystna z uwagi na straty energii związane z przepływem oleju przez zawory przelewowe, jak i również wpływa na zmianę prędkości jazdy pojazdu. Stąd też rozsądnym jest dobór odpowiedniej charakterystyki zmiany nastawy parametru silnika, który obniży badź zniweluje przepływ przez zawory przelewowe i umożliwi optymalne warunki rozruchu i hamowania urządzenia.

Kolejnym etapem prowadzonych badań, w oparciu o zbudowany model symulacyjny, było porównanie pracy standardowej przekładni hydrostatycznej z pracą przekładni hydrostatycznej z akumulatorem hydropneumatycznym, jako wtórne źródło energii. Proces badawczy składał się z dwóch cykli jazdy pojazdu, założono czas narastania parametru nastawy pompy hydraulicznej ε_p od 0 do 0,9 równy 1,5 sekundy, stały parametr nastawy silnika hydraulicznego ε_s na poziomie 0,75. Przeprowadzono badania symulacyjne wykorzystując w układzie przekładni ze źródłem wtórnym, tłokowy akumulator o pojemności

10 litrów, dla czterech różnych ciśnień wstępnego naładowania gazu (16, 20, 24, 26 MPa). Przykładowy przebieg parametrów pracy przekładni dla ciśnienia wstępnego naładowania gazu 24 MPa, przedstawia rysunek 4.

Dla klasycznego układu przekładni hydrostatycznej w fazie hamowania charakterystycznym jest pojawienie się otwarcia zaworu przelewowego, czyli część energii zawartej w cieczy hydraulicznej jest tracona. Natomiast w układzie z odzyskiem energii ciecz, która w standardowym układzie przepływa na stronę niskiego ciśnienia jest kierowana do akumulatora hydropneumatycznego i powtórnie wykorzystana w fazie ponownego rozpędzania pojazdu. Obrazuje to przebieg objętościowego natężenia przepływu przez zawór przelewowy, gdzie w porównaniu do układu standardowego, w układzie z odzyskiem taki przepływ nie występuje.



Rys.4. Przebiegi badanych parametrów przekładni hydrostatycznej dla układu z akumulatorem hydropneumatycznym dla ciśnienia wstępnego naładowania akumulatora na poziomie 24 MPa
Wpływ pracy akumulatora hydropneumatycznego można również zaobserwować na przebiegu mocy silnika napędowego (linia w kolorze czerwonym) i mocy akumulatora (linia w kolorze niebieskim). W układzie z odzyskiem energii następuje jej zmagazynowanie, a następnie oddanie do układu.



Rys.5. Przebiegi objętościowego natężenia i mocy przekładni hydrostatycznej dla układu z akumulatorem hydropneumatycznym, jako wtórne źródło energii dla wstępnego ciśnienia naładowania akumulatora na poziomie 24 MPa



Rys.6. Przebieg mocy dla układu przekładni hydrostatycznej z akumulatorem hydropneumatycznym i bez akumulatora hydropneumatycznego

Porównując przebieg mocy układu standardowego oraz układu wykorzystującego, jako wtórne źródło energii akumulator hydropneumatyczny (rys. 6) można zaobserwować mniejsze zapotrzebowanie energetyczne w fazie rozpędzania pojazdu dla układu wykorzystującego akumulator hydropneumatyczny jako wtórne źródło energii. Energia ta stanowi około 8% energii doprowadzonej do układu dla prezentowanego cyklu pracy.

4. Wnioski

Opracowany model umożliwia wybranie odpowiedniej strategii sterowania i zarządzania energią przekładni hydrostatycznej, w zależności od przyjętego cyklu pracy jak również parametrów, takich jak: prędkość pojazdu, nastawy jednostek napędowych (ε_p i ε_s), warunki obciążenia pojazdu.

Przedstawione badania symulacyjne przekładni hydrostatycznej pokazują, że istnieje możliwość dla wybranego cyklu pracy pojazdu odpowiedniego dobrania parametrów poszczególnych elementów składowych przekładni tak, aby uzyskać oszczędność energii a następnie odpowiednio nią zarządzać.

W dalszych pracach nad opisanym układem odzysku celowym jest rozbudowanie modelu jednostki napędowej, tak aby można było określić wpływ parametrów układu na zużycie paliwa, co będzie mogło być zweryfikowane na obiekcie rzeczywistym.

Wykaz oznaczeń

В	Zastępczy moduł sprężystości objętościowej oleju	Pa
F_{g}	Siła gazu	Ν
$\vec{F_t}$	Siła tarcia	Ν
F_o	Siła oleju	Ν
F_r	Reakcja od dennicy akumulatora	Ν
T_o	Temperatura oleju	Κ
T_g	Temperatura gazu w akumulatorze	Κ
T_p	Temperatura powietrza	Κ
J_p	Zredukowany moment bezwładności zespołu pompy i	kgm ²
	silnika spalinowego	
J_z	Zredukowany moment bezwładności zespołu silnika	kgm ²
	hydrostatycznego	
M_n	Moment napędowy	Nm
M_s	Moment oporów	Nm
V	Objętość	m ³
Q	Objętościowe natężenie przepływu	m ³ /s
8	Przyspieszenie ziemskie	m/s^2
т	Masa	kg
р	Ciśnienie	Pa
r_k	Promień koła	m

Φ	Strumień ciepła	W
A_t, A_g	Pola powierzchni wymiany ciepła w akumulatorze	m^2
α	Współczynnik wnikania ciepła	W/m^2K
ϵ_m, ϵ_P	Parametr nastawy silnika i pompy	
λ	Współczynnik przewodnictwa cieplnego	W/mK
ω	Prędkość kątowa	1/s

Literatura

- Li P.Y., Van de Ven J.D.; Sancken C.: Open Acccumulator Concept for Compact Fluid Power Energy Storage. Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congres. Seattle, Washington. IMECE2007-42580, 2007.
- 2. Lin C-C., Wu B., Filipi Z., Peng H., Assanis D.: Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck and Wheel Loaders. Journal of Vehicle System Dynamics, Vol 42 pp. 23-40, 2004.
- 3. Pawelski Z., Wittich S.: Optimisation of Operating Parameters During the Accumulator Charging Process. Journal of Vehicle, Vol 38, pp.150-161, 2005.
- 4. Stecki J., Matheson P.: Advances in Automotive Hydraulic Hybrid Drives. Proc. of the Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Hangzhou, China, 2005.

Rozpływ energii w trójniku pneumatycznym zasilanym udarowo

Stanisław Gumuła – Akademia Górniczo-Hutnicza, Przemysław Łągiewka, Lucjan Łągiewka – Project EPAR

Streszczenie. Praca zawiera wyniki badań rozpływu energii w trójniku pneumatycznym złożonym z trzech cylindrów o jednakowej średnicy. Energia była przekazywana do trójnika i odbierana z trójnika za pośrednictwem tłoków przesuwających się w cylindrach. Dwa cylindry połączone były współosiowo, trzeci połączony był z nimi pod kątem prostym. Energia dostarczana była do trójnika udarowo za pośrednictwem jednego z tłoków i przekazywana była do dwóch pozostałych tłoków. Energia przejęta przez dwa tłoki odbierające energię przekazywana była za ich pośrednictwem do ruchomych mas stykających się z tłokami przed przejęciem energii. Miarą przejętej energii była wielkość energii kinetycznej uzyskanej przez masę stykającą się z tłokiem. Określono rozpływ energii pomiędzy dwa tłoki przejmujące energię w zależności od wielkości energii dopływającej do trójnika, wielkość mas przejmujących energię oraz wzajemnej proporcji mas przejmujących energię. Przedstawione wyniki są bardzo przydatne do budowy zderzaków, w których część energii podczas zderzeń dwóch obiektów fizycznych jest przekazana do specjalnie przygotowanego obiektu trzeciego o odpowiednio dobranych parametrach konstrukcyjnych.

1. Wstęp

Koncepcja zabezpieczania dwóch obiektów fizycznych przed skutkami zderzeń, polegająca na przepływie ich energii do obiektu trzeciego, przedstawiona w pracach [1, 2, 3], wymaga szerokich badań z zakresu rozpływu energii w złożonych obiektach fizycznych przy udarowym przekazywaniu do nich energii.

W przedstawianej pracy zawarte są wyniki badań rozpływu energii w tłokowym trójniku pneumatycznym. Energię przejmowały masy znajdujące się na zewnątrz trójnika. Określano wpływ wielkości energii przekazywanej do trójnika oraz wielkości mas przejmujących energię na rozpływ energii przekazywanej za pośrednictwem trójnika.

2. Obiekt badań. Metoda badań

Obiektem badań był trójnik pneumatyczny złożony z trzech cylindrów o jednakowej średnicy wynoszącej 50 mm, pokazany schematycznie na rysunku 1. W cylindrach trójnika znajdowały się tłoki z tłoczyskami wyprowadzonymi poza cylindry. Dwa cylindry znajdowały się na jednej osi, natomiast trzeci cylinder przyłączony był do nich pod kątem prostym. Energia przekazywana była do trójnika udarowo. Polegało to na uderzaniu w tłoczysko tłoka – 3 masy m_1 o określonej energii kinetycznej E_1 . Energia E_1 za pośrednictwem trójnika przekazywana była na tłoki 5 oraz 6 przejmujące energię. Przejętą energię tłoki przekazywały masom m_2 oraz m_3 . Mierzono energię E_2 oraz E_3 , czyli energię przekazywaną masom odpowiednio m_2 oraz m_3 .



Rys.1. Schemat układu pomiarowego

1 – trójnik, 2 – masa m₁ przekazująca do trójnika energię, 3 – tłok przekazujący za pośrednictwem tłoczyska energię do trójnika, 4 – masa m₂ przejmująca energię z trójnika, 5 – tłoczysko i tłok przekazujący z trójnika energię do masy m₂, 6 – masa m₃ przejmująca z trójnika energię, 7 – tłok i tłoczysko przekazujące z trójnika energię do masy m₃

Określano w ten sposób rozpływ dopływającej do trójnika energii E_1 , czyli jej podział pomiędzy masy m_2 oraz m_3 .

3. Wyniki badań

Wyniki badań przedstawione zostały w postaci graficznej. Na kolejnych rysunkach przedstawiono rozpływ energii doprowadzanej do trójnika – E_I pomiędzy masy m_2 oraz m_3 , czyli energie uzyskane przez te masy, oznaczone odpowiednio E_2 oraz E_3 .

Każdy rysunek przedstawia rozpływ energii E_1 pomiędzy masy m_2 oraz m_3 , czyli energie odpowiednio E_2 oraz E_3 . Energia E_1 , podobnie jak masa m_2 , posiada w każdym przypadku pokazanym na rysunku wartość stałą, natomiast masa m_3 zmienia się w przedziale od 3 do 8 kg.

Wartości stałych parametrów, to znaczy E_1 oraz m_2 , przy których uzyskano wyniki przedstawione na poszczególnych rysunkach, podane zostały w podpisach do tych rysunków.



Rys.2. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 14,5 J$, $m_2 = 4,01 kg$



Rys.3. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 14,5 J$, $m_2 = 8,1 kg$



masa m₃ [kg] Rys.4. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 14,5 J$, $m_2 = 2,85 kg$





Rys.5. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 7,28 J$, $m_2 = 4,01 kg$



Rys.6. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 7,28 J$, $m_2 = 8,15 kg$



Rys.7. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 7,28 J$, $m_2 = 2,845 kg$





Rys.8. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 4,54 J$, $m_2 = 4,01 kg$



Rys.9. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 4,54 J$, $m_2 = 8,15 kg$



Rys.10. Rozpływ energii doprowadzonej do trójnika – E_1 w zależności od wartości masy m_3 przy ustalonej wartości masy m_2 , $E_1 = 4,54 J$, $m_2 = 2,85 kg$

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można powiedzieć, że w zakresie zmian wielkości energii doprowadzanej do trójnika E_1 oraz w zakresie zmian wielkości mas odbierających energię – m_2 oraz m_3 , zależność pomiędzy wielkością mas a wielkością energii odbieranych przez te masy jest zbliżona do liniowej. Zawsze wzrost wielkości masy m_3 powoduje obniżenie wartości energii E_3 przejmowanej przez tę masę.

Obniżaniu się wartości energii E_3 przejmowanej przez masę m_3 zawsze towarzyszy wzrost wartości energii E_2 przejmowanej przez masę m_2 . Analogiczna sytuacja zachodzi przy wzroście masy m_2 , a przy ustalonej wartości masy m_3 . W takiej sytuacji, przy ustalonej wartości energii E_1 dopływającej do trójnika, wzrostowi masy m_2 również towarzyszy obniżanie się energii przejmowanej przez tę masę.

Ogólnie można powiedzieć, że energia przejmowana przez masy za pośrednictwem trójnika pneumatycznego jest odwrotnie proporcjonalna do wielkości tych mas. Sprawność przekazywania energii przez tłokowy trójnik pneumatyczny, to znaczy stosunek sumy energii przejętych przez masy m_2 oraz m_3 , czyli suma energii E_2 oraz E_3 do energii dopływającej do trójnika E_1 , we wszystkich przebadanych przypadkach mieści się w granicach 0,4–0,5.

Literatura

- 1. Gumuła S., Łągiewka L.: Przegląd Techniczny: "Zmniejszenie siły zderzeń".
- 2. Gumuła S., Łągiewka L.: Przegląd komunikacyjny: "O możliwości kształtowania związku między siłami a przyspieszeniami w układach mechanicznych i przydatności tego spostrzeżenia w technice".
- 3. Gumuła S., Łągiewka L.: Journal of Technical Physics: "A method of impact and inertia force reduction during collisions between physical objects. Results of experimental investigations".

Analiza działania oraz modelowanie zaworu zwrotnego w promieniowej pompie tłokowej

Adam Myszkowski – Politechnika Poznańska

Streszczenie. W monografii zaprezentowano analizę działania zaworu zwrotnego przeznaczonego do pracy w promieniowej pompie tłokowej o dużej wydajności właściwej. Pompa ta ma stanowić ważną część multiplikującej przekładni hydrostatycznej, mogącej znaleźć zastosowanie w Małych Elektrowniach Wodnych. Ze względu na kluczową rolę zaworów zwrotnych, stanowiących rozrząd pompy, opisano ich budowę i zasadę działania. Scharakteryzowano model teoretyczny oraz przedstawiono zjawiska w nich zachodzące.

1. Wprowadzenie

W publikacjach [2, 3, 4] wykazano celowość podjęcia prac nad multiplikującą przekładnią hydrostatyczną, mającą potencjalne zastosowanie w Małych Elektrowniach Wodnych (MEW). Realizacja koncepcji takiej przekładni wymaga zbudowania wolnoobrotowej pompy hydraulicznej o bardzo dużej geometrycznej objętości roboczej na jeden obrót. Koncepcja budowy takiej pompy została przedstawiona na rysunku 1. Jej strukturę stanowią promieniowo rozmieszczone zespoły ssąco-tłoczące napędzane wałem z mimośrodem.

Planując budowę takiej pompy należy zwrócić szczególną uwagę na jej sprawność, do określenia której niezbędne jest wykonanie bilansu energetycznego, w którym zostaną uwzględnione wszystkie straty powstające w jej elementach.



Rys. 1. Wolnoobrotowa pompa hydrauliczna

Liczba cykli roboczych podczas jednego obrotu pompy, równa jest liczbie zespołów ssąco-tłoczących. W rozpatrywanej pompie kluczowe znaczenie mają więc zespoły ssącotłoczące, których właściwości determinują sprawność całej pompy. Samoczynny rozrząd oparty na zaworach zwrotnych generuje straty ciśnieniowe oraz objętościowe w pompie. Sprawność pomp przekracza zwykle 90%. Przy tak znacznych stratach ważne jest dokładne określenie ich źródeł, wartości oraz możliwości minimalizacji. W niniejszym opracowaniu podjęto próbę określenia modelu działania zaworu zwrotnego mogącego znaleźć zastosowanie w zaprezentowanej pompie.

2. Analiza działania zaworów zwrotnych

Zaworami zwrotnymi nazywa się zawory odcinające umożliwiające swobodny przepływ czynnika w jednym kierunku i odcinające przepływ w kierunku przeciwnym [4, 5, 7]. Elementem zamykającym w zaworze zwrotnym może być: kulka, stożek, grzybek lub suwak (rys. 2). Element może mieć z gniazdem styk metaliczny lub może być zastosowana uszczelka osadzona na elemencie zamykającym lub w gnieździe zaworowym.



Rys.2. Elementy zamykające zaworów zwrotnych: a) kulka, b) stożek, c) grzybek, d) suwak

Najprostszym i najtańszym elementem zamykającym jest kulka łożyskowa [6]. Jej duża dokładność kształtu umożliwia zamykanie otworów i kanałów wierconych bezpośrednio w korpusie. Styk kulki z krawędzią otworu występuje na niewielkiej powierzchni utworzonej w wyniku współpracy kulki z gniazdem. Naciski powierzchniowe są więc bardzo duże, zapewniając szczelność przy styku metalicznym.



W przedstawionym na rysunku 3 zaworze zwrotnym element zamykający (kulka) 2 dociskany jest przez sprężynę 3 do gniazda znajdującego się w korpusie 1, zapewniając szczelne zamknięcie zaworu. Czynnik roboczy doprowadzony jest do zaworu zwrotnego poprzez przyłącze A pod ciśnieniem p. Po przekroczeniu ciśnienia otwarcia zaworu następuje uniesienie kulki 2 oraz przepływ czynnika roboczego $Q = Q_1$ przez zawór do przyłącza A_1 .

Rys.3. Kulowy zawór zwrotny podparty sprężyną

Ciśnieniem otwarcia zaworu zwrotnego można nazwać różnicę ciśnień cieczy roboczej pomiędzy przyłączami A i A₁, i wyrazić zależnością:

$$p_{oz} = p - p_1 \tag{1}$$

Ciśnienie otwarcia zależy od siły napięcia sprężyny 3, masy kulki 2 oraz orientacji zaworu. W przypadku zaworu usytuowanego jak na rysunku 3 można je określić zależnością:

$$p_{oz} = \frac{F_s + \frac{\pi \cdot D^3}{6} \cdot (p_s - p_c) \cdot g}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$
(2)

gdy zawór jest obrócony o 180°:

$$p_{oz} = \frac{F_s - \frac{\pi \cdot D^3}{6} \cdot (p_s - p_c) \cdot g}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$
(3)

W pozycji poziomej można przyjąć:

$$p_{oz} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot d^2} \tag{4}$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie,

 p_s – gęstość stali,

 p_c – gęstość cieczy roboczej.

Ciśnienie otwarcia typowych zaworów zwrotnych ze sprężyną mieści się w granicach od 0,05 do 0,3 MPa. I zależy głównie od zastosowanej sprężyny [7].



W zaworach zwrotnych kulka może zamykać się również pod działaniem siły grawitacji (rys. 4.), wówczas niezbędne jest odpowiednie ustawienie zaworu, aby funkcjonował on poprawnie. Po zamknięciu zaworu w rozpatrywanej pompie wzrasta różnica ciśnień pomiędzy przyłączem A_1 a A, dociskając tym samym dodatkowo kulkę 2 do korpusu 1, zapewniając jej szczelność.

Rys. 4. Kulowy zawór zwrotny wykorzystujący siłę grawitacji

Ciśnienie otwarcia w przedstawionym na rysunku 4 zaworze zwrotnym zależy od ciężaru kulki 2. W przypadku zaworu pokazanego na rysunku 4 można je określić zależnością:

$$p_{oz} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot (p_s - p_c) \cdot g}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
(5)

3. Straty ciśnieniowe w zaworze zwrotnym

Jedną z przyczyn powstawania strat w maszynach przepływowych są spadki ciśnienia powstające w przewodach i zaworach. W zespole ssącotłoczącym pompy przewiduje się zastosowanie samoczynnego rozrządu zaworowego. Spadki ciśnienia wystąpią zatem głównie w zaworach zwrotnych.

Spadek ciśnienia w zaworach i kanałach zależy od ich parametrów, natężenia przepływu oraz właściwości cieczy roboczej. Przyjmując znikomą długość oraz relatywnie duże wymiary poprzeczne kanałów, całkowity spadek ciśnienia można sprowadzić do spadku miejscowego w zaworach. Prędkość tłoka,

a co za tym idzie natężenie przepływu oraz spadek ciśnienia w zaworze, będzie także się zmieniał. Zakładając przepływ turbulentny, spadek ciśnienia w zaworze można opisać zależnością:

$$\Delta p_z = p_{oz} + \left(\frac{Q_l}{K_Q \cdot S_z}\right)^2 \tag{6}$$

gdzie:

 K_Q – współczynnik natężenia przepływu przez zawór,

 S_z – pole powierzchni szczelin przepływowych w zaworach.

W przypadku zastosowania grawitacyjnego docisku kulki opory przepływu w szczelinie pomiędzy kulką 2 a korpusem 1 będą zależne od wysokości podniesienia kulki *h*. Kulka będzie natomiast unoszona poprzez strumień cieczy wytwarzając w niej stałą różnicę ciśnień określoną wzorem (5). W związku z powyższym opory przepływu cieczy roboczej zależne od jego natężenia będą wynikały z oporów przepływu przez kanały w korpusie zaworu. Na rysunku 5 została przedstawiona ogólna charakterystyka zaworu zwrotnego.



Rys.5. Ogólna charakterystyka przepływowa zaworu zwrotnego

4. Straty objętościowe w zaworze zwrotnym

W zaworze zwrotnym straty objętościowe będą wynikały z przecieków pomiędzy kulką a korpusem oraz z objętości cieczy cofającej się do komór pompy oraz przewodów ssących podczas ich zamykania. Zakładając dużą dokładność wykonania kulki i korpusu oraz znaczą różnicę ciśnień w przyłączach zaworu powodującą dociskanie kulki, straty przecieków w zamkniętym zaworze można pominąć i przyjąć jako zerowe.

W stanach przejściowych, po zakończeniu procesu zasysania, oraz procesu tłoczenia, gdy następuje wyrównanie ciśnień, opadająca grawitacyjnie kulka wtłacza ciecz znajdującą się pod kulką do przyłącza A. Objętość cieczy roboczej

wypływającej w ten sposób z zaworu można nazwać objętością strat zaworu i określić zależnością:

$$V_{sz} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \tag{7}$$

Sumaryczna objętość strat zaworu odniesiona do czasu trwania jednego cyklu może być traktowana jako strumień wewnętrznych strat objętościowych:

$$Q_{zs} = \frac{V_{sz}}{t_c} \tag{8}$$

5. Podsumowanie

Przedstawiony w niniejszej monografii model zaworu zwrotnego opisuje działanie zaworu zwrotnego w wolnoobrotowej pompie tłokowej. Uzyskane opisy matematyczne zachodzących zjawisk posłużą do prowadzenia dalszych prac dotyczących zespołów ssąco-tłoczących i całej pompy wolnoobrotowej.

Na podstawie uzyskanych równań, po uwzględnieniu czynników zewnętrznych i wewnętrznych zachodzących w pompie, takich jak: tarcie, spadki ciśnienia, opory przepływu, odkształcalność komór i elementów mechanicznych, wpływających na jej pracę, opracowany zostanie model zespołu ssącotłoczącego.

Analiza i opis matematyczny zespołu ssąco-tłoczącego jest istotny ze względu na możliwość prowadzenia badań teoretycznych dotyczących sprawności różnych wariantów i rozwiązań konstrukcyjnych wolnoobrotowych pomp tłokowych. Niniejsze opracowanie stanowi więc wstęp w szczegółowej analizie wolnoobrotowych pomp tłokowych, a w przyszłości multiplikujących przekładni hydrostatycznych.

Literatura

- Myszkowski A.: Badania symulacyjne multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu. Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji 29, Poznań 2009, s. 139-148.
- 2. Myszkowski A.: Możliwości zastosowania multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu w małych elektrowniach wodnych. Materiały konferencyjne, Konferencja naukowo-techniczna Cylinder 2009, Szczyrk, s. 55-64.
- 3. Myszkowski A.: Multiplikująca przekładnia hydrostatyczna w małych elektrowniach wodnych. Hydraulika i Pneumatyka 6/2009, s. 5-9.
- 4. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT, Warszawa 2004.

- 5. Pizoń A.: Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki. WNT, Warszawa 1995.
- 6. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1997.
- 7. Tomasiak E.: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2001.

Rozrusznik hydrauliczny dla silników wysokoprężnych

Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie. W monografii zaprezentowano koncepcję rozwiązania zespołu rozruchowego dla wysokoprężnych silników spalinowych, wykorzystywanych do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Przedstawiono cechy charakterystyczne oraz budowę realizowanego rozwiązania.

1. Wstęp

Rozwijający się sektor maszyn i urządzeń stosowanych w zakładach górnictwa podziemnego, często wymaga zastosowania do napędu wysokoprężnych silników spalinowych. Silniki te, w odróżnieniu od silników elektrycznych, nie mogą samoistnie wytworzyć momentu rozruchowego. W celu uruchomienia silnika spalinowego, należy zatem zastosować dodatkowe urządzenie rozruchowe, nadające wałowi korbowemu silnika prędkość obrotową (od 100 do 200 min⁻¹), przy której zaczyna się regularny proces zapłonu [1, 2].

Do rozruchu silników spalinowych najczęściej stosowane są rozruszniki elektryczne [3]. Ze względu na warunki panujące w wyrobiskach górniczych, w tym występujące zagrożenie wybuchu metanu i/lub pyłu węglowego, konieczne jest, aby rozruszniki spełniały wymagania Dyrektywy ATEX. Znane rozwiązania konstrukcyjne rozruszników elektrycznych nie spełniają tych wymagań.

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie urządzeń rozruchowych napędzanych sprężonym powietrzem [4]. W górnictwie węgla kamiennego występują maszyny (z silnikami spalinowymi) zaopatrzone w układy pneumatyczne, jednak problemem są trudności, wynikające z konieczności magazynowania sprężonego powietrza czy stosowania sprężarek. W razie nieszczelności układu lub awarii sprężarki, koniecznym staje się korzystanie z sieci pneumatycznej znajdującej się w zakładzie górniczym (jeśli taka istnieje). Ciśnienie panujące w sieci często jest jednak zbyt niskie aby naładować akumulatory pneumatyczne i dokonać rozruchu silnika spalinowego.

Kolejnym rozwiązaniem są rozruszniki zasilane hydraulicznie [5], w których olej mineralny jest cieczą wykorzystywaną jako nośnik energii. W maszynach z silnikami wysokoprężnymi, układy hydrauliczne stosowane są jako źródło zasilania zespołów roboczych i sterowania. Układy te cechują się dużymi ciśnieniami pracy oraz łatwym sposobem magazynowania energii medium roboczego. Łatwy dostęp do tego źródła zasilania pozwala na stosowanie rozruszników hydraulicznych w maszynach z wysokoprężnymi silnikami spalinowymi.

Ze względu na szereg zalet, ale również przez fakt, iż polscy producenci nie posiadają w swojej ofercie hydraulicznych urządzeń rozruchowych przeznaczonych do wykorzystania w górnictwie węgla kamiennego, w KOMAG-u rozpoczęto prace mające na celu poszukiwanie rozwiązań rozruszników hy-

draulicznych. Autorzy mają nadzieję, że wkrótce użytkownicy maszyn z napędem spalinowym nie będą zmuszeni do korzystania z urządzeń proponowanych przez nieliczne firmy zagraniczne jak np. amerykańska firma KTI – Kocsis Technologies Inc., czy czeska firma FERRIT.

2. Koncepcje rozwiązań rozrusznika hydraulicznego

Prowadzone w KOMAG-u prace koncepcyjne, pozwoliły na opracowanie trzech wersji rozrusznika hydraulicznego.

2.1. Wersja I

Pierwsza wersja rozrusznika (rys. 1) opiera się o zastosowanie zębatego silnika hydraulicznego oraz mechanizmu przekazania momentu i prędkości obrotowej na wałek zębnika. W rozwiązaniu zastosowano mechanizm wysuwania wałka z zębnikiem, który umożliwia sprzęgnięcie go z wieńcem zębatym koła zamachowego silnika spalinowego. Konstrukcja pozwala na dobór silników hydraulicznych o różnych parametrach, w zależności od typu silnika spalinowego.

Mechanizm przeniesienia napędu składa się z wałka pośredniego (poz. 5) połączonego z jednej strony z silnikiem (poz. 1), a z drugiej strony z kołnierzem pośrednim (poz. 9). Obroty przenoszone są przez kołnierz na wałek zębnika (poz. 10) i dalej na wieniec zębaty koła zamachowego w silniku spalinowym.



Rys.1. Rozrusznik hydrauliczny – wersja I

1 – silnik zębaty, 2 – korpus, 3 – kołnierz mocujący, 4 – oprawa zębnika, 5 – wałek pośredni, 6 – popychacz, 7 – wkładka uszczelniająca, 8 – tuleja ślizgowa, 9 – kołnierz pośredni, 10 – wałek zębnika, 11 – prowadnica, 12 – korpus zaworu, 13 – tłoczek, 14 – sprężyna powrotna, 15 – sprężyna zaworu

Mechanizm wysuwu wałka zębnika (poz. 10) składa się ze sterowanego hydraulicznie popychacza (poz. 6), umieszczonego w wałku pośrednim (poz. 5). Popychacz przesuwa wałek zębnika, który powinien zazębić się z wieńcem zębatym koła zamachowego. Jeśli zazębienie nie nastąpi, wówczas zadziała układ korekcji ustawienia zębnika. Układ ten kieruje olej, przez odpowiednio wykonaną kryzę w tłoczku (poz. 13), do silnika hydraulicznego. Powoduje to powolny obrót wału silnika i tym samym prawidłowe ustawienie zębnika względem wieńca koła zamachowego. Po całkowitym wysunięciu popychacza otwiera się kanał sterujący zaworem rozdzielającym (poz. 12), co skutkuje skierowaniem całego strumienia oleju ze źródła zasilania do silnika hydraulicznego i tym samym rozruch silnika spalinowego. Po rozruchu następuje automatyczne rozłączenie zębnika rozrusznika i wieńca zębatego silnika spalinowego.

2.2. Wersja II

Wersja druga (rys. 2) wykorzystuje możliwość zabudowy zespołu rozruchowego w jednym z gniazd odbioru mocy silnika spalinowego i polega na zastosowaniu gerotorowego silnika hydraulicznego, charakteryzującego się wysokim momentem obrotowym przy niskich prędkościach obrotowych. Silnik hydrauliczny połączony jest z zębnikiem przez układ przeniesienia napędu.



1 – silnik gerotorowy, 2 – korpus, 3 – kołnierz mocujący, 4 – sprzęgło jednokierunkowe, 5 – wałek pośredni, 6 – wał wyjściowy

Układ ten składa się z korpusu (poz. 2), do którego mocowany jest silnik (poz. 1), sprzęgła jednokierunkowego (poz. 4) oraz wałków: pośredniego (poz. 5) i wyjściowego (poz. 6). Po podaniu medium zasilającego do silnika gerotorowego następuje przekazanie napędu (przez sprzęgło) na wałek wyjścio-

wy. Wałek ten połączony jest z przekładnią zębatą silnika spalinowego która przekazuje napęd na wał korbowy. Po wykonaniu rozruchu wałek wyjściowy może osiągnąć prędkość około 2500 min⁻¹.

Dzięki zastosowaniu rozłączalnego sprzęgła jednokierunkowego, obroty te nie są przekazywane do silnika gerotorowego. W sprzęgle takim, po osiągnięciu odpowiedniej prędkości obrotowej, następuje odchylenie (siłą odśrodkową) elementów blokujących. Sprzęgło pracuje wówczas bezstykowo. Jeżeli prędkość obrotowa pierścienia zewnętrznego sprzęgła zmniejszy się na tyle, że działanie siły odśrodkowej na element będzie mniejsze od siły ściągania sprężyny, wówczas element blokujący oprze się o bieżnię wewnętrzną, zamykając połączenie między obydwoma pierścieniami. W trakcie pracy, przy odchylonych elementach blokujących, nie występuje tarcie ani zużywanie się elementów. Dzięki temu żywotność sprzęgła jest bardzo wysoka.

2.3. Wersja III

Wersja ta (schematycznie przedstawiona na rysunku 3) przewiduje zastosowanie tłoczkowego silnika hydraulicznego z możliwością pracy pompowej. Podanie zasilania do silnika hydraulicznego powoduje rozruch, po czym następuje zmiana charakteru pracy silnika i przejście w tryb pracy pompowej. Sterowanie odbywa się za pomocą zaworu uruchamiającego, kierującego strumień cieczy roboczej do silnika hydraulicznego i na sterowanie zaworu rozdzielającego. Zawór rozdzielający otwiera połączenie silnika ze spływem do zbiornika. Po wykonaniu rozruchu silnika spalinowego włączony zostaje zawór uruchamiający, a silnik hydrauliczny przechodzi w tryb pracy pompowej. Ciecz robocza dostarczana jest ze zbiornika poprzez zawór zwrotny. Zawór przelewowy zabezpiecza cały układ przed niekontrolowanym wzrostem ciśnienia powyżej założonego. Brak ciśnienia na sterowaniu zaworu rozdzielającego powoduje przesterowanie go w pozycję wyjściową i skierowanie cieczy roboczej do układu.



3. Analiza rozwiązań koncepcyjnych

W celu wyboru najkorzystniejszego, ze względów technicznych, rozwiązania rozrusznika hydraulicznego, przeprowadzono analizę opracowanych koncepcji. Zestawienie zalet i wad przedstawionych rozwiązań przedstawiono w tabeli 1.

Zalety i wady rozwiązań konstrukcyjnych	koncepcji rozruszników hydraulicznych
	Tabela 1

	Zalety	Wady
Rozwiązanie I	 zwarta obudowa, możliwość zastosowania zębatych silników hydraulicznych o chłonnościach od 8 do 22,5 cm³, wolny obrót wału silnika hydraulicznego podczas wysuwu zębnika zwiększa trwałość jego zębów, 	 pracuje tylko jako rozrusznik, konieczność stosowania mecha- nizmu wycofania zębnika po rozruchu silnika spalinowego
Rozwiązanie II	 wał wyjściowy rozrusznika jest stale połączony z przekładnią w silniku spalinowym, odchylane sprzęgło, jednokierunkowe wydłuża żywotność układu rozrucho- wego, 	 pracuje tylko jako rozrusznik, przewidziano zamocowanie układu w gnieździe odbioru mocy silnika spalinowego co zmniejszy liczbę dostępnych gniazd, zbyt duży moment rozruchowy może spowodować uszkodzenie przekładni w silniku spalinowym
Rozwiązanie III	- możliwość pracy jako rozrusznik i jako pompa hydrauliczna	 konieczność wykonania dodatko- wego układu pomocniczego steru- jącego trybem pracy urządzenia, konieczność dodatkowego smaro- wania kół zębatych, zbyt duża prędkość obrotowa zęb- nika podczas pracy silnika spalino- wego (około 30000 min⁻¹)

Do realizacji dalszych prac projektowych wytypowano rozwiązanie I, ze względu na prostą zamienność z dotychczas stosowanymi urządzeniami rozruchowymi oraz brakiem wad cechujących pozostałe rozwiązania.

4. Charakterystyka techniczna proponowanego rozrusznika hydraulicznego

Zakłada się, że nowo projektowany rozrusznik hydrauliczny (o roboczej nazwie RH-1) charakteryzował się będzie parametrami przedstawionymi w tabeli 2.

Parametr	Wielkość	Jednostka
maksymalne ciśnienie zasilania	21	MPa
geometryczna objętość robocza silnika hydraulicznego	21,1	cm ³
maksymalna prędkość obrotowa silnika hydraulicznego	3000	min ⁻¹
moment obrotowy (ciśnienie zasil. 21MPa)	67	Nm
moment obrotowy (ciśnienie zasil. 16MPa)	46	Nm
kierunek obrotów lewy		wy
skok zębnika	20	mm
zalecana dokładność filtracji	25	μm
medium zasilania	HLP68 lu	ıb HLP46
orientacyjna masa	13	kg

Zakładane charakterystyczne parametry rozrusznika RH-1

Tabala 2

5. Budowa i zasada działania

Rozrusznik hydrauliczny będzie składał się z następujących główne ze-społów:

- wysuwu,
- zębnika,
- silnika hydraulicznego,
- korpusu.

Konstrukcja rozrusznika (rys. 4) przewiduje wykorzystanie zębatego silnika hydraulicznego (w obudowie żeliwnej) (poz. 1), który zapewni wymaganą prędkość obrotową oraz moment obrotowy. Moment obrotowy przekazywany będzie z silnika poprzez sprzęgło (poz. 8) i wałek (poz. 9) do zespołu zębnika. Zespół ten osadzony zostanie na wałku w sposób umożliwiający mu ruchy posuwiste, w celu zazębienia się z wieńcem zębatym koła zamachowego silnika spalinowego. Ruch zespołu zębnika realizowany będzie poprzez ramię (poz. 7) połączone z zespołem wysuwu (poz. 4). Zespół wysuwu stanowić będzie jednocześnie układ zabezpieczający zębnik przed uszkodzeniem, zapewniając tzw. "miękki rozruch".

Zespół zębnika składał się będzie ze sprzęgła jednokierunkowego (poz. 3), zębnika (poz. 5) oraz sprężyny amortyzującej (poz.10). Rolą tego zespołu będzie połączenie rozrusznika z silnikiem spalinowym, poprzez wieniec zębaty na kole zamachowym tak, aby rozrusznik mógł wprowadzić wał korbowy silnika w ruch obrotowy. Kiedy silnik spalinowy rozpocznie samodzielną pracę, sprzęgło jednokierunkowe uniemożliwi przeniesienie napędu z silnika na rozrusznik. Sprężyna amortyzująca stanowić będzie dodatkowe zabezpieczenie przed uszkodzeniem zębów zębnika podczas jego zazębiania z wieńcem zębatym.



Rys.4. Rozrusznik hydrauliczny RH-1

1 – silnik hydrauliczny, 2 – korpus, 3 – łożysko jednokierunkowe, 4 – zespół wysuwu, 5 – zębnik, 6 – oprawa, 7 – ramię, 8 – sprzęgło, 9 – wałek, 10 – sprężyna amortyzująca

Zespół wysuwu (rys. 5) wykonany zostanie jako jeden blok (poz. 1), w którym umieszczone zostaną główne elementy sterowania rozrusznika. Pierwszym z nich będzie suwak zaworu zwrotnego (poz. 4) podpartego sprężyną (poz. 5). Właściwe położenie suwaka w gnieździe zapewni ograniczony przepływ strumienia oleju do silnika hydraulicznego, do momentu wysunięcia zębnika i zazębienia go z wieńcem zębatym koła zamachowego silnika spalinowego. Suwak zaworu wyposażony będzie w wymienną dyszę dławiącą (dławik obrotu poz. 6), przez którą będzie mogła przepłynąć tylko taka ilość oleju do silnika hydraulicznego, by nastąpił jego bardzo powolny obrót.

Celem takiego rozwiązania jest zagwarantowanie "delikatnego" zazębienia podczas wysuwu zespołu zębnika (z jego obrotem) i niedopuszczenie do uszkodzenia zębów. Elementem odpowiadającym za wysunięcie zębnika będzie popychacz (poz. 2), wykonujący ruch pod wpływem ciśnienia doprowadzonego do niego oleju hydraulicznego. Prędkość wysuwu będzie regulowana poprzez wy-

mianę dyszy dławiącej (dławik posuwu poz. 7), którą doprowadzany będzie olej. W ostatniej fazie ruchu popychacza, stykać się on będzie z suwakiem zaworu zwrotnego powodując jego otwarcie i przekazanie pełnego strumienia oleju bezpośrednio do silnika.

Powrót popychacza i suwaka zaworu zwrotnego nastąpi po zaniku ciśnienia zasilania i realizowany będzie siłą sprężyn podpierających. Dodatkowo, w celu realizacji szybkiego ruchu powrotnego popychacza, wprowadzony zostanie do układu zawór zwrotny, który skieruje olej bezpośrednio do linii spływowej z pominięciem dyszy dławiącej. Rozwiązanie to pozwoli na szybkie rozłączenie zespołu zębnika.



Rys.5. Zespół wysuwu 1 – blok, 2 – popychacz, 3 – sprężyna I, 4 – suwak, 5 – sprężyna II, 6 – dławik obrotu, 7 – dławik posuwu

6. Podsumowanie

Dotychczasowe prace skłaniają do wysunięcia następujących stwierdzeń:

- Maszyny i urządzenia napędzane wysokoprężnymi silnikami spalinowymi wymagają układów rozruchowych, przystosowanych do pracy w warunkach zagrożenia wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu, występującego w górnictwie podziemnym.
- Polscy producenci nie posiadają w swej ofercie hydraulicznych zespołów rozruchowych spełniających wymagania Dyrektywy ATEX.
- Analiza rozwiązań koncepcyjnych wskazała kierunki prowadzenia dalszych prac projektowo-badawczych, mających na celu budowę hydraulicznego zespołu rozruchowego polskiej konstrukcji, mogącego znaleźć zastosowanie w maszynach z silnikami wysokoprężnymi, wykorzystywanymi do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu.
- Po opracowaniu w KOMAG-u dokumentacji technicznej rozrusznika hydraulicznego pod robocza nazwą RH-1, w chwili obecnej trwają prace związane z kompletacją podzespołów i montażem prototypu.

Literatura

- 1. Karkosiński D.: Badanie rozrusznika, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- 2. <u>http://kmrip.utp.edu.pl/e-ksiazki/6/R2.PDF</u> Charakterystyka osprzętu elektrycznego pojazdów.
- 3. <u>www.delcoremy.com</u> katalog rozruszników elektrycznych firmy Delco Remy.
- 4. <u>www.ingersollrand.pl</u> katalog rozruszników pneumatycznych firmy Ingersoll Rand.

5. <u>www.huegli-tech.com</u>, <u>www.kocsistech.com</u> katalog rozruszników hydraulicznych firmy Kocsis Technologies Inc.

Procesy uszkodzeń amortyzatora hydraulicznego układu zawieszenia samochodu ciężarowego

Szymon Salamon – Politechnika Częstochowska

Streszczenie. O czynnym bezpieczeństwie pojazdu samochodowego decydują następujące układy: hamulcowy, kierowniczy i zawieszenia [1, 6]. Ważnym elementem układu zawieszenia jest amortyzator hydrauliczny. W opracowaniu obszernie przedstawiono wyniki eksploatacyjnych badań niezawodności tego elementu. Akwizycja danych do scharakteryzowania procesu uszkodzeń układu zawieszenia, miała miejsce podczas eksploatacyjnych badań niezawodności samochodów ciężarowych w dużych systemach ich eksploatacji. Rzeczywiste warunki eksploatacji zapewniają naturalny splot czynników pomniejszających potencjał eksploatacyjny tych obiektów.

1. Rola amortyzatorów hydraulicznych w układzie zawieszenia samochodu ciężarowego

Korzyści płynące z zastosowania amortyzatorów w zawieszeniach samochodów można, według [3], określić najogólniej w sposób następujący:

- Zwiększenie płynności ruchu samochodów wskutek zmniejszenia amplitud drgań i przyspieszeń pionowych nadwozia, wymuszonych jazdą po nawierzchni o regularnych falach, bez ujemnego wpływu na łagodzenie wstrząsów przez zawieszenie przy przebywaniu pojedynczych lub nieregularnych nierówności przez samochód. Wskutek zmniejszenia przez amortyzatory amplitudy drgań, sztywność zawieszenia może być zmniejszona bez obawy występowania dobijania.
- Zwiększenie stateczności ruchu i bezpieczeństwa jazdy samochodu przez zapobieganie odrywania się kół od nawierzchni drogi mogące występować przy rezonansie drgań wymuszonych kół. Zjawisko to może zachodzić przy dużej sztywności opon i stosunkowo miękkim zawieszeniu.
- Zmniejszenie strat mocy silnika spowodowanych poślizgiem kół przy zmniejszonych wskutek drgań naciskach oraz strat mocy na dodatkowe opory ruchu przy wzrastających naciskach i przyspieszaniu mas mechanizmu napędowego kół przy odrywaniu się ich od nawierzchni drogi.
- Zwiększenie trwałości elementów sprężystych zawieszenia wskutek zmniejszenia średniej amplitudy drgań oraz zwiększenia trwałości opon wskutek zmniejszenia ich poślizgu.
- Tłumienie drgań masy resorowanej, co pozwala na rozwijanie przez samochód większych prędkości, stanowiących jedną z cech postępu w konstrukcji współczesnych samochodów.

2. Przebieg destrukcji amortyzatora hydraulicznego

Właściwe resorowanie i amortyzacja pojazdu, według [4], wpływają na liczbę i skutki uderzeń przenoszonych na poszczególne jego zespoły wskutek jazdy po nierównych nawierzchniach, a więc zwiększają komfort jazdy.

Przyczyniają się do ochrony wszystkich elementów trących przed nadmiernym zużywaniem w wyniku dodatkowych obciążeń, a także ochraniają poszczególne części przed przeciążeniami. Proces zużywania w znacznym stopniu rzutuje na pogorszenie jakości pracy resorów piórowych i sprężyn, a przede wszystkim amortyzatorów. Szczególnie te ostatnie tracą swe własności użytkowe wyłącznie w wyniku procesu zużywania tracych elementów: tłoczka i cylinderka amortyzatora oraz tłoczyska i uszczelnienia amortyzatora. W wyniku zużywania się pary tłoczek-cylinder rosną luzy między powierzchniami tych części i maleje znacznie siła tłumienia. Jeszcze gorsze w skutkach jest zużycie pary tłoczysko-uszczelnienie, (w przypadku amortyzatora jednorurowego lub dwururowego - przypisek autora), (zwykle pierścień Semmera). Wskutek tego zużycia wypływa z amortyzatora płyn i amortyzator przestaje spełniać swoje zadanie. Zużywanie tłoczka i cylinderka amortyzatora przebiega quasi statycznie. Występuje tu zużycie quasi ścierne oraz częściowo przez utlenienie. Obniża zużycie dobra własność smarna płynu amortyzatorowego, podwyższa stosowanie płynów przypadkowych, szczególnie mieszanych.

Często w trakcie doraźnej naprawy amortyzatora, aby zwiększyć siłę tłumienia i zrekompensować w ten sposób powiększenie luzu, dodaje się do płynu amortyzatorowego nieco oleju silnikowego. Taka mieszanka podwyższa wyraźnie własności korozyjne, szczególnie metali kolorowych (np. aluminiowego tłoczka), a także stali w strefie styku z gumą uszczelnienia. W następstwie proces zużywania i niszczenia amortyzatora intensyfikuje się przez współdziałanie korozji.

3. Typowe niesprawności amortyzatorów hydraulicznych

Eksploatacyjne niesprawności amortyzatorów hydraulicznych przedstawiono i sklasyfikowano w [5], precyzując równocześnie ich objawy i przyczyny.

Mało cieczy w amortyzatorach hydraulicznych

Objawy:

- widoczny wyciek cieczy,
- po przejechaniu pojedynczej przeszkody samochód kołysze się przez dłuższy czas,
- samochód źle "trzyma się drogi", zwłaszcza na zakrętach,
- częste dobijanie do zderzaków.

Przyczyny:

- wytarcie lub uszkodzone uszczelnienie,
- brak uzupełnienia cieczy we właściwym czasie,
- pęknięcie obudowy amortyzatora.

Amortyzatory za mało sztywne

Objawy:

 po przejechaniu pojedynczej przeszkody samochód kołysze się przez dłuższy czas,

- zbyt częste dobijanie do zderzaków podwoziowych,
- samochód źle "trzyma się drogi", zwłaszcza na zakrętach,

pienienie się cieczy roboczej w komorze kompensacyjnej.

Przyczyny:

- za mało cieczy w amortyzatorach,
- nieodpowiednia ciecz w amortyzatorach,
- amortyzator źle wyregulowany,
- uszkodzone zawory w amortyzatorach,
- jazda po drogach o mocno zniszczonej nawierzchni,
- amortyzator niewłaściwy (na gorsze drogi).

Amortyzatory za sztywne

Objawy:

- samochód źle niesie (trzęsie),
- może wystąpić urwanie się trzonu tłokowego lub ramienia dźwigni,

Przyczyny:

- amortyzatory źle wyregulowane,
- ciecz niewłaściwa (za gęsta).

Amortyzatory zużyte

Objawy:

- po przejechaniu pojedynczej przeszkody samochód kołysze się przez dłuższy czas,
- częste dobijanie do zderzaków podwoziowych,
- samochód źle "trzyma się drogi",
- widoczny wyciek cieczy.

Przyczyny:

- obiekt wyczerpał potencjał eksploatacyjny.

Luzy w połączeniach amortyzatorów

Objawy:

- stuki podczas jazdy po złych drogach.

Przyczyny:

- częste jazdy po złych drogach,
- brak smarowania w przegubach.

4. Szczegółowe zasady opisu uszkodzeń elementów obiektu

Wśród pozyskiwanych przez system zbierania informacji o użytkowaniu i obsługiwaniu pojazdów, zbierane były również, bardzo szczegółowe informacje o uszkodzeniach elementów pojazdów. Metodologia tych badań przewidywała opis uszkodzeń według niżej podanych klasyfikacji [2]:

rodzaj uszkodzenia: 1 – pierwotne, 2 – wtórne,

- charakter uszkodzenia: 1 nagły, 2 stopniowy,
- sposób naprawy: 10 regulacje, 20 regeneracja, 30 wymiana elementu, 31 – wymiana zespołu na nowy, 32 – wymiana zespołu na regenerowany,
- przyczyny uszkodzeń: 1 konstrukcyjna, 2 technologiczna, 3 eksploatacyjna losowa, 4 – eksploatacyjna zużyciowa, 5 – niewłaściwe obsługiwanie, 6 – błędy kierowcy, 7 – inne,
- postacie uszkodzeń: 1 złamanie, 2 ścięcie, 3 pęknięcie, 4 zgięcie, 5 skręcenie, 6 przepalenie, 7 przebicie, 8 zatarcie, 9 zużycie, 10 rozregulowanie, 11 korozja, 12 inne.

5. Warunki pracy obiektu badań

Warunki pracy badanego obiektu były determinowane warunkami obsługiwania i użytkowania. Warunki obsługiwania są zdeterminowane [2]: wykorzystywanymi metodami obsługiwania, wyposażeniem stacji, stosowanymi materiałami eksploatacyjnymi i kwalifikacjami załogi stacji. Warunki użytkowania są zdeterminowane [2]: warunkami pracy, metodami użytkowania i kwalifikacjami użytkowników.

Warunki pracy badanych pojazdów samochodowych scharakteryzowano: rodzajem przebiegów: międzymiastowe i miejskie oraz miesięczną intensywnością użytkowania, co przedstawiono w tabeli 1.

W zakresie kwalifikacji czynnika ludzkiego oraz wyposażenia w środki techniczne (tj. warunków obsługiwania), należy stwierdzić na podstawie eksploatacyjnych badań systemów eksploatacji tych obiektów, że warunki B były korzystniejsze aniżeli warunki A. Z kolei zaś w zakresie użytkowania, jak wynika z tabeli, korzystniejsze okazały się być warunki B aniżeli warunki A.

Charakterystyka	warunków	pracy	poiazdów	samochodowyc	h
~		p	pojezerom	544110 0110 40 11 3 4	

Tabela 1

Warunki pracy	Rodzaj przebiegu	Miesięczna intensywność użytkowania [km/m-c]
А	Międzymiastowe	3158
В	Miejskie	2047

6. Badanie przebiegów parametru strumienia uszkodzeń układu zawieszenia i jego elementu w różnych warunkach ich pracy

Badania przebiegów parametru strumienia uszkodzeń układu zawieszenia pojazdu samochodowego (rys. 1), upoważniają do następujących konkluzji:

 parametr strumienia uszkodzeń, jako podstawowa charakterystyka procesu uszkodzeń eksploatowanego obiektu, dla układu zawieszenia pojazdu samochodowego, dla różnych warunków pracy, oznaczonych tutaj jako: A i B, wykazuje istotne różnice (potwierdzone badaniami statystycznymi),

- dla warunków B, charakteryzujących się przebiegami miejskimi, przyjmuje on wartości nawet dwa razy większe w stosunku do osiąganych wartości w warunkach A (przebiegi międzymiastowe), szczególnie jest to widoczne w przedziale przebiegu od 80000 km do 120000 km,
- warunki pracy B (przebiegi miejskie), dla tego układu, są zatem gorsze, aniżeli warunki pracy A (przebiegi międzymiastowe).



Rys.1. Przebieg parametru strumienia uszkodzeń dla kompletnego układu zawieszenia

Z kolei badanie parametru strumienia uszkodzeń elementu układu zawieszenia pojazdu samochodowego, tj. amortyzatora, dla warunków pracy: A i B, których przebiegi pokazano na rysunku 2, upoważniają do sformułowania następujących wniosków:

- wartości parametru strumienia uszkodzeń dla amortyzatora układu zawieszenia nie wykazują istotnych różnic w przedziale przebiegu od 0 km do 60000 km, zaś w przedziale przebiegu od 60000 km do 120000 km różnice te są już znaczące,
- wartości parametru strumienia uszkodzeń amortyzatora, w tym ostatnim przedziale przebiegu, osiągają wyższe wartości dla warunków pracy B, zaś korzystniej się kształtują dla warunków pracy A,
- dla tej konstrukcji amortyzatorów, ze względu na osiągane wartości tego parametru, krytycznym przebiegiem okazuje się być 60000 km, po którym to przebiegu wartości tego parametru, generalnie rzecz ujmując, wzrastają kilkakrotnie dla obiektów eksploatowanych w warunkach B.





7. Badanie kształtowania się przyczyn i postaci uszkodzeń oraz sposobów ich naprawy w warunkach pracy A i B

7.1. Przyczyny uszkodzeń amortyzatora a warunki pracy

Przyczyny uszkodzeń według przyjętych założeń modelowych tych badań, zostały sklasyfikowane następująco: 1 – konstrukcyjna, 2 – technologiczna, 3 – eksploatacyjna losowa, 4 – eksploatacyjna zużyciowa, 5 – niewłaściwe obsługiwanie, 6 – błędy kierowcy, 7 – inne.



Rys.3. Przyczyny uszkodzeń amortyzatora w warunkach A

Rys.4. Przyczyny uszkodzeń amortyzatorów w warunkach B

Przyczyny uszkodzeń amortyzatora dla warunków: A i B, ich eksploatacji przedstawiono odpowiednio na rysunkach 3 i 4.

Uzyskane wyniki badań, w zakresie przyczyn uszkodzeń, wskazują, że w warunkach A i B są to przede wszystkim przyczyny – eksploatacyjne zużyciowe, wynoszące odpowiednio: 97% i 82%. Konstrukcyjne i technologiczne przyczyny uszkodzeń tego obiektu, pojawiły się w warunkach pracy B i w obu przypadkach przekraczają 8%. Pozostałe przyczyny uszkodzeń w warunkach A i B nie zostały odnotowane lub odnotowano je w wysokości 1% udziału (por. rys. 3 i 4).

7.2. Postacie uszkodzeń amortyzatora a warunki pracy

W eksploatacyjnych badaniach niezawodności pojazdu samochodowego, założono wystąpienie następujących postaci uszkodzeń: 1 – złamanie, 2 – ścięcie, 3 – pęknięcie, 4 – zgięcie, 5 – skręcenie, 6 – przepalenie, 7 – przebicie, 8 – zatarcie, 9 – zużycie, 10 – rozregulowanie, 11 – korozja, 12 – inne.

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono w postaci wykresów sektorowych, procentowe udziały przedstawionych wyżej, modelowych postaci uszkodzeń.



Rys.5. Postacie uszkodzeń amortyzatora w warunkach A

Rys.6. Postacie uszkodzeń amortyzatora w warunkach B

Postacią uszkodzeń amortyzatorów w warunkach ich pracy A i B jest przede wszystkim "zatarcie", ich procentowe udziały są porównywalne (różnica wynosi 2%). Kolejną postacią uszkodzeń w warunkach A i B jest pękniecie, przy czym w warunkach A ich udział jest dwa razy większy aniżeli w warunkach B. W warunkach A w 1% wystąpiła postać uszkodzenia "złamanie", zaś w warunkach B tej postaci nie odnotowano. W warunkach A nie odnotowano postaci uszkodzenia "ścięcie" i "rozregulowanie", w warunkach A mają one zerowe % udziały. "Zatarcie" w warunkach A i B odnotowano na średnim poziomie 1,5%.

7.3. Sposób naprawy amortyzatora a warunki pracy

Do opisu uszkodzenia ze względu na sposób jego naprawy, ustalono następującą klasyfikację: 10 – regulacje, 20 – regeneracja, 30 – wymiana elementu, 31 – wymiana zespołu na nowy, 32 – wymiana zespołu na regenerowany. Procentowe rozkłady sposobów naprawy amortyzatorów przedstawiono na rysunkach 7 i 8, odpowiednio dla warunków pracy A i B.

Badanie sposobu naprawy amortyzatorów w warunkach A i B wskazuje na znaczące różnice. W warunkach A nie dokonywano regulacji tego elementu, zaś w warunkach B ilość regulacji osiągnęła około 5%. Regenerowanie amortyzatorów i wymiana na regenerowany zespół, stosowana jest w warunkach A, zaś w warunkach B metody te są wykorzystywane w minimalnym stopniu. Wymiana elementu amortyzatora preferowana jest w warunkach B (39,1%), zaś w warunkach A wykorzystywana jest w ponad 5%. Sytuacja ta ma powiązanie z regulacjami tego zespołu, które jest stosowane w warunkach B. Wymiana na

zespół lub podzespół nowy częściej stosuje się w warunkach A aniżeli w warunkach B, różnica wynosi około 5%.

Podsumowując powyższą analizę, należy stwierdzić, że system napraw w warunkach B charakteryzuje się wyższą kulturą techniczną, o czym świadczą wyższe udziały procentowe w sposobach naprawy, tj. regulacjach, wymianach zespołów lub podzespołów na nowe.



Rys.7. Sposoby naprawy amortyzatorów w warunkach A

Rys.8. Sposoby naprawy amortyzatorów w warunkach B

8. Podsumowanie

Badania eksploatacyjne niezawodności obiektów technicznych, dostarczają obiektywnych wyników badań, z uwagi na naturalny splot czynników wymuszających ich starzenie.

Warunki eksploatacji mają wpływ na przebieg parametru strumienia uszkodzeń układów pojazdu samochodowego i jego elementów, co pokazano w niniejszym opracowaniu. Wpływ ten jest również widoczny w badaniu: przyczyn uszkodzeń ich postaci oraz sposobu ich naprawy.

Literatura

- Hebda M.: Eksploatacja samochodów. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Radom 2003.
- 2. Salamon S.: Badanie niezawodności układu hamulcowego samochodu. Praca doktorska. Politechnika Wrocławska. Wrocław, Częstochowa 1979.
- 3. Studziński K.: Samochód. Teoria, konstrukcja i obliczanie. WKiŁ, Warszawa 1980.
- 4. Janecki J., Gołąbek S.: Zużycie części i zespołów pojazdów samochodowych, WKiŁ, Warszawa 1979.
- 5. Sikorski J.: Amortyzatory pojazdów samochodowych. Budowa, badania, naprawa. WKiŁ, Warszawa 1980.
- 6. Jedliński R.: Podwozia samochodów. Podstawy teorii i konstrukcji. Wydawnictwo Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego. Bydgoszcz 2007.

Hydrauliczny system sterowania turbiny wodnej

Paweł Walczak, Andrzej Sobczyk – Politechnika Krakowska

Streszczenie. Opracowanie zawiera opis projektu czysto hydraulicznego układu sterowania kierownicą turbiny wodnej małej mocy, który sposób identyczny do systemów elektrycznych zapewni utrzymanie stałej wartości prędkości turbiny przy zmiennym obciążeniu turbiny, jak i spiętrzeniu wody. Podstawowym założeniem projektu jest sterowanie prędkością turbiny za pomocą hydraulicznie wspomaganego układu sterowania przepływem poprzez zmianę ustawienie łopatek kierownicy tak, aby ta podawała odpowiednią ilość cieczy na łopatki turbiny, co pozwoli na pominięcie skomplikowanych układów elektronicznego sterowania i monitorowania pracy zespołu prądotwórczego. Zakres pracy obejmuje stworzenie modelu symulacyjnego w celu przetestowania, która z kilku koncepcji układu regulacji spełnia założenia projektu tzn. np.: posiada odpowiednio szybki czas zadziałania siłowników nastawy łopatek kierownicy. Pozwoli to na wybór odpowiedniej struktury układu, jego zaprojektowanie, następnie dobór elementów i obliczenia sprawdzające, a w efekcie budowę rzeczywistego stanowiska. Dodatkowym założeniem projektu jest uwzględnienie możliwości zastosowania zarówno hydrauliki olejowej, jak i wysokociśnieniowej hydrauliki wodnej nadającej całości cechy systemu w pełni ekologicznego. Obecne trendy w budownictwie małych elektrowni wodnych (MEW) mówią, że wyposażenie elektryczne należy tak rozbudowywać, aby obiekt mógł być całkowicie zautomatyzowany. Wymaga to jednak odpowiedniego oprogramowania, wykwalifikowanej obsługi, a także pociaga za soba znaczne koszty serwisowania. Dlatego ta praca ma odpowiedzieć na pytanie czy skonstruowanie czysto hydraulicznego układu jest możliwe i ekonomicznie opłacalne, tak, aby rozszerzyć dostęp do MEW dla szerszego grona odbiorców niekoniecznie wykwalifikowanych w ich obsłudze.

1. Wprowadzenie

Energia wody, "biały węgiel", podobnie jak wiatru jest od zamierzchłych czasów wykorzystywana przez człowieka. Jej zasoby są niewyczerpywalne, chociaż ich rozmieszczenie jest bardzo nierównomierne. Już od czasów starożytnego Rzymu energia czerpana z wody napedzała młyny zbożowe, później również folusze, tartaki, młyny do mielenia rud w hutach, młoty w kuźniach itp. Pod koniec średniowiecza największe z tych urządzeń posiadały moc mechaniczną rzędu kilkudziesięciu kilowatów. Koła wodne i wiatraki stały się przyczyną pierwszej rewolucji przemysłowej. Mimo to do dnia dzisiejszego wykorzystujemy zaledwie 15% całkowitego potencjału energetycznego rzek. Moc dzisiejszych elektrowni liczy się już MW, przy sprawności energetycznej rzędu 90-95%. Mimo, to zasada działania nie zmieniła się od tamtych czasów, z tą poprawką, że teraz woda napędza łopatki turbin wodnych, które z kolej uruchamiaja generatory pradu. Budowa elektrowni wodnej ograniczona jest jedynie wymogami odpowiednich warunków zewnętrznych (terenowych i geologicznych) oraz wielkością środków finansowych posiadanych przez inwestora. Najdroższa jest sama budowa obiektów hydrotechnicznych elektrowni, mniej

już kosztuje samo jej wyposażenie. Z kolei roczne koszty eksploatacyjne zamykają się w kwotach około 0,5% całkowitego wkładu inwestycyjnego.

Ostatnie duże zmiany ustawy - Prawo energetyczne w zakresie wspierania energetyki odnawialnej zostały wymuszone koniecznością wdrożenia dyrektyw europejskich do polskich przepisów. Chodzi przede wszystkim o Dyrektywę 2001/77/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 27 września 2001 r. w sprawie promocji energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych na wewnetrznym rynku energii elektrycznej. Podstawowe założenia tej dyrektywy dotyczą uregulowania kwestii związanych ze zdefiniowaniem źródeł odnawialnych, określeniem globalnego dla całej Unii celu indykatywnego oraz krajowych celów ilościowych, schematów wspierania rozwoju energetyki odnawialnej, gwarancji pochodzenia energii odnawialnej, procedur administracyjnych dotyczących wydawania pozwoleń w odniesieniu do elektrowni wytwarzających energię w źródłach odnawialnych, a także zagadnień związanych z dostępem do systemu przesyłowego. Wdrożenie tej dyrektywy w Polsce powoduje, że w prawie pojawiły się pewne "przywileje" prawne związane z funkcjonowaniem i rozwojem energetyki odnawialnej, tzw. obowiązek zakupu energii elektrycznej z OŹE. Obowiązek zakupu energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych został sformułowany w art. 9a ust. 1 ustawy - Prawo energetyczne. Zgodnie z nim przedsiębiorstwa energetyczne zajmujące się obrotem energią elektryczną są obowiązane do zakupu energii elektrycznej z odnawialnych źródeł energii przyłączonych do sieci.

Według obecnie obowiązującego Rozporządzenia Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 3 listopada 2006 r. w sprawie szczegółowego zakresu obowiązku zakupu energii elektrycznej i ciepła wytworzonych w odnawialnych źródłach energii, ilościowy udział energii elektrycznej wytworzonej w odnawialnych źródłach energii i sprzedanej odbiorcom w wykonanej całkowitej rocznej sprzedaży energii elektrycznej przez dane przedsiębiorstwo energetyczne do roku 2014 powinien wynieść (w poszczególnych latach) nie mniej niż:

Rok	Udział w %
2005	3,1
2006	3,6
2007	5,1
2008	7,0
2009	8,7
2010	10,4
2011	10,4
2012	10,4
2013	10,4
2014	10,4

Obowiązek zakupu energii ze źródeł odnawialnych

Tabala 1

Mimo obowiązujących przepisów, deficyt w wykonaniu obowiązku zakupu energii elektrycznej pogłębia się. Jest to trwała tendencja, która w dodatku w kolejnych latach będzie postępowała znacznie szybciej ze względu na wykładniczo rosnący obowiązek zakupu czystej energii. Jest to duża zaleta, z punktu widzenia rozwoju tego obszaru działalności, ponieważ w ślad za pogłębiającym się deficytem w wykonaniu obowiązku zakupu, powinna rosnąć cena za energię elektryczną i świadectwa pochodzenia (zielone certyfikaty). Nowy, rynkowy mechanizm ich sprzedaży z pewnością będzie temu sprzyjał.

2. Kontynuacja

Opracowanie to jest kontynuacją przedstawionego na 5th Fluid Power Net International Ph.D. Symposium w 2008r. referatu pod tytułem "Control system of double acting single ended cylinder simulation – concept of Water Turbine guide apparatus control", który podawał ogólne założenia stworzenia czysto hydraulicznego układu sterowania kierownica turbiny wodnej małej mocy, który w sposób identyczny do systemów elektrycznych zapewni utrzymanie stałej wartości prędkości turbiny przy zmiennym obciążeniu turbiny, jak i spiętrzeniu wody. Układ za pomocą sterownia przepływem sam będzie zmieniał ustawienie łopatek kierownicy tak, aby ta podawała odpowiednią ilość cieczy na łopatki turbiny. Pozwoli na pominięcie skomplikowanych układów sterowania i monitorowania, opartych na wszelkiego rodzaju czujnikach przepływu ciśnienia, regulatorach PID czy opartych na logice rozmytej. Dodatkowym celem projektu jest uproszczenie konstrukcji, zapewnienie łatwej obsługi urządzenia przy jednoczesnym obniżeniu kosztów budowy hydraulicznego układu sterowania. Stąd do symulacji układu sterowania kierownicą turbiny wodnej przyjęto najprostszy układ składający się z pompy, zaworu przelewowego, rozdzielacza i siłownika. Jednym z najważniejszych elementów jest model siły obciążenia siłownika, gdyż w zależności od zapisania wzorów na nie pozwala odtworzyć charakterystyki pracy urządzenia, maszyny i/lub jej odpowiednich mechanizmów. Od tego czasu znacznie uległo poprawie równanie opisujące ruch siłownika wywołany działaniem siły hydrostatycznej i przy zmiennym udziale siły obciążającej.

$$\frac{d}{dt}(m \cdot v) = F_p - F_t - F_o - F_{ul} - F_{u2} \tag{1}$$

Opracowanie to przedstawia jeden z ważniejszych elementów potrzebnych do prawidłowego działania modelu, mianowicie wyznaczenia masy zredukowanej układu kierownica – łopatka do punktu na tłoczysku siłownika.

3. Podłoże teoretyczne

Aby wyznaczyć masę zredukowaną układu do punktu na końcu tłoczyska siłownika wykorzystujemy podejście energetyczne. Energia kinetyczna mechanizmu w ruchu płaskim zarówno postępowym, jak i obrotowym wynosi:
$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{k} \left(m_{i} \cdot v_{Si}^{2} + J_{i} \cdot \omega_{i}^{2} \right)$$
(2)

Obierając dowolny punkt redukcji X mechanizmu (w naszym przypadku A – rys 4.) o znanej prędkości v_x , do którego chcemy zredukować masę całego mechanizmu $m_{zr/x}$, musimy spełnić warunek równości energii kinetycznej:

$$E = \frac{1}{2}m_{zr/x} \cdot v_x^2 \tag{3}$$

Z powyższych zależności otrzymujemy:

$$m_{zr/x} = \sum_{i=1}^{k} \left[m_i \cdot \left(\frac{v_{Si}}{v_x} \right)^2 + J_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_x} \right)^2 \right]$$
(4)

4. Dane

W celu wyznaczenia masy zredukowanej trzeba skorzystać z gotowego układu kierownicy. Jej model został narysowany w programie Solid Works na podstawie dostępnych danych oraz dokumentacji. Dane m.in. elementów hydraulicznych i wartości sił pochodzących z konsultowanego projektu opracowywanego przez firmę CEDI współpracującą z Laboratorium Napędów Hydraulicznych Instytutu Konstrukcji Maszyn, niektóre z tych danych np. długości przewodów czy sposób narastania siły obciążającej nadal wymagają korekt i udoskonaleń.



Rys.1. Schemat turbiny Francisa

Rysunek 2 przedstawia uproszczony ze względu na potrzeby obliczeń model kierownicy turbiny wodnej Francisa. Model składa się dwóch utwierdzonych obręczy, które mają obrazować miejsca mocowania łopatek i siłownika, pierścienia kierownicy wprowadzający w ruch łopatki poruszane za pomocą siłownika, 20 łopatek i 20 dźwigienek łączących łopatki z ruchomym pierścieniem.



Rys.2. Szkic pełnego układu turbiny Francisa i model wykonany w programie Solid Works jej kierownicy

Stąd na podstawie rysunku modelu równanie (4) przyjmie formę:

$$m_{zr/A} = \left[J_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{v_A}\right)^2\right] + 20 \left[m_2 \cdot \left(\frac{v_2}{v_A}\right)^2 + J_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{v_A}\right)^2\right] + 20 \left[J_3 \cdot \left(\frac{\omega_3}{v_A}\right)^2\right]$$
(5)

Do wyznaczenia pozostają masy i momenty bezwładności oraz prędkości liniowe i kątowe elementów. Ponieważ model bryłowy został narysowany w programie Solid Works można, więc skorzystać z wbudowanych w niego funkcji, które obliczą masę i momenty bezwładności elementów na podstawie kształtów i gęstości użytego materiału. Pozwala to na uniknięcie skomplikowanego i czasochłonnego analitycznego procesu wyliczania momentów bezwładności. Poza tym przy takich kształtach metoda analityczna i tak dałaby przybliżone wartości. Ponieważ układ hydrauliczny może być wykonany, jako olejowy lub wodny założono wykonanie go z odpowiedniego rodzaju stali odpornej na korozję, której gęstość wynosi 0,00786 g/mm³ = 7860 kg/m³.

Dane potrzebne do wyznaczenia momentu zredukowanego m_{zr} z programu Solid Works

					Tabela 2
_	Ogniwo	Jednostka	Pierścień	Dźwignia	Łopatka
	Masa	kg	7,60	0,27	8,43
	Moment bezwładności	kg·mm ²	2146222,87	324,55	13239,71

Pozostałe parametry, takie jak: prędkości liniowe i kątowe poszczególnych elementów potrzebne do wyznaczenia masy zredukowanej układu należy wyliczyć w oparciu o analizę kinematyczna układu kierownicy.

5. Analiza kinematyczna

Układ przedstawiony na rysunku 3 można w uproszczeniu przedstawić za pomocą poniższego schematu kinematycznego.



Rys.3. Model kinematyczny kierownicy turbiny Francisa, sterowanego cylindrem hydraulicznym



Rys.4. Schemat kinematyczny kierownicy z zaznaczonymi wektorami prędkości liniowych i kątowych elementów

5.1. Pierścień

Na podstawie rysunku 4 oraz założenia, że prędkość poruszania się siłownika jest znana, to prędkość kątowa kierownicy można zapisać, jako:

$$v_A = v \cdot \cos \alpha \tag{6}$$

$$\omega_1 = \frac{\nu_A}{|AB|} \tag{7}$$

$$\omega_I = \frac{v}{|AB|} \cdot \cos \alpha \tag{8}$$

5.2. Dźwignia

Wyznaczenie prędkości liniowej dla punktu C:

$$\omega_I = \frac{v_A}{|AB|} = \frac{v_C}{|BC|} \tag{9}$$

$$v_C = \frac{|BC|}{|AB|} \cdot v_A \tag{10}$$

Wyznaczenie prędkości kątowej dla ogniwa CD:

$$\omega_2 = \frac{v_C}{\left| CO_v^{CD} \right|} \tag{11}$$

$$\omega_2 = \frac{|BC|}{|CO_v^{CD}| \cdot |AB|} \cdot v_A \tag{12}$$

Wyznaczenie prędkości liniowej dla punktu S2:

$$\omega_2 = \frac{v_{S2}}{\left|S_2 O_v^{CD}\right|} \tag{13}$$

$$v_{S2} = \frac{|BC|}{\left|S_2 O_v^{CD}\right| \cdot \left|CO_v^{CD}\right| \cdot \left|AB\right|} \cdot v_A \tag{14}$$

5.3. Łopatka

Wyznaczenie prędkości liniowej dla punktu D:

$$\omega_2 = \frac{\nu_C}{\left|CO_{\nu}^{CD}\right|} = \frac{\nu_D}{\left|DO_{\nu}^{CD}\right|} \tag{15}$$

$$v_D = \frac{\left| DO_v^{CD} \right| \cdot \left| BC \right|}{\left| CO_v^{CD} \right| \cdot \left| AB \right|} \cdot v_A \tag{16}$$

Wyznaczenie prędkości kątowej dla ogniwa ED:

$$\omega_3 = \frac{\nu_D}{|DE|} \tag{17}$$

$$\omega_{3} = \frac{\left| DO_{v}^{CD} \right| \cdot \left| BC \right|}{\left| DE \right| \cdot \left| CO_{v}^{CD} \right| \cdot \left| AB \right|} \cdot v_{A}$$
(18)

5.4. Masa zredukowana

Ostatecznie równanie (5) można zapisać:

$$m_{zr/A} = \frac{J_{1} + 20 \cdot \left(\frac{|BC|}{|CO_{v}^{CD}|}\right)^{2} \left(\frac{m_{2}}{\left(S_{2}O_{v}^{CD}\right)^{2}} + J_{2} + J_{3} \cdot \left(\frac{|DO_{v}^{CD}|}{|DE|}\right)^{2}\right)}{\left(|AB|\right)^{2}}$$
(19)

6. Wnioski

Podczas ruchu siłownika nieustannie zmienia się położenie chwilowego środka obrotu O_v^{CD} , dlatego odległości $/CO_v^{CD}/$, $/DO_v^{CD}/$, $/S_2O_v^{CD}/$ są uzależnione od długości odcinka /AO/. Położenie tego środka wyznacza się w oparciu o twierdzenie cosinusów, podobieństwo trójkątów i definicje pola powierzchni trójkąta. Z powodu znacznego skomplikowania tych obliczeń nie zostały one zamieszczone w tej monografii. Po wstawieniu masy zredukowanej do równania (1) prędkość i przemieszczenie tłoka siłownika mogą się okazać niemożliwe do policzenia. Obecnie poszukuje się prostszej metody analitycznej. Rozważa się także możliwość zastosowania średniej wartości masy zredukowanej. Może ona zostać policzona jako średnia z masy wyznaczonych w skrajnych i w kilku pośrednich punktach położenia tłoka. W takim przypadku chwilowy środek obrotu może zostać wyznaczony przy użyciu metody graficznej.

Zakres pracy obejmuje stworzenie modelu symulacyjnego w programie VisSim i na podstawie wykonanych badań rozstrzygnie, która z kilku koncepcji układu sterowania spełnia założenia projektu tzn. np.: posiada odpowiednio szybki czas zadziałania siłowników nastawy kierownicy. Pozwoli to na wybór odpowiedniej struktury układu, jego zaprojektowanie, następnie dobór elementów i obliczenia sprawdzające, a w efekcie budowę rzeczywistego stanowiska.

Nowość tej pracy polega na próbie odpowiedzi na to pytanie czy skonstruowanie czysto hydraulicznego układu jest możliwe i ekonomicznie opłacalne, aby rozszerzyć dostęp do MEW dla szerszego grona odbiorców.

Należy wziąć pod uwagę, że na podstawie przyjętych założeń może nie dać się skonstruować takiego systemu. Praca ta będzie jednakże drogowskazem dla pomysłów innych, którzy się tym tematem zainteresują, aby inaczej podejść do zagadnienia hydraulicznego sterowania kierownicą turbiny wodnej.

Użyte oznaczenia

Ε	energia kinetyczna	J
F_p	siła hydrostatyczna	Ν
F_o	siła od obciążenia	Ν
F_t	siła oporów	Ν
F_{u1}, F_{u2}	siły od uderzenia	Ν
J_i	moment bezwładności i – tego elementu	$kg \cdot m^2$
O_v^{CD}	chwilowy środek obrotu	
т	masa zredukowana kierownicy i siłownika	kg
$m_{zr/x}$	masa zredukowana kierownicy	kg
m_i	masa i – tego elementu	kg
V	prędkość tłoka	m/s
V _{si}	prędkość środka masy i – tego elementu	m/s
V_X	prędkość w punkcie redukcji	m/s
ω _i	prędkość kątowa i – tego elementu	rad/s

Literatura

- 1. van Antwerpen H.J., Greyvenstein G.P.: Use of turbines for simultaneous pressure regulation and recovery in secondary cooling water systems in deep mines, Energy Conversion and Management 46, pp. 563–575, 2005.
- 2. Garbacik A.: Studium projektowania układów hydraulicznych. Ossolineum, Kraków 1997.
- 3. Kishora N., Saini R.P, Singh S.P. A review on hydropower plant models and control. Renewable and Sustainable Energy Reviews 11, pp. 776–796, 2007.
- 4. Schönborn A., Chantzidakis M.: Development of a hydraulic control mechanism for cyclic pitch marine current turbines, Renewable Energy 32, pp. 662–679, 2007.
- 5. Sobczyk A.; Walczak P.: Control system of double acting single ended cylinder simulation concept of Water Turbine guide apparatus control lubrication. 5th PhD Symposium, Krakow, pp. 524–533, 2007.

- 6. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1995.
- 7. Trostmann E.: Water hydraulic Control Technology. Marcel Dekker, INC, 1996.
- 8. Walczak P.: Symulacja cyfrowa i badania charakterystyk przekładni hydrostatycznej. Kraków, 2006.

Porównanie podstawowych parametrów zderzaków z elementami przepływowymi i zderzaków z elementami gumowymi

Ryszard Gałąź – Politechnika Wrocławska

Streszczenie. W monografii przedstawiono analizę niektórych parametrów charakterystyki sprężysto-tłumiącej dla różnych zderzaków, których charakterystyki zależą od prędkości obciążania: zderzaki z elementami gumowymi, z elementami hydraulicznopneumatycznymi, hydrauliczno-pierścieniowymi i elastomerowymi. Porównano zależności maksymalnej siły, maksymalnego ugięcia, energii rozpraszanej i przejmowanej oraz współczynnika pochłonięcia energii w funkcji prędkości, otrzymane z badań symulacyjnych i doświadczalnych. Z pracy wynika, że zderzaki hydrauliczno-pneumatyczne, hydrauliczno-pierścieniowe, a zwłaszcza zderzaki z ciekłym elastomerem (z elementami przepływowymi) mogą przejmować i rozpraszać duże energie. Zderzaki z ciekłym elastomerem już przy prędkości około 3-60 mm/min (zależnie od egzemplarza) mają większy współczynnik rozproszenia energii niż zderzaki z elementami gumowymi. Zderzaki z elastomerem powinny pracować przy swoich nominalnych prędkościach pracy.

1. Wstęp

W pracy przedstawiono analizę podstawowych parametrów kilku zderzaków, jak: zderzak z elementami gumowymi, hydrauliczno-pneumatyczny, hydrauliczno-pierścieniowy i z ciekłym silikonowym elastomerem.

Zderzakiem nazywamy urządzenie mające za zadanie ochronę konstrukcji (układu), elementów konstrukcji oraz przewożonego ładunku przed skutkami zderzenia.

Zderzeniem nazywamy proces nagłego zetknięcia się dwóch układów, z których przynajmniej jeden znajduje się w ruchu.

Zderzak powinien spełniać dwie funkcje: przejmować energię kinetyczną układów będących w ruchu oraz ją rozpraszać.

Opis podstawowych parametrów charakteryzujących pracę zderzaka przedstawiono szeroko w [3].

Badania doświadczalne zderzaków można przeprowadzić na:

- maszynie wytrzymałościowej,
- na specjalnym stanowisku,
- w rzeczywistych warunkach pracy.

Podczas badań zderzaków na *maszynie wytrzymałościowej* rejestruje się zależność siły od ugięcia (charakterystyka zderzaka).

Podczas badań zderzaków na *specjalnym stanowisku* (kafar, młot spadowy itp.) lub w *rzeczywistych warunkach pracy* rejestruje się przebieg siły i ugięcia w funkcji czasu dla różnych prędkości zderzeń; stąd poprzez przekształcenie (eliminując czas) otrzymuje się charakterystykę zderzaka, zależność siły w funkcji ugięcia.

Jeśli charakterystyka zderzaka jest wykonana przy prędkości obciążania $v \le 0.05$ m/s to taką charakterystykę nazywamy *statyczną*; jeśli ta prędkość jest większa – otrzymuje się charakterystykę *dynamiczną*.

Najstarsze konstrukcje zderzaków przejmowały tylko energię, np. zderzaki ze sprężyną śrubową. W latach późniejszych uzupełniono zderzaki o funkcję rozpraszania energii.

Znane, współczesne konstrukcje zderzaków, można podzielić [1-8], szczególnie [5]:

sprężynowe lub sprężynowo-cierne,

- z elementami gumowymi lub gumowo-ciernymi,
- z elementami pierścieniowymi,
- sprężynowo-, pierścieniowo-hydrauliczne [1, 4] lub gazowo-hydrauliczne [6],
- z ciekłym elastomerem [2, 3, 6-8].

W pojazdach szynowych stosuje się zderzaki o następujących energiach przejmowania:

- kategorii A $Ep \ge 30 \text{ kJ}$,
- kategorii B $Ep \ge 50 \text{ kJ}$,
- kategorii C $Ep \ge 70 \text{ kJ}.$

Skok zderzaków kolejowych: wagony towarowe f = 0,105 m, wagony osobowe f = 0,110 m.

Aby spełnić stosowne przepisy kolejowe i przenieść odpowiednie duże energie (tak jak dla zderzaka kategorii C) trzeba w konstrukcji zderzaka uwzględnić współdziałanie kilku różnych układów, np. szeregowe połączenie układu pneumatycznego z hydraulicznym [5, 6], równoległe połączenie układu elementów pierścieniowych z układem hydraulicznym [1, 4] i z ciekłym elastomerem [2, 3, 6-8].

Dla zderzaków z elementami gumowymi, gumowo-ciernymi, sprężynowo-, pierścieniowo-, gazowo-hydraulicznymi oraz z ciekłym elastomerem występuje wyraźna różnica pomiędzy statyczną a dynamiczną charakterystyką. Wyjątek stanowią zderzaki z elementami pierścieniowymi, których te charakterystyki są identyczne. Dla zderzaków sprężynowo-ciernych i z elementami pierścieniowymi znamienne są, tzw. zaklinowania elementów w fazie obciążania.

W monografii przedstawiono analizę zależności maksymalnej siły, maksymalnego ugięcia, energii rozpraszanej i przejmowanej oraz współczynnika pochłonięcia energii w funkcji prędkości otrzymane z badań symulacyjnych i doświadczalnych, szczególnie dla zderzaków z elementami gumowymi i z ciekłym elastomerem.

Niektóre definicje:

- Maksymalne ugięcie (skok) zderzaka, fm - maksymalne ugięcie zderzaka,

- Siła końcowa, *Pm* maksymalna siła przenoszona przez zderzak, po osiągnięciu żądanej wartości energii przejmowanej i maksymalnego ugięcia,
- Energia przejmowana, *Ep* ilość energii, jaką zderzak może przejąć przy danym ugięciu (skoku),
- Energia pochłaniana, Er różnica między energią przejmowaną a oddaną (pomiędzy krzywą obciążania i odciążania zderzaka); obie energie określano planimetrem biegunowym PL-1, produkcji PZO – Warszawa,
- Współczynnik pochłonięcia energii, d = Er/Ep (UWAGA: jest on różny od współczynnika tłumienia; inaczej jest definiowana energia przejmowana).

2. Zderzak z elementami gumowymi

Na rysunku 1 przedstawiono zderzak z elementami gumowymi i jego charakterystykę sprężysto-tłumiącą [5].



Rys.1. Zderzak z elementami gumowymi i jego charakterystyka sprężysto-tłumiąca [5] (liczby wskazują prędkości zderzeń wagonów w km/h; zakreskowana charakterystyka – otrzymana przy ściskaniu zderzaka na prasie, *fm* w m)

Składa się on z korpusu 1, płyty dociskowej 2, dziewięciu metalowych elementów 3 i płyty środkowej 4. Całkowite ugięcie zderzaka f = 70 mm. Elementy gumowo-metalowe składają się z dwóch blach stalowych o grubości 2 mm każda, pomiędzy którymi znajduje się zawulkanizowana mrozoodporna guma. Grubość elementu wynosi 41,5 mm.

Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono odpowiednio zależność maksymalnej siły i ugięcia zderzaka w funkcji prędkości obciążania, natomiast na rysunkach 4 i 5 – odpowiednio zależność energii przejmowanej i rozpraszanej oraz współczynnika pochłonięcia energii w funkcji prędkości obciążania.



Rys.2. Przebieg zależności maksymalnej siły zderzaka z elementami gumowymi w funkcji prędkości obciążania



Rys.3. Przebieg maksymalnego ugięcia zderzaka z elementami gumowymi w funkcji prędkości obciążania

Z rysunków 1-5 widać znaczący wpływ prędkości obciążania zderzaka z elementami gumowymi na kształt i przebieg charakterystyki siłowej (charakterystyka typu sztywnego).



Rys.4. Przebieg energii przejmowanej i rozpraszanej zderzaka z elementami gumowymi w funkcji prędkości obciążania



Rys.5. Przebieg współczynnika pochłonięcia energii zderzaka z elementami gumowymi w funkcji prędkości obciążania

3. Zderzak pneumatyczno-hydrauliczny i pierścieniowo-hydrauliczny

Przedstawiono dwa rozwiązania konstrukcyjne zderzaka z elementami przepływowymi: układ pneumatyczno-hydrauliczny [6] i pierścieniowo-hydrauliczny [1, 4].

Na rysunku 6 przedstawiono zderzak pneumatyczno-hydrauliczny [6], na rysunkach 7-11 pozostałe parametry w funkcji prędkości obciążania zderzaka.

Zderzak pneumatyczno-hydrauliczny składa się z dwóch komór powietrznych i dwóch komór hydraulicznych połączonych szeregowo. Rozpraszanie energii głównie następuje w komorze hydraulicznej, dławiony przepływ (na popychaczu).









Rys.9. Przebieg maksymalnego ugięcia zderzaka pneumatyczno-hydraulicznego w funkcji prędkości obciążania









Na rysunku 12 przedstawiono zderzak pierścieniowo-hydrauliczny [1, 4], na rysunku 13 – jego charakterystykę, natomiast na rysunkach 14-16 przebiegi zależności siły maksymalnej, maksymalnego ugięcia, energii przejmowanej i rozpraszanej oraz współczynnika pochłonięcia energii w funkcji prędkości obciążania.



Zderzak pierścieniowo-hydrauliczny składa się z dwóch zderzaków pierścieniowych i układu hydraulicznego pracujących równolegle. Pod wpływem przyłożonego obciążenia ugina się główna sprężyna pierścieniowa i prze-

mieszcza się nurnik, następuje dławiony przepływ cieczy hydraulicznej. Trzpień układu hydraulicznego jest odpowiednio ukształtowany. Po pewnym ugięciu zderzaka włącza się do pracy druga sprężyna pierścieniowa (aby otrzymać założoną charakterystykę pracy zderzaka). Proces ściskania zderzaka kończy się zblokowaniem obu sprężyn.



Rys.13. Charakterystyka zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego [1, 4]

(F1, F2 \equiv Fm, $\dot{\mathbf{X}} 10 \equiv$ v)



Rys.14. Przebieg maksymalnej siły zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego w funkcji prędkości obciążania







Rys.16. Przebieg zależności energii przejmowanej i rozpraszanej zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego w funkcji prędkości obciążania



Rys.17. Przebieg zależności współczynnika pochłonięcia energii zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego w funkcji prędkości obciążania

4. Zderzak elastomerowy

Ciekły silikonowy elastomer (Polastosil ABM –45) jest mieszaniną trzech głównych składników: Polastosil ABM –12, MF, MM oraz składników poślizgowych (olej silikonowy, grafit i talk). Był stosowany od lat 70-tych ubiegłego wieku i jest stosowany obecnie w zderzakach i urządzeniach amortyzujących drgania i uderzenia w pojazdach szynowych i maszynach roboczych.

Ciekły elastomer poddany wysokiemu ciśnieniu w zamkniętej objętości wykazuje ściśliwość dochodzącą do 15%, a jego początkowa newtonowska lepkość jest rzędu 9400 Pas. Może pracować w zakresie temperatur: od -40 do 60°C.

Ciekły silikonowy elastomer może pracować tylko jako zabudowany element ściskany, z dławionym przepływem ścinającym.

W [3] przedstawiono charakterystykę siłową przykładowego zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem BC 1 Z–E [7] (do obciążania wykorzystywano maszynę wytrzymałościową Instron 1126, badano dwa zderzaki nr 1 i 3) i katalogowe dane zderzaka [7].



Rys.18. Przebiegi maksymalnej siły przy ugięciu f=12 mm w funkcji prędkości w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3 BC 1 Z–E (F4 – faza obciążania, Fo4 – faza odciążania; F4 = Fm, N)



Rys.19. Przebiegi energii przejmowanej i rozpraszanej zderzaków BC 1 Z–E nr 1 i 3 w funkcji prędkości badanych

Na rysunku 18 przedstawiono przebiegi siły maksymalnej w funkcji prędkości obciążania przy ugięciu maksymalnym f = 12 mm w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3.

Natomiast na rysunkach 19 do 20 przedstawiono przebiegi energii przejmowanej, rozpraszanej i współczynnika rozproszenia energii w funkcji prędkości obciążania badanych zderzaków.



Rys.20. Przebiegi współczynnika rozproszenia energii zderzaków BC 1 Z–E nr 1 i 3 w funkcji prędkości badanych

Badania przeprowadzono w temperaturze otoczenia od 26,52 do 28,52°C.

Z porównania krzywych z rysunku 19 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 są większe, zwiększają się.

Z porównania 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.

Z rysunku 19 można zauważyć, że wartości energii przejmowanej zderzaka nr 3 są nieznacznie większe od energii przejmowanej zderzaka nr 1, natomiast wartości energii rozpraszanej w obu zderzakach się pokrywają. W przypadku współczynnika rozpraszania energii (rys. 20) przy prędkości obciążania około 100 mm/min współczynniki dla obu zderzaków są zbliżone.

W przypadku większych prędkości obciążania zderzaka, tzn. v = 2 m/s [3] dla ugięcia f = 12 mm siła w fazie obciążania jest 1,8 razy większa w porównaniu do wartości katalogowej charakterystyki zderzaków. Natomiast energia przejmowana, rozpraszana i współczynnik rozpraszania energii (dla zderzaka nr 1) są odpowiednio:

- * Ep-2,3,
- * Er-3,8
- * i d-1,6 razy większa.

Na rysunku 21 przedstawiono zderzak z ciekłym silikonem firmy Domage-Jarret i jego charakterystykę sprężysto-tłumiącą [5].

Zderzak składa się z dwóch zasadniczych części zderzaka wstępnego (do punktu przegięcia) i zasadniczego. Obie części działają podobnie. Zderzak wewnętrzny ma korpus 5, wewnątrz którego są tłoki 1, 2, 3. Tłok 1 spełnia jednocześnie rolę cylindra dla tłoka 2, a tłok 2 spełnia tę rolę dla tłoka 3 opartego

o dno oporowe 4. W cylindrach 1 i 2 znajduje się ciekły elastomer wprowadzony do nich przez zawory 10 i 11. Uszczelnienie pomiędzy cylindrem 7 a tłokiem 3 oraz pomiędzy tuleją 7 a tłokiem 2 stanowią uszczelki wysokociśnieniowe 6 i 8. Pod działaniem zewnętrznej siły ściskającej tłok 1 przemieszcza się do wnętrza korpusu 5 a równocześnie tłok 2 wsuwa się w cylinder 1 (zasadnicze ugięcie) i tłok 3 w cylinder 2 (wstępne ugięcie).



Rys.21. Zderzak z ciekłym silikonem firmy Domange-Jarret i jego charakterystyka sprężysto-tłumiąca [5] (linią ciągłą oznaczono charakterystykę statyczną, natomiast linią przerywaną - dynamiczną)

W wyniku dławionego przepływu w obu częściach zderzaka następuje rozpraszanie energii kinetycznej. Powrót zderzaka do położenia początkowego zapewnia ściśliwość ciekłego elastomeru.



Rys.22. Przebieg maksymalnej siły zderzaka z ciekłym elastomerem w funkcji prędkości obciążania



Rys.23. Przebieg maksymalnego ugięcia zderzaka z ciekłym elastomerem w funkcji prędkości obciążania



Rys.24. Przebieg zależności energii przejmowanej i rozpraszanej zderzaka z ciekłym elastomerem w funkcji prędkości obciążania



Rys.25. Przebieg zależności współczynnika pochłonięcia zderzaka z ciekłym elastomerem w funkcji prędkości obciążania

Czasami zderzak wstępny stanowią elementy gumowe, sprężyna śrubowa lub stos sprężyn talerzowych.

5. Analiza przedstawionych wykresów i danych

Z porównania rysunków 1, 7, 13 i 21 widać, że krzywe charakterystyki sprężysto-tłumiącej zderzaków z elementami gumowymi są typu sztywnego, natomiast pozostałych zderzaków, z elementami przepływowymi, są typu miękkiego.

Współczynnik pochłonięcia energii dla zderzaka z elementami gumowymi wynosi (p. rys. 1 i 5):

- dla charakterystyki statycznej d = 47%,
- dla charakterystyki dynamicznej d = 25 45%.

Analizując zaś rysunek 20, widać że ten rząd współczynnika pochłonięcia energii dla zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem otrzymuje się przy prędkości obciążania około 3-60 mm/min (zależnie od egzemplarza). Zatem od tej prędkości obciążania zderzak z ciekłym elastomerem ma lepsze parametry (mniejszą maksymalną siłę i maksymalne ugięcie – lepsze zabezpieczenie układu, maszyny i dłuższy jej czas pracy, żywotność oraz większą energię przejmowaną, rozpraszaną i współczynnik pochłonięcia energii). Z porównania rysunków 4, 10, 16 i 24 widać, że kształt ich jest podobny, natomiast dla zderzaków z elementami gumowymi występuje duża różnica pomiędzy energią rozpraszaną a przejmowaną.

Analiza rysunków 18-20 i 21-25 pokazuje, że zderzaki z ciekłym silikonowym elastomerem powinny być eksploatowane przy prędkościach nominalnych; z rysunków 18-20 i [3] jest to prędkość v = 2,0 m/s, natomiast dla zderzaka z rysunku 21 – jest to v = 4,17 m/s. Przedstawione zderzaki (rys. 1, 6, 12 i 21) należą do grupy zderzaków, których parametry zależą od szybkości obciążania.

6. Podsumowanie

Z analizy, przeprowadzonych badań i z [3] można sformułować następujące wnioski końcowe:

- 1) Zderzaki hydrauliczno-pneumatyczne, hydrauliczno-pierścieniowe, a zwłaszcza zderzaki z ciekłym elastomerem mogą przenosić i rozpraszać duże energie. Ich charakterystyka sprężysto-tłumiąca jest typu miękkiego.
- 2) Zderzaki z elementami gumowymi przejmują i rozpraszają znacznie mniejsze energie (współczynnik pochłonięcia energii d $\approx 45\%$ statycznie i d = 25-45% dynamicznie) niż pozostałe grupy zderzaków z elementami przepływowymi. Ich charakterystyka jest typu sztywnego.
- 3) Przy prędkości obciążania około 3-60 mm/min (zależnie od egzemplarza) zderzak z ciekłym elastomerem ma współczynnik pochłonięcia energii większy niż zderzak z elementami gumowymi. Zatem zderzak z ciekłym elastomerem ma znacznie lepsze parametry niż zderzak z elementami

gumowymi (daje mniejszą maksymalną siłę i maksymalne ugięcie – lepiej zabezpiecza układ, maszynę i daje dłuższy jej czas pracy, żywotność oraz ma większą energię przejmowaną, rozpraszaną i współczynnik pochłonięcia energii).

- 4) Zderzaki pneumatyczno-hydrauliczne i pierścieniowo-hydrauliczne przejmują i rozpraszają duże energie, przy czym w pierwszym przypadku mogą wystąpić problemy ze szczelnością zderzaka i jego gotowością do następnego cyklu pracy, natomiast w drugim przypadku – ciężar i ewentualnie zakleszczanie się elementów pierścieniowych podczas pracy. Współczynnik pochłonięcia energii – dynamicznie wynosi około d = 70-95%.
- 5) Należy dążyć w projektowaniu tych zderzaków lub w doborze tych zderzaków, aby zderzaki z ciekłym silikonowym elastomerem pracowały w warunkach dynamicznych, przy swoich nominalnych prędkościach pracy (dla pojazdów szynowych są to prędkości rzędu v = 4,17 m/s), wówczas mogą rozpraszać nawet około 85% energii.
- 6) Prostota budowy zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem (p. rys. 21) i bardzo dobre własności użytkowe (w tym bardzo duży współczynnik pochłonięcia energii) wyróżniają te zderzaki wśród innych przedstawionych wyżej powodując, że są obecnie powszechnie stosowane w naszym kraju i w wielu krajach Europy oraz świata.

Literatura

- 1. Chrobot M., Chrostowski H., Gałąź R.: Zderzak o dużej energii przejmowania, patent nr 113737, świadectwo autorskie nr 158185 z dn. 25.10.1982.
- Dudek D., Gałąź R.: Sprzęgło podatne z ciekłym silikonowym elastomerem (uwagi wstępne). Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napęd Maszyn Transportowych – 2007", Wisła 2007.
- 3. Gałąź R.: Badania doświadczalne zderzaka z ciekły silikonowym elastomerem. KOMAG, Cylinder 2009, Praca zbiorowa, Badania, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja układów hydraulicznych, Monografia, Gliwice 2009.
- 4. Gałąź R.: Modelowanie i symulacja zderzenia dwóch różnych układów sprężysto-tłumiących na przykładzie wagonów kolejowych. Praca doktorska, Wrocław 1980.
- 5. Gąsowski W.: Kolejowe sprzęgi samoczynne. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1976.
- 6. Nowak R., Zagórski Z.: O pewnych możliwościach kształtowania statycznej charakterystyki siłowej gumowych amortyzatorów zderzaków wagonów kolejowych. Praca doktorska, Poznań 1982.
- 7. Prospekty: <u>www.enidine.eu</u>, s. 95-96.
- 8. Seńko J.: Metodyka badań obciążeń pociągu towarowego wyposażonego w zderzaki z dodatkowym segmentem rozpraszającym energię. Praca doktorska, Warszawa 2007.

Badania wytrzymałościowe płaskich dennic kompozytowych zbiorników ciśnieniowych o dużych średnicach

Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocka

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki badań wytrzymałościowych związanych z wdrożeniem do produkcji płaskich dennic kompozytowych w zbiornikach o dużej średnicy (duży iloczyn pV). Wymagania sanitarne nakładają na producentów zbiorników ciśnieniowych, stosowanych w stacjach uzdatniania wody pitnej, obowiązek wykonywania ich ze stali gatunkowych (nierdzewnych i kwasoodpornych). Zwiększa to znacznie koszty wytwarzania dennic elipsoidalnych lub płaskich wzmacnianych żebrami stalowymi. Jako rozwiązanie zaproponowano więc wzmacnianie cienkiej warstwy uszczelniającej (blacha o grubości kilku mm) kompozytem żelbetowym lub kompozytem betonowym ze zbrojeniem rozproszonym (siatka poliwęglanowa).

1. Wstęp

Na podstawie analiz przeprowadzonych w poprzednich etapach [4] model zbiornika do badań wykonano ze stali konstrukcyjnej zwykłej jakości S 235 JGR, o średnicy 2000 mm i jednakowej grubości płaszcza cylindrycznego oraz dna płaskiego równej 8 mm oraz wysokości 1000 mm. Podyktowane zostało to względami praktycznymi uwarunkowanymi możliwością obciążenia ciśnieniem wewnętrznym zbiornika (za pomocą wody) oraz ułatwieniem realizacji pomiarów naprężeń i odkształceń dna płaskiego.

Oprócz wariantów z dnami kompozytowymi rozpatrzono też przypadki ze wzmocnieniem w postaci rury w osi zbiornika lub kilku rur o na obwodzie oraz ze wzmocnieniem krzyżowym, jako ewentualną alternatywą do dodatkowego wzmocnienia dna lub w przypadku wymagań konstrukcyjnych zbiorników specjalnego przeznaczenia (np. filtry wody).

Przedmiotem badań wytrzymałościowych jest model stalowego zbiornika ciśnieniowego z dennicą płaską stalową wzmocnioną (rys. 1, 2, 3), w wariancie A1 – płytą betonową ze zbrojeniem rozproszonym i siatką, a w wariancie A2 – płytą żelbetową. W modelu tym mierzono naprężenia i odkształcenia dna płaskiego, które zostały uprzednio obliczone metodą elementów skończonych [3].

2. Pomiar naprężeń i odkształceń

2.1. Rozmieszczenie tensometrów na dennicy

Na poniższych rysunkach przedstawiono rozmieszczenie punktów pomiarowych na zbrojeniu płyty żelbetowej oraz bezpośrednio na górnej powierzchni stalowej części dennicy.



Rys.1. Cechy konstrukcyjne modelu i prototypu zbiornika



Rys.2. Modele badanych dennic kompozytowych



Rys.3. Zbiornik ciśnieniowy z widocznym zbrojeniem dennicy płaskiej oraz naklejonymi tensometrami



Rys.4. Szczegół rozmieszczenia tensometrów na zbrojeniu

W przypadku betonowej dennicy kompozytowej ze zbrojeniem rozproszonym z włókien poliuretanowych i siatki z włókna węglowego, tensometry naklejono na dno stalowe przed zalaniem betonu (tensometry 1, 2, 3, 4) i na powierzchni kołnierza betonowego (tensometry 5 i 6), oraz na powierzchni betonu (tensometry 7 i 8), tak jak przedstawiono to na rysunku 5.



Rys.5. Rozmieszczenie tensometrów w zbiorniku (wariant A1)

Pomiary realizowano w kilku etapach – jednocześnie rejestrując odkształcenia w ośmiu punktach pomiarowych (wariant A1) i w szesnastu punktach pomiarowych (wariant A2).

Do realizacji pomiarów wykorzystano układ dwóch rejestratorów drgań typu SPIDER8 firmy Hottinger HBM wraz z czujnikami tensometrycznymi o bazie 10 mm. Pomiary odkształceń prowadzono jednocześnie na ośmiu (szesnastu) kanałach pomiarowych z wykorzystaniem tensometrów elektrooporowych firmy Micro-Measurements Division (o bazie pomiarowej 10 mm, wartości rezystancji 120 Ω i stałej k = 2,055 ±0,5%). Tensometry podłączono w układzie półmostka z kompensacją temperatury. Rejestrację odkształceń prowadzono przy dolnym zakresie pomiarowym 3 mV/V i próbkowaniu 5 Hz. Zastosowano filtr Bessela o górnej częstotliwości odcięcia 0,5 Hz.

Stanowisko pomiarowe pokazano na rysunku 6.



Rys.6. Widok stanowiska pomiarowego złożonego z dwóch SPIDER-ów'8 i notebooka

Przed przystąpieniem do badań przeprowadzono sprawdzenie dokładności wskazań układu pomiarowego na specjalnie do tego celu przygotowanym układzie wzorcowym, złożonym ze stalowego płaskownika (o wymiarach 485× 45,2×5,85 mm, wskaźniku wytrzymałości W = 257,81 mm³ i module Younga E = 215 GPa) z naklejonymi na górnej powierzchni tensometrami elektrooporowymi (k = 2,06) oraz tensometrami kompensacyjnymi naklejonymi na mniejszym, wykonanym z tej samej stali płaskowniku – niepoddawanym obciążeniom zewnętrznym. Pomiary testowe prowadzono w zakresie naprężeń od 0 do 65 MPa.

2.2. Wyniki pomiarów odkształceń i naprężeń w żelbetowym dnie kompozytowym

Zgodnie z wyżej przedstawioną metodyką obciążano zbiornik ciśnieniem (wtłaczano wodę) i rejestrowano naprężenia i odkształcenia dna kompozytowego, a wyniki podano na poniższych wykresach.

Zbiornik obciążano ciśnieniem (od 0 do 0,5 MPa) przez 15000 cykli, co odpowiada okresowi eksploatacji zbiornika przez 20 lat (w projektowaniu przyjmuje się zazwyczaj taką trwałość). Stwierdzono tylko nieznaczne rysy na betonie, a odkształcenie dna nie przekraczało około 10 mm.



Rys.7. Odkształcenia dna w funkcji czasu w badanych punktach (pomiar ciągły nr 2)



Rys.8. Odkształcenia dna w funkcji czasu (pomiar nr 2 – wskazania z poszczególnych tensometrów)









2.3. Wyniki pomiaru odkształceń i naprężeń w dnie zbiornika wzmocnionego betonem ze zbrojeniem rozproszonym i siatką poliwęglanową

W podobny sposób zarejestrowano odkształcenia i naprężenia w dnie ze zbrojeniem rozproszonym, a wyniki przedstawiono poniżej.





Rys.11. Odkształcenie dna w funkcji czasu (pomiar ciągły nr 1)

Rys.12. Odkształcenie dna w funkcji czasu (szczegół pomiaru nr 1)

W trakcie pomiarów stwierdzono stosunkowo duży rozrzut wyników odporności na pękanie przy zginaniu, co jest charakterystyczną cechą kompozytów betonopodobnych, która związana jest z niejednorodnością struktury zbrojenia rozproszonego [1, 2, 5].



Rys.13. Naprężenia w funkcji ciśnienia w zbiorniku (pomiar nr 1)



Rys.14. Odkształcenia dna w funkcji czasu (pomiar ciągły nr 2)

Pierwsze zarysowania górnej powierzchni płyty betonowej, które pokazano na poniższych rysunkach pojawiły się już przy obciążeniu ciśnieniem wynoszącym około 0,1 MPa.







Rys.16. Naprężenia w funkcji ciśnienia (pomiar nr 2)

Zwiększanie ciśnienia w zbiorniku powyżej 0,2 MPa powodowało zwiększanie się szczelin w płycie kompozytowej, lecz płyta stalowa zapewniała w dalszym ciągu szczelność konstrukcji.



Rys.17. Oznaczenia rys



Rys.18. Widok rysy S2 przy ciśnieniu w zbiorniku, p = 0,12 MPa



Rys.19. Widok rysy S2 przy ciśnieniu w zbiorniku p = 0,18 MPa



Rys.20. Widok rysy S2 przy ciśnieniu w zbiorniku p = 0,18 MPa

3. Podsumowanie i wnioski

Otrzymane wyniki pomiarów potwierdzają z dobrą dokładnością wyniki obliczeń numerycznych, co świadczy o prawidłowości przyjętych założeń w modelach obliczeniowych. W przypadku dennicy wzmacnianej żelbetem nie stwierdzono występowania rys na betonie przy obciążeniu ciśnieniem rzędu 0.4 MPa, (napreżenia w dnie kompozytowym nieprzekraczajace 200 MPa, a przemieszczenia rzędu kilku mm), a więc ciśnieniu jakie może wystąpić podczas eksploatacji zbiorników ciśnieniowych stosowanych, w szczególności w technice wodnej (np. w stacjach uzdatniania wody). Przeprowadzono badania trwałościowe tak skonstruowanej dennicy poddając ją obciążeniu ciśnieniem (15000 cykli obciążeń zmiennym ciśnieniem od 0 MPa do 0,5 MPa - odpowiada to eksploatacji zbiornika poddawanego zmiennemu obciążeniu ciśnieniem przez okres około 20 lat). W trakcie badań nie stwierdzono występowania istotnych rys w betonie (przy niszczeniu wzmocnienia dna nie stwierdzono także uszkodzeń wewnętrznych, tak struktury betonu jak i prętów zbrojeniowych). Świadczy to o przydatności takiego dna kompozytowego do produkcji zbiorników ciśnieniowych o dużej objętości (duży iloczyn pV).

W przypadku dennicy stalowej wzmocnionej betonem ze zbrojeniem rozproszonym i poliwęglanową siatką zbrojeniową osiągnięto naprężenia rzędu 15 MPa, a więc kilkakrotnie większe niż publikowane wyniki badań (w literaturze wartość ta podawana jest na poziomie 2 MPa, lecz wyłącznie tylko dla betonu z samym zbrojeniem rozproszonym). W badanym dnie zastosowano jeszcze dwie siatki poliwęglanowe obrócone względem siebie o 45° (rys. 2), co dało tak znaczne zwiększenie wytrzymałości dna kompozytowego. Producent tej siatki nie posiada wyników badań, które mogłyby potwierdzić uzyskane wyniki. Można więc przyjąć z dużym prawdopodobieństwem, iż wyniki te są prawidłowe, a więc to rozwiązanie konstrukcyjne może być przydatne w produkcji zbiorników o dużej średnicy (znaczne zmniejszenie masy płaskiej dennicy kompozytowej) obciążonej ciśnieniem wewnętrznym zbiornika nie przekraczającym 0,1 MPa.

Reasumując należy stwierdzić, iż zastosowanie płaskich dennic kompozytowych (składających się z cienkiej płyty stalowej zapewniającej szczelność zbiornika i żelbetu lub betonu ze zbrojeniem rozproszonym oraz siatka poliwęglanowa) upraszcza konstrukcję zbiornika (dennica dolna wykonana bezpośrednio w fundamencie, a dennica górna wykonana tak jak przedstawiono to na rysunku 2, w wariancie A1 i A2), pozwala zwiększać jego pojemność, szczególnie tam, gdzie ograniczona jest ona warunkami budynku oraz zmniejsza koszty wykonania (jest to szczególnie istotne w przypadku produkcji zbiorników ze stali gatunkowych, które stosowane są obligatoryjnie w przygotowaniu wody pitnej). Eliminuje także konieczność stosowania stalowych dennic elipsoidalnych, szczególnie o dużych średnicach, których wykonywanie jest trudne techniczne i kosztowne).
Literatura

- Domański T., Czwianianc A.: Wpływ zbrojenia rozproszonego na parametry mechaniczne betonu. 51 Konferencja Naukowa KILiW PAN i KN PZITB, Krynica 2005.
- Glinicki M., Litorowicz A., Zieliński M.: Interpretacja badań odporności fibrobetonów na pękanie przy zginaniu. 47 Konferencja Naukowa KILiW PAN i KN PZITB, Krynica 2001.
- 3. Ickiewicz J.: Obliczanie nieżebrowanych den płaskich zbiorników ciśnieniowych. Acta Mechanica et Automatica. Vol. 3 no. 1, 2009.
- 4. Ickiewicz J.: Opracowanie dokumentacji modelu i prototypu zbiornika. Projekt celowy – Etap 3 - Wdrożenie produkcji zbiorników ciśnieniowych z płaskimi dennicami kompozytowymi (na prawach rękopisu), Białystok 2009.
- 5. Kachlakev D., Miller T., Yim.: Finite element modeling of reinforced concrete structures strengthened with FRP laminates 2001.

Praca została wykonana w Politechnice Białostockiej ramach projektu celowego: ROW–II-465/2008, umowa Nr II-312/P-348/2009 – Wdrożenie produkcji zbiorników ciśnieniowych z płaskimi dennicami kompozytowymi.

Analiza właściwości dynamicznych układu hydraulicznego za pomocą grafów rozgrywających parametrycznie

Adam Deptuła – Politechnika Opolska

Streszczenie. Opracowanie przedstawia zastosowanie grafów zależności i struktur rozgrywających parametrycznie do analizy i syntezy własności dynamicznych układu maszynowego. Skierowany graf zależności przepływu sygnałów w układzie maszynowym opisuje powiązania wielkości wejściowych, wyjściowych oraz parametrów konstrukcyjnych. Przeprowadzono ocenę informacyjną otrzymanych rozwiązań grafowych dla optymalizacji konstrukcji z uwzględnieniem dekompozycji decyzyjnej na pojedyncze parametry konstrukcyjne i/lub eksploatacyjne. Wprowadzono wielokrotną numerację wierzchołkową jednoznacznie określającą podporządkowanie elementów w układzie. W celu dokładniejszego odwzorowania analizowanego układu hydraulicznego wprowadzono dodatkowy wierzchołek czasowy, uzyskując strukturę z zamkniętą pętlą sprzężenia zwrotnego.

1. Wstęp

We współczesnej technice występują systemy zawierające układy o różnym charakterze fizycznym, np.: elektromechaniczne, pneumatyczne, hydrauliczne, itp. Projektowanie i analiza tego typu systemów wymaga stosowania odpowiednich form opisu i metod badawczych w celu zastosowania odpowiedniej procedury optymalizacyjnej. W studium dynamiki dowolnego systemu występują zwykle trzy etapy:

- opracowanie modelu matematycznego, tzn. sformułowanie związków (np. równań różniczkowych) opisujących procesy zachodzące w przyjętym modelu fizycznym,
- określenie własności dynamicznych układu na podstawie badań modelu matematycznego; własności te pozwalają przewidywać przebiegi procesów wywołanych różnymi przyczynami,
- podjęcie ewentualnych decyzji projektowych zmierzających do zapewnienia pożądanych (optymalnych) zmian w zachowaniu badanego układu.

Model procesu projektowania danego układu musi umożliwić ustalenie odpowiednich relacji oraz prawidłowości potrzebnych do ilościowego ujęcia tego procesu. Powinien także zawsze uwzględniać możliwości rozwoju danego układu w zakresie strukturalnym i parametrycznym.

Zagadnienie modelowania układów mechanicznych za pomocą grafów sprowadza się m.in. do analizy i syntezy, gdzie korzysta się z analogii wynikającej z identycznego ich opisu matematycznego. Modele opisują dany układ z różną dokładnością. Optymalizacja przebiegu obliczeń, a także znalezienie wersji optymalnych projektowanego układu wymagają spełnienia odpowiednich ograniczeń oraz maksymalizacji albo minimalizacji zbioru kryterialnego. Grafy i liczby strukturalne od dawna odgrywają rolę jako modele układów mechanicznych [26, 27] i nadal są systematycznie rozwijane [2, 3].

Ponadto w badaniach analizy i syntezy liniowych i nieliniowych układów regulacji przydatne są również modele dynamiczne przedstawione w postaci równań macierzowo-wektorowych [1]. Macierze strukturalne i równania stanu umożliwiają w prosty sposób przedstawienie struktury funkcjonalnej i dynamicznej złożonych układów regulacji, a także określenie związków między współrzędnymi stanu układu oraz między współrzędnymi stanu a parametrami wejściowymi (sterującymi, zakłócającymi i wymuszającymi) [13].

Grafy przepływu mocy (grafy wiązań) i ich związek z modelowaniem układu zostały przedstawione m.in. w [4, 21], natomiast grafy stosowane w układach hydraulicznych w [22]. Istnieje także wiele opracowań literaturowych dotyczących zastosowania Bond Graphs dla układów hydraulicznych [14, 18, 20]. Ponadto istnieją specjalne grafy strumieniowe, np.: w inżynierii chemicznej i procesowej.

W odróżnieniu od grafów, struktury dendrytowo-drzewiaste nie mają cykli, ale może istnieć różna liczba wierzchołków początkowych. Dlatego takie struktury mają zastosowanie do wariantowego przeszukiwania i optymalizacji rozwiązań projektowanego układu, np.: [24, 25].

W opracowaniu model matematyczny układu maszynowego stanowi grupa funkcji wiążących ze sobą różne zmienne i w ten sposób opisujących powiązania między wielkościami w układzie. Zmienne reprezentują określone właściwości układu, na przykład zmierzone wartości wyjść układu, wartości liczników, wystąpienia zdarzeń (tak/nie), itp. Tablice decyzyjne i funkcje logiczne [7, 17, 23, 24] mają zastosowanie w zagadnieniach modelowania układów maszynowych, które opisane są m.in. równaniami różniczkowymi (zwyczajnymi lub cząstkowymi). Występujące parametry konstrukcyjne mają wpływ na przebieg nieznanych funkcji zależnych od czasu. Tradycyjna analiza typu Wejście \rightarrow Wyjście i Wyjście \rightarrow Wejście danego układu metodą grafu zależności prowadzi do otrzymania grup wierzchołkowych o następujących własnościach [6]:

- elementy wewnątrz danej grupy mają dużo połączeń informacyjnych,

– poszczególne grupy mają wzajemnie mało połączeń informacyjnych.

W ten sposób otrzymuje się wytyczne konstrukcyjne. Należy zaznaczyć, że istnieje możliwość otrzymania wielokrotnych (wieloznacznych) rozwiązań z grafu zależności i dlatego selekcję odpowiednich podrozwiązań można przeprowadzić z wykorzystaniem klasyfikatorów drzewiastych z sieci neuronowych [11, 23]. Preferowane jest uzyskanie jak największej informacji na temat zależności występujących pomiędzy poszczególnymi parametrami w układzie. Dlatego odmienne podejście może być przeprowadzone jako przetłumaczenie skierowanego grafu zależności na strukturę drzewiastą rozgrywającą parametrycznie [16, 17]. Ponieważ dane parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne mogą być matematycznie związane ze sobą w różny sposób, konieczny jest zapis skierowanego grafu zależności w celu określenia zmiennych decyzyjnych.

2. Zastosowanie grafu zależności do analizy własności dynamicznych układu maszynowego

Model matematyczny danego układu maszynowego jest opisany układem równań algebraiczno-różniczkowo-całkowych, w których występują znane wartości liczbowe parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych i niewiadome funkcje zależne od czasu. W wyniku zapisania i przeprowadzenia rozkładu grafu zależności tych funkcji, otrzymuje się grupy rozkładu, które strukturalnie opisują własności kolejnych podukładów danego układu maszynowego oraz zbiór odpowiednich parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

Aby daną strukturę układu zaprojektować na inne warunki pracy, należy zmienić wartości liczbowe parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych. Wobec nowych zalecanych warunków pracy zmienią swoje zachowanie niewiadome funkcje zależne od czasu. Dlatego obowiązuje zasada, że wierzchołkami grafu są oceniane funkcje zależne od czasu, natomiast decyzjami – parametry konstrukcyjne i /lub eksploatacyjne oraz przekształcenia analityczno-algebraiczne.

Przykład

Na rysunku 1 [19], przedstawiono uproszczony schemat hydrauliczny układu składającego się z pompy zębatej, zaworu przelewowego, rozdzielacza i silnika obciążonego dużym masowym momentem bezwładności, natomiast na rysunku 2 przedstawiono schemat blokowy układu w pakiecie programu Matlab/Simulink. W opracowaniu celowo nie podano wartości liczbowych parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych, gdyż nie będą wyznaczane wykresy w procesie modelowania.



Rys.1. Schemat hydrauliczny układu

Model matematyczny powyższego układu ma postać:

1) równania natężenia przepływu z pompy:

$$Q_{s} = Q_{p} - \frac{1}{R_{p0}} p_{p} - Q_{zp} \quad \text{gdzie} \ \frac{1}{R_{p0}} = \frac{1}{R_{pp}} + \frac{1}{R_{pz}} + \frac{1}{R_{r}} + \frac{1}{R_{s}}$$
(1)

oraz:

 p_p – ciśnienie w linii tłocznej pompy,

 Q_p – wydajność teoretyczna pompy,

 Q_{zp} – natężenie przepływu przez zawór przelewowy,

Qs – natężenie przepływu podawane do części odbiorczej układu;

 R_{p0} – wypadkowa oporność przecieków wewnętrznych w układzie,

 R_{pp} – oporność przecieków pompy określona ze sprawności wolumetrycznej,

 R_{pz} – oporność przecieków zaworu przelewowego określona z nachylenia charakterystyki statycznej zaworu dla ciśnień poniżej ciśnienia otwarcia,

 R_r – oporność przecieków rozdzielacza,

 R_s – oporność przecieków silnika określona ze sprawności wolumetrycznej,

2) równania zaworu przelewowego:

$$Q_{zp} = 0$$
 dla $p_p \le p_0$ $\frac{dQ_{zp}}{dt} = \frac{K}{T} p_p - \frac{1}{T} Q_{zp}$ dla $p_p > p_0$ (2)

gdzie:

T – stała czasowa zaworu przelewowego,

K- przewodność zaworu przelewowego (nachylenie charakterystyki statycznej w zakresie $p_p > p_0)$

3) równania strat ciśnienia na odcinku pompa – silnik:

$$p_p = R_l Q_s + p_s \tag{3}$$

gdzie:

 p_s – ciśnienie w komorze silnika,

- Qs natężenie przepływu podawane do części odbiorczej układu na uzupełnienie strat wywołanych ściśliwością cieczy i niezbędne do zapewnienia silnikowi odpowiedniej prędkości obrotowej,
- R_l oporność instalacji hydraulicznej; oporność instalacji uwzględnia straty ciśnienia w przewodach i na rozdzielaczu,

4) równania dopływu do silnika:

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{1}{C}Q_s - \frac{D}{C}\omega \tag{4}$$

gdzie:

 ω – prędkość kątowa wału silnika,

D – chłonność jednostkowa silnika,

C – kapacytancja układu,

$$C = \frac{V}{B}$$

gdzie:

V-objętość cieczy w linii tłocznej układu,

- $B-{\rm zastępczy}\ {\rm modul}\ {\rm ściśliwości}\ {\rm cieczy}\ {\rm uwzględniający}\ {\rm również}\ {\rm sprężystośc}\ {\rm ścianek}\ {\rm przewodów},$
- 5) równania momentów silnika:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{D}{J} p_s - \frac{R}{J} \omega, \tag{5}$$

gdzie:

- R oporność mechaniczna w ruchu obrotowym silnika,
- $J-{\rm duży}$ masowy moment bezwładności mas wirujących, obciążający silnik zębaty.



Rys.2. Schemat blokowy układu

Przedstawiony model matematyczny nie zawiera dosłownie wielkości obciążenia zewnętrznego w postaci momentu M_s , chociaż związek dla Q_p oraz ω jest zaznaczony informacyjnie jako k na rysunku 4. W szczególności, jeśli nie jest obciążony silnik, tzn. nawet cały układ hydrauliczny, to ciśnienie zasilające należy porównać ze stratami hydrauliczno-mechanicznymi. W opracowaniu wielkość k posiada sens informacyjny, natomiast w ogólnym przypadku analizy strukturalnej należy uwzględnić przepływy informacji, masy i energii. Dlatego można uznać równania (4) i (5) za szczególne przypadki bardziej ogólnych równań [13]:

$$M_{S} = \frac{V_{S}}{2\pi} p_{S} - \left(J\frac{d}{dt} + B\right)\omega_{S}$$
$$\omega_{S} = \frac{2\pi}{V_{S}} \left[Q_{S} - \left(C_{h}\frac{d}{dt} + K_{w}\right)p_{S}\right]$$

gdzie:

Vs – objętość robocza silnika,

J – moment bezwładności silnika,

B – współczynnik tarcia lepkiego w silniku,

 C_h – pojemność hydrauliczna silnika,

Kw – współczynnik przecieków w silniku,

które można przekształcić do postaci bardziej przypominających równania (4) i (5):

$$\frac{d}{dt}p_{S} = \frac{1}{C_{h}}Q_{S} - \frac{V_{S}}{2\pi C_{h}}\omega - \frac{K_{w}}{C_{h}}p_{S}$$
$$\frac{d}{dt}\omega_{S} + \frac{M_{S}}{J} = \frac{V_{S}}{2\pi}\frac{p_{S}}{J} - \frac{B}{J}\omega_{S}$$

co jest zgodne z ogólnym modelem dynamicznym silnika [13] (rys. 3).



Rys.3. Ogólny model dynamiczny silnika

Ponieważ niewiadome funkcje (parametry) P_p , P_s , Q_s , Q_{zp} , ω są obliczane m.in. na podstawie danego wejścia układu Q_p , więc istnieje struktura systemowa (rys. 3). Wynikają stąd następujące zapisy grafu zależności:

1) z jakich sygnałów powstał dany sygnał:

 $Q_{zp}(P_p)$; $P_p(Q_s, P_s)$; $P_s(Q_s, \omega)$; $\omega(P_s)$; $Q_s(Q_p, P_p, Q_{zp})$;

2) jakie sygnały tworzy dany sygnał:

 $Q_s(P_p, P_s); P_p(Q_{zp}, Q_s); Q_{zp}(Q_s); P_s(P_p, \omega); Q_p(Q_s); \omega(P_s)$



Rys.4. Struktura systemowa układu hydraulicznego

Ogólnie można otrzymać rozwiązanie grafowe w ujęciu drzewiastym dla układu hydraulicznego z rysunku 1 przy uwzględnieniu parametrów konstrukcyjnych i następujących warunkowych zapisów zależności:

1) z jakich sygnałów powstał dany sygnał:

 $Q_{zp}(P_p/K,T)$; $P_p(P_s;Q_s/R_l)$; $P_s(Q_s/C;\omega|C,D)$; $\omega(P_s/D,J;R)$; $Q_s(Q_p;P_p/R_{p0};Q_{zp})$; 2) jakie sygnały tworzy dany sygnał:

 $Q_s(P_p, R_l; P_s, C); P_p(Q_{zp}, K, T; Q_s, R_{p0}); Q_{zp}(Q_s); P_s(P_p; \omega, D, J); Q_p(Q_s); \omega(P_s, D, C)$

W tym przypadku ostatecznie otrzymano rozwiązanie grafowe (dla wierzchołka początkowego Q_n), które jest wieloznaczne (wielokrotne) z punktu widzenia kolejnego otrzymywania konkurencyjnych podgrup drugiego i czwartego rzędu:

$$-(\{Q_{p}, Q_{s}, P_{p}, P_{s}, R_{b}, C\}), --(\{T, Q_{zp}\}, \{K\}), --(\{Q_{zp}\}, \{K\}, \{T\}), --(\{K, Q_{zp}\}), \{T\}, ---\{R_{p0}\}, ----(\{\omega, J\}, \{D\}), ----(\{\omega, D\}, \{J\}, \{J\}, \{S\}))$$

3. Skierowany graf przepływu sygnałów dla struktur rozgrywających parametrycznie

Układ hydrauliczny (rys. 1), składający się z elementów połączonych ze sobą w sposób umożliwiający przepływ sygnałów, może być zapisany za pomocą grafu zależności dla struktur drzewiastych rozgrywających parametrycznie [8, 9, 10]. W układzie otwartym przepływ sygnału występuje tylko w jednym kierunku od wejścia do wyjścia (tzn. sygnał wyjściowy jako infor-

macja nie jest podany z powrotem na wejście). Jedną z cech dynamicznych układów maszynowych wynikającą z ich natury jest występowanie bardzo licznych prostych, skośnych i złożonych sprzężeń zwrotnych. Sprzężenie zwrotne zapewnia wpływ uzyskanych w procesie optymalizacji wyników z bloku końcowego (w postaci charakterystyk czasowych wielkości zależnych od czasu) na selekcję i możliwość wykorzystania informacji merytorycznych napływających do bloku początkowego.

Aby dany układ mógł być analizowany jako układ zamknięty, konieczne jest sprzężenie zwrotne powodujące, że sygnał wejściowy nie zależy jedynie od wewnętrznego stanu obiektu, ale także od aktualnej wartości sygnału wyjściowego. Dlatego konieczne jest wprowadzenie w zapisie grafu zależności dodatkowego wierzchołka początkowego Q_n połączonego z wierzchołkiem końcowym ω powrotną decyzją przejścia k. Ostatecznie model matematyczny analizowanego układu hydraulicznego może być jednoznacznie zapisany za pomocą skierowanego grafu zależności przepływu sygnałów przedstawionego na rysunku 5.



Rys.5. Skierowany graf zależności przepływu sygnałów

Przetłumaczenie skierowanego grafu zależności na strukturę drzewiastą z cyklami, a następnie na strukturę rozgrywającą parametrycznie, pozwala na określenie obszaru rozwiązań dopuszczalnych, a następnie wybór właściwej procedury optymalizacyjnej.

Struktura rozgrywająca parametrycznie określa nowe stany pracy układu jako następstwa podjętych decyzji, tj. zmian wartości parametrów konstruk-

cyjnych i/lub eksploatacyjnych. Dobór obszaru zmienności tych parametrów powinien być jak najlepszy, umożliwiający uzyskanie w procesie optymalizacji odpowiedniej funkcji celu (np. wydajności właściwej, sprawności, podwyższenia trwałości). Zasób i rodzaj informacji, uzyskany z modelu matematycznego opisującego analizowany musi być jak największy. Dlatego przeprowadza się rozkład grafu zależności od danego wierzchołka, uwzględniając wszystkie parametry konstrukcyjne i/lub eksploatacyjne zapisane oddzielnie, a nie sposobem interakcyjnym. Taki sposób rozkładu grafu zależności na strukturę rozgrywającą parametrycznie od wierzchołków początkowych Q_s i P_p z uwzględnieniem dodatkowego wierzchołka początkowego przedstawiono w pracy [9]. Każda ze struktur posiada właściwy zapis analityczny (G_i^+ oraz G_i^{++} , gdzie *i* oznacza wierzchołek, od którego dokonano rozkładu grafu), jednoznacznie określający sposób przejścia z grafu zależności na strukturę drzewiastą.

Każdy element q_r ma zawsze podporządkowane sobie podległe elementy q_i . Zarówno elementy q_r , jak i elementy q_i mogą występować wiele razy w wyrażeniu G_i^{++} w nawiasach $\binom{k}{\dots}^k$ o różnych wartościach indeksu k, a więc na różnych piętrach struktury drzewiastej. Dlatego konieczne jest wprowadzenie wielokrotnej numeracji wierzchołkowej, jednoznacznie określającej podporządkowanie elementów w układzie [8].

W dalszej części pracy przedstawiono rozkład grafu zależności przepływu sygnałów od ustalonego wierzchołka początkowego Q_s z uwzględnieniem wielokrotnej numeracji wierzchołkowej i dodatkowego wierzchołka początkowego Q_p dla sprzężenia zwrotnego.

W pierwszej kolejności otrzymuje się strukturę drzewiastą z cyklami (rys. 6), opisaną wstępnie równaniem (6). Ponieważ z odpowiedniego wierzchołka końcowego można powrócić do wierzchołka wcześniejszego, a nawet początkowego, to uzyskuje się zapis analityczny (7).

$$\begin{aligned} G_{Qs}^{+} &= (^{0}Q_{s0}^{-1}(^{1}RIPp_{1}^{-1}(^{2}-\frac{1}{R_{po}}Q_{s2}^{-1}, K\frac{dQ_{xp}^{-1}}{dt_{2}}(^{3}\int dtQ_{xp3}^{-1}(^{4}-\frac{1}{T}\frac{dQ_{xp}^{-1}}{dt_{4}}, -Q_{s4}^{-1})^{4})^{3}, \frac{1}{T}\frac{dQ_{xp}^{-2}}{dt_{2}}(^{3}\int dtQ_{xp3}^{-2}(^{4}-\frac{1}{T}\frac{dQ_{xp}^{-2}}{dt_{2}}, -Q_{s4}^{-1})^{4})^{3}, \frac{1}{T}\frac{dQ_{xp}^{-2}}{dt_{2}}(^{3}\int dtQ_{xp3}^{-2}(^{4}-\frac{1}{T}\frac{dQ_{xp}^{-2}}{dt_{2}}, -Q_{s4}^{-1})^{3})^{2}, \frac{1}{T}\frac{dPs^{-1}}{dt_{2}}(^{2}\int dtP_{s2}^{-1}(^{2}\int dtP_{s3}^{-1}, D\frac{d\omega^{1}}{dt_{3}}, \frac{d}{f}\int dt\omega_{4}^{1}(^{5}kQp_{5}^{-1}(^{6}I[t]Qs_{6}^{-1})^{6}, -\frac{1}{C}\frac{dPs^{-1}}{dt_{5}}, D\frac{dPs^{-1}}{dt_{5}}, \frac{1}{2}\frac{dW^{2}}{dt_{5}}, \frac{1}{2}\frac{dW^{2}}{dt_{5}}, -\frac{1}{2}\frac{dW^{2}}{dt_{5}}, \frac{1}{2}\frac{dW^{2}}{dt_{5}}, \frac{1}{2}\frac{dW^{2}}{dt_{5$$

$$(^{6} - \frac{1}{T} \frac{dQ_{xp}}{dt} {}^{2^{4}}_{64}, -Q_{x60}^{20})^{6})^{5})^{4}, D\frac{d\omega}{dt} {}^{1}_{3} (^{4} \int dt\omega_{4}^{1} (^{5}kQp_{5}^{1}(^{6}I[t]Qs_{60}^{30})^{6}, -\frac{1}{C} \frac{dPs}{dt} {}^{10}_{51}, D\frac{dPs}{dt} {}^{21}_{51}, -\frac{1}{J} \frac{d\omega}{dt} {}^{21}_{53}, R\frac{d\omega}{dt} {}^{21}_{53})^{5})^{4},$$

$$\frac{1}{J} \frac{d\omega}{dt} {}^{2}_{3} (^{4} \int dt\omega_{4}^{2} (^{6}I[t]Qs_{60}^{40})^{6}, -\frac{1}{C} \frac{dPs}{dt} {}^{31}_{51}, D\frac{dPs}{dt} {}^{41}_{51}, -\frac{1}{J} \frac{d\omega}{dt} {}^{32}_{53}, R\frac{d\omega}{dt} {}^{32}_{53})^{5})^{4})^{3})^{2})^{1})^{0}$$



Rys.6. Struktura drzewiasta z cyklami i wierzchołkiem początkowym Q_s z uwzględnieniem wielokrotnej numeracji wierzchołkowej

W następnym etapie uzyskuje się strukturę drzewiastą rozgrywającą parametrycznie, przedstawioną na rysunku 7. Wprowadzona numeracja wierzchołkowa jednoznacznie określa stany układu na strukturze drzewiastej rozgrywającej parametrycznie.

Dekompozycja decyzyjna likwiduje interakcję parametrów konstrukcyjnoeksploatacyjnych, gdyż projektant może zdecydować się jedynie na pojedyncze ich zmiany i obserwacje jak niewiadome funkcje zależne od czasu zachowują się wobec zalecanych nowych warunków pracy. Graf zależności z drzewami rozgrywającymi parametrycznie posiada zaletę w postaci istnienia związku rangi ważności wierzchołków (stanów) z wysokością struktury drzewiastej. Dlatego można otrzymać różne struktury drzewiaste z cyklami i różne struktury drzewiaste rozgrywające parametrycznie dla różnych początkowych wierzchołków rozkładu, jako odpowiednie zbiory wytycznych projektowania [8, 9, 10].

$$G_{Pp}^{+} = ({}^{0}Pp_{0}^{1}({}^{1}-\frac{1}{Rpo}Qs_{1}^{1}({}^{2}RlPp_{2}^{1},\frac{1}{C}\frac{dPs^{1}}{dt}{}^{3}({}^{3}\int dtPs_{3}^{1}({}^{4}1Pp_{4}^{1},D\frac{d\omega^{1}}{dt}{}^{5}\int dt\omega_{5}^{1}({}^{6}kQp_{6}^{1}({}^{7}l[t]Qs_{7}^{1})^{7},$$

$$-\frac{1}{C}\frac{dPs^{1}}{dt}{}^{6}, D\frac{dPs^{2}}{dt}{}^{6}, -\frac{1}{J}\frac{d\omega^{1}}{dt}{}^{6}, R\frac{d\omega^{2}}{dt}{}^{6})^{5}), \frac{1}{J}\frac{d\omega^{2}}{dt}{}^{4}({}^{5}\int dt\omega_{5}^{2}({}^{6}kQp_{6}^{2}({}^{7}l[t]Qs)^{7}, -\frac{1}{C}\frac{dPs^{3}}{dt}{}^{6}, (8)$$

$$D\frac{dPs^{4}}{dt}{}^{6}, -\frac{1}{J}\frac{d\omega^{3}}{dt}{}^{6}, R\frac{d\omega^{4}}{dt}{}^{6})^{5})^{4})^{3})^{2}, K\frac{dQzp^{1}}{dt}{}^{1}({}^{2}\int dtQzp_{2}^{1}({}^{3}-\frac{1}{T}\frac{dQzp^{1}}{dt}{}^{3}, -Qs_{3}^{1})^{3})^{2}, \frac{1}{T}\frac{dQzp^{2}}{dt}{}^{1}({}^{2}\int dtQzp_{2}^{2}({}^{3}-\frac{1}{T}\frac{dQzp^{2}}{dt}{}^{3}, -Qs_{3}^{1})^{3})^{2})^{3})^{4}$$



Rys.7. Struktura drzewiasta rozgrywająca parametrycznie od wierzchołka początkowego $Q_s z$ uwzględnieniem wielokrotnej numeracji wierzchołkowej

$$G_{Pp}^{++} = ({}^{0}Pp_{0}^{+1}({}^{1}-\frac{1}{Rpo}Qs_{1}^{+1}({}^{2}RlPp_{20}^{+1},\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{2}^{-1}({}^{3}\int dtPs_{3}^{+}({}^{4}1Pp_{40}^{+1},D\frac{dw}{dt}_{4}^{-1}({}^{5}\int dt\omega_{5}^{+}({}^{6}kQp_{6}^{-1}({}^{7}lt)Qs_{71}^{+1})^{7}, \\ -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{62}^{+1}, D\frac{dPs}{dt}_{62}^{+2}, -\frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{64}^{+1}, R\frac{dw}{dt}_{64}^{-21})^{6})^{5}), \frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{4}^{-2}({}^{5}\int dt\omega_{5}^{2}({}^{6}kQp_{6}^{-1}({}^{7}lt)Qs_{71}^{+1})^{7}, -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{62}^{-31}, \\ D\frac{dPs}{dt}_{62}^{+1}, -\frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{64}^{-32}, R\frac{dw}{dt}_{64}^{-2})^{6})^{5})^{4})^{3})^{2}, K\frac{dQzp^{1}}{dt}_{-1}({}^{2}\int dtQzp_{2}^{1}({}^{3}-\frac{1}{T}\frac{dQzp}{dt}_{-31}^{-1}, -Qs_{3}^{-1}({}^{4}RlPp_{40}^{-1}, \frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-4}^{-4}, \\ ({}^{5}\int dtPs_{5}^{+1}({}^{6}1Pp_{60}^{-1}, D\frac{dw}{dt}_{64}^{-2}, ({}^{7}\int dt\omega_{7}^{+1}({}^{8}kQp_{8}^{+1}({}^{9}lt)Qs_{93}^{-1})^{9}, -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, D\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, -\frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{-86}^{-4}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^{-25})^{8})^{7},$$

$$(9)$$

$$\frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{6}^{6}({}^{7}\int dt\omega_{7}^{-1}({}^{8}kQp_{8}^{-2}({}^{9}lt)lQs_{93}^{-1})^{9}, -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, -\frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6})^{8})^{7})^{5})^{4})^{3})^{2}, \frac{1}{T}\frac{dQzp}{dt}_{-1}^{2}, \\ ({}^{2}\int dtQzp_{2}^{2}({}^{2}-\frac{1}{T}\frac{dQzp}{dt}_{-84}^{-2}({}^{-1}ldQzs_{93}^{-1})^{9}, -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, D\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, -\frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6})^{8})^{7})^{5})^{4})^{3})^{2}, \frac{1}{T}\frac{dQzp}{dt}_{-1}^{2}, \\ ({}^{2}\int dtQzp_{2}^{2}({}^{2}-\frac{1}{T}\frac{dQzp}{dt}_{-31}^{-2}, -Qs_{3}^{-2}({}^{4}RlPp_{40}^{-3}, \frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-4}^{-4})^{2}\int dtw_{7}^{2}({}^{8}kQp_{8}^{-6}({}^{9}lt)lQs_{93}^{-3})^{9}, \\ -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, D\frac{dPs}{dt}_{-86}^{-6}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6})^{8})^{7}, \frac{1}{J}\frac{dw}{dt}_{-6}^{6}({}^{7}\int dtw_{7}^{-6}({}^{8}kQp_{8}^{-6}({}^{9}lt)lQs_{93}^{-2})^{9}, \\ -\frac{1}{C}\frac{dPs}{dt}_{-84}^{-4}, D\frac{dPs}{dt}_{-86}^{-6}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6}({}^{9}lt)lQs_{93}^{-6})^{9}, \\ -\frac{1}{C}\frac{dW}{dt}_{-84}^{-6}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^{-6}, R\frac{dw}{dt}_{-86}^$$

Rozkład grafu zależności od ustalonego wierzchołka początkowego P_p , z uwzględnieniem dodatkowego wierzchołka Q_p oraz wielokrotnej numeracji wierzchołkowej prowadzi kolejno do wyrażeń (8) i (9), a strukturę drzewiastą rozgrywającą parametrycznie, opisaną równaniem (9) przedstawiono na rysunku 8.



Dla różnych wierzchołków początkowych struktury drzewiaste rozgrywające parametrycznie różnią się między sobą wysokością i szerokością. Kształt każdej z nich oznacza sposób doprowadzenia układu do określonego stanu tj. do zmiany w zachowaniu się wielkości zależnej od czasu. Struktury najmniej rozgrywające (o najmniejszej liczbie decyzji i stanów) mogą doprowadzić do optymalnego zachowania się układu znacznie szybciej. Na różnych piętrach (a nawet tych samych) struktury drzewiastej mogą występować stany układu reprezentowane przez te same wielkości zależne od czasu. Jednak każdy stan związany jest z innymi zmianami parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych i przekształceniami analityczno-algebraicznymi. Dlatego wprowadzona wielokrotna numeracja wierzchołkowa jednoznacznie rozróżnia wszystkie stany układu.

4. Wnioski

Optymalne projektowanie układów maszynowych stanowi dla projektanta bezcenne narzędzie świadomego kształtowania ich cech i właściwości. Optymalizacja układu oznacza takie przyporządkowanie wartości zmiennych decyzyjnych (parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych), które dają minimalną lub maksymalną wartość funkcji celu (kryterium). Określenie tego kryterium oraz warunków ograniczających czy definiujących zmienne decyzyjne jest podstawowym krokiem w optymalizacji konstrukcji. Do najczęściej stosowanych metod optymalizacyjnych należą [12]:

- metoda Monte Carlo,
- metoda gradientowa,
- metoda systematycznego przeszukiwania.

Zastosowanie grafów zależności i drzew rozgrywających parametrycznie umożliwia decyzyjne przedstawienie kolejności zmian wartości arytmetycznych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, celem osiągnięcia wymaganego zachowania się układu, np.: maszynowego. W odróżnieniu od tradycyjnych grafów zależności i klasyfikatorów drzewiastych, graf zależności z drzewami rozgrywającymi parametrycznie posiada zaletę w postaci istnienia związku rangi ważności wierzchołków (stanów) z wysokością struktury drzewiastej. Tradycyjny graf zależności z rozkładu względem różnych wierzchołków ocenia jedynie rangę ważności wierzchołków względem siebie według grupowania taksonomicznego:

- wierzchołki związane dużą liczbą powiązań powinny być w ustalonej grupie,
- różne grupy względem siebie powinny być powiązane małą liczbą powiązań,
- rozkład od wierzchołka ważnego prowadzi do otrzymania małej liczby grup o dużej liczności.

Algorytmiczny sposób tworzenia struktur graficznych z modelu matematycznego układu opisuje optymalizacyjną metodę systematycznego poszukiwania. Struktura rozgrywająca parametrycznie opisuje przestrzeń możliwych rozwiązań w celu znalezienia optimum funkcji celu. Wprowadzony dodatkowy wierzchołek czasowy, wynikający z modelu fizycznego, prawidłowo opisuje pętlę sprzężenia zwrotnego na grafie zależności.

Istnieją dalsze możliwości uogólnień dla grafów zależności z dodatkowymi wierzchołkami czasowymi dla ujemnych sprzężeń zwrotnych. Z kolei synteza struktur uzyskanych w wyniku rozkładu grafu zależności od różnych wierzchołków początkowych pozwoliłaby jednoznacznie określić najważniejsze zmienne decyzyjne (i ich zmiany) odpowiadające za optymalne zachowanie się całego układu maszynowego.

W rozpatrywanym układzie hydraulicznym, po uwzględnieniu dodatkowego sprzężenia zwrotnego w sensie informacyjnym projektowania, układ (kształt) drzew rozgrywających parametrycznie nie ulega zmianie w sensie strukturalnym, a jedynie dodane są odpowiednie rozgałęzienia. Oznacza to, że cel opracowania w znaczeniu metod grafowych projektowania został osiągnięty, a rozpatrywany układ hydrauliczny stanowił jedynie przykładowy obiekt dla obliczeń decyzyjnych.

Literatura

- 1. Arczewski K.: Metody strukturalne badania dynamiki złożonych układów mechanicznych. Pr. Nauk. Polit. Warsz., Mechanika z. 61, Warszawa 1980.
- 2. Buchacz A.: Computer Aided Synthesis of Bar Systems Characterized by a Cascade Structure Represented by Graphs; 1st Inter. Confer. on Graphs and Mechanics, Ustroń 1993 (vol. 1), Pol.Śl., Gliwice 1993.
- 3. Buchacz A.: Projektowanie układów prętowych ze względu na zadane widmo częstości. Transport Przemysłowy nr 2(32) – supl./2008.
- 4. Cellier F.E.: Object-oriented Modeling of Mechatronics Systems in Modelica Using Wrapped Bond Graphs. – Proc. IEEE Intl. Conference on Mechatronics, Malaga, Spain 2009.
- 5. Cholewa W., Kaźmierczak J.: Diagnostyka techniczna maszyn. Przetwarzanie cech sygnałów. Skrypt nr 1904, Pol.Śl., Gliwice 1995.
- 6. Coner L., Partyka M.A.: Application of dendritic classifiers and dependence graphs in CAD of decision processes with use of the machine systems as an example, 4th Confer. Neural Netw. and Their Applic., Zakopane 1999, Depart. of Comput. Engin., Techn. Univ. of Częstochowa, Częstochowa 1999.
- Deptuła A.: Analiza porównawcza optymalnych zmodyfikowanych drzew logicznych w ocenie odporności parametrów układu na zmiany warunków pracy. XXXVIII Konferencja Zastosowania Materiałów, Zakopane 2009, Inst. Mat. PAN, Warszawa 2009.

- 8. Deptuła A., Partyka M.A.: Badanie własności dynamicznych układów maszynowych z uwzględnieniem wielokrotnej numeracji wierzchołkowej dla drzew rozgrywających parametrycznie. Napędy i Sterowanie 3/2010.
- Deptuła A., Partyka M.A.: Zastosowanie grafów rozgrywających parametrycznie i dekompozycji w procesie optymalizacji dynamicznych struktur systemowych, X Międzynarodowa Konferencja Naukowa Computer Aided Engineering, Szklarska Poręba 2010, Wydz. Mech. Polit. Wrocł., Wrocław [w druku].
- Deptuła A., Partyka M.A.: Zastosowanie grafów zależności i drzew rozgrywających parametrycznie w procesie innowacji na przykładzie układów maszynowych. XIII Konferencja Komputerowo Zintegrowane Zarządzanie; Zakopane 2010, Pol. Towarz. Zarz. Prod. PTZP 2010.
- 11. Devroye L., Gyori L., Lugosi G.: Probabilistic Theory of Pattern Recognition, Berlin, Springer Verlag, 1995.
- 12. Dickman B.H, Gilman M.J.: Monte Carlo Optimization, Journal of Optimization Theory and Applications, Vol. 60, No. 1, January 1989.
- Dindorf R.: Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych. Monogr. – St. – Rozp. nr 44, Wydaw. Pol. Świętok. z. 44, Kielce 2004.
- 14. Dindorf R., Modelling of hydraulic pulsatory system using bond graphs, Hydraulika a Pneumatika, No. 2, s. 17-20, 2002.
- 15. Kaczanowski S., Olszewski M., Wański Z.: Płynowe elementy i układy logiczne. WKiŁ, Warszawa 1971.
- 16. Kazimierczak J.: System cybernetyczny. Wiedza Powszechna Omega, Warszawa 1978.
- 17. Kazimierczak J.: Teoria gier w cybernetyce. Wiedza Powszechna Omega, Warszawa 1973.
- Li P., Ngwompo R.F.: Power Scaling Bondgraph Approach to the Passification of Mechatronic Systems – With Application to Electrohydraulic Valves, ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, 127(4), pp. 633-641.
- 19. Lipski J.: Napędy i sterowania hydrauliczne. WKiŁ, Warszawa 1981.
- Sobczyk A.: Bond Graphs applied to Fluid Power Based Equipment and Machinery, Hydraulics. Simulation – From Witchcraft to Engineering Toll, 2003ISBN 82-7709-056-0, s.87-111, Bergen 2003, Norway.
- Orlikowski C.: Symbolic Analysis of Bond Graphs by Application of Coate's Rule, 1st Inter. Confer. on Graphs and Mechanics, Ustron 1993 (vol. 1), Pol.Śl., Gliwice 1993.
- 22. Palczak E.: Modelowanie układów hydraulicznych za pomocą grafów Coatesa. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny nr 3/93.

- 23. Partyka M.A.: Similarities and differences between neuron networks and dendritic structures for CAD of decisive processes, 2nd Conf. Neur. Netw., Szczyrk 1996., Pol.Częst., Częstochowa 1996.
- 24. Partyka M.A.: Some remarks on the Quine Mc Cluskey minimization algorithm of multiple-valued partial functions for design structures, 7th Inter. Cong. Log. Method. Phil. Sc., Salzburg1983, Austria.
- 25. Partyka M.A.: The Quine-Mc Cluskey minimization algorithm of individual multiple-valued partial functions for digital control systems, 3rd Inter. Confer. Syst. Engin., Wright State University, Dayton 1984, USA.
- 26. Wojnarowski J., Buchacz A., Nowak A., Świder J.: Modelowanie drgań układów mechanicznych metodami grafów i liczb strukturalnych. Skrypt nr 1266, Pol.Śl., Gliwice 1986.
- 27. Wojnarowski J.: Grafy i liczby strukturalne jako modele układów mechanicznych, Inst. Podst. Konst. Masz. Pol.Śl., Gliwice 1977.

Wpływ doboru typów funkcji multiplikatywnego równania regresji wielokrotnej na rangę ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych układów maszynowych

Rafał Łuszczyna, Marian A. Partyka – Politechnika Opolska

Streszczenie. W monografii przedstawiono koncepcję szczegółowej analizy rangi ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych układów maszynowych. Zaprezentowano algorytm projektowania, stanowiący integrację logicznych drzew decyzyjnych i metody analizy regresji wielokrotnej. Postępowanie takie jest poprawne, gdyż najpierw drzewa logiczne wyznaczają rangę ważności kolejno dla parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych, a potem w danej kolejności jest wykonywana multiplikatywna aproksymacja. Wykazano adekwatność iloczynowej wartości współczynnika regresji R_{il} multiplikatywnego równania regresji wielokrotnej i optymalnego decyzyjnego drzewa logicznego dla danego układu parametrów [7]. Ponadto wykazano możliwość wprowadzenia poprawki współczynnika regresji wybranego czynnika multiplikatywnego równania regresji w postaci dodania indywidualnego składnika, będącego funkcją innego typu i kształtu, wyznaczonego metodą najmniejszych kwadratów. Takie postępowanie wpływa na poprawę iloczynowego współczynnika regresji R_{il} multiplikatywnego równania regresji.

1. Wstęp

Optymalizacja dyskretna układów maszynowych oparta na logicznych drzewach decyzyjnych ma na celu wyznaczenie hierarchicznej rangi ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych, tj. wytycznych co do kolejności podejmowanych decyzji z punktu widzenia realizacji założonej funkcji celu (wskaźnika jakości – trwałości, wydajności, sprawności, ...) [5, 7]. Jednak tego typu podejście nie daje odpowiedzi jakościowych, które mogą określać wprost rangę ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych w przypadku istnienia kilku równoprawnych drzew optymalnych.

W celu uzupełnienia rozwiązań dyskretnych (rozwiązania powyższego problemu), zaproponowano w opracowaniu integrację logicznych drzew decyzyjnych z metodą analizy regresji wielokrotnej. Działanie tego typu umożliwia jakościową ocenę rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych rozpatrywanych układów [5, 7].

W literaturze brak jest modeli, metod, algorytmów, związanych z prognozowaniem jakościowym tego typu. Analiza wyników opracowania świadczy o prawidłowości zastosowania tego typu oceny.

2. Określanie rangi ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych pompy wirowej śmigłowej z zastosowaniem wielowartościowych drzew logicznych

Obiektem badań eksperymentalnych była turbina doświadczalna opracowana z wykorzystaniem konstrukcji seryjnie produkowanej pompy wirowej

śmigłowej 25P21–2 Warszawskiej Fabryki Pomp i Armatury WAFAPOMP S.A. [2, 3, 4, 5]. Badania były wcześniej przeprowadzone [10] dla różnych kątów nachylenia łopatek wirnika φ [°], prędkości obrotowej *n* [l/min], natężenia przepływu Q [m³/min], mocy N [kW], wysokości podnoszenia H [m] i sprawności η [%]. Wyniki pomiarów podano w tabeli 1 [2, 3, 4, 5, 10].

						Tabela I
Lp.	φ [°]	<i>n</i> [l/min]	Q [m ³ /min]	<i>H</i> [m]	<i>N</i> [kW]	η [%]
1	21	800	5,96	4,6	2,3	51,1
2	21	1000	7,77	8,5	5,4	50
3	21	1200	7,97	6,8	4,7	52
4	17	800	5,3	4,7	2,2	52,5
5	17	1000	6,4	5,7	3,2	53,3
6	17	1200	7,15	6,7	4,3	54,9
7	17	1400	7,93	7,9	5,4	52,9
8	13	800	4,63	4,3	1,9	58,8
9	13	1000	5,62	6,5	3,6	61,4
10	13	1200	6,3	7,7	4,9	63,6
11	13	1400	7,03	9,3	6,7	63
12	10	800	3,85	4,5	1,5	52,4
13	10	1000	5,09	7,3	3,5	57
14	10	1200	5,54	8,3	4,5	59,7
15	10	1400	5,79	8,2	4,7	63,1

Parametry znamionowe śmigłowej turbiny doświadczanej [10]

Tabala 1

Dotychczasowe opracowania literaturowe przedstawionej śmigłowej turbiny doświadczalnej wyznaczają φ i *n*, jako najważniejsze parametry w procesie projektowania. W szczególności metoda wielowartościowych drzew logicznych z różnym kodowaniem dla opisu zmian arytmetycznych parametrów była wielokrotnie stosowana [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9], gdyż podtrzymuje ona wyniki badań eksperymentalnych [10].

W przypadku, gdy każdy parametr konstrukcyjny i/lub eksploatacyjny, przyjmujący wartości liczbowe z określonego przedziału zostanie oznaczony ustaloną zmienną logiczną dwu- lub wielowartościową, to można przeprowadzić dyskretyzację takich przedziałów liczbowych. Zbiór wszystkich kombinacji liczbowych tworzy drzewo wariantów o liczbie pięter równej liczbie parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych, gdyż w przypadku tradycyjnego drzewa logicznego na pojedynczym piętrze może być tylko jedna zmienna logiczna. Ilość podprzedziałów danego przedziału oznacza liczbę gałęzi w jednej wiązce gałązkowej, a liczba wszystkich ścieżek z dołu do góry drzewa logicznego odpowiada dokładnie liczbie wszystkich kombinacji wartości dyskretnych rozpatrywanych przedziałów [3, 4, 5, 7, 8, 9].

Jeżeli wszystkie ścieżki tradycyjnego drzewa logicznego oznaczają zbiór wszystkich wariantów teoretycznych procesu optymalizacji dyskretnej, to nale-

ży wyodrębnić tylko warianty prawdziwe, czyli realizowalne, tzn. spełniające wymagania optymalizacyjne [3, 7].

Jeśli w drzewach logicznych będzie obliczana liczba gałęzi prawdziwych danego zagadnienia optymalizacji dyskretnej z możliwością zamiany pięter ze zmiennymi logicznymi, przypisanymi konkretnym parametrom konstrukcyjnym i/lub eksploatacyjnym, to tylko drzewa logiczne z najmniejszą liczbą gałęzi prawdziwych opisują jednocześnie rangę ważności takich parametrów od najważniejszego na dole do najmniej ważnego na górze. W przypadku istnienia kilku drzew z najmniejszą liczbą gałęzi prawdziwych należy takie drzewa traktować równoprawnie. Upraszczanie drzew dokonuje się z góry na dół jako wykreślanie pełnych wiązek gałązkowych. Nie mogą także występować gałązki izolowane [3, 7]. Przykłady ustalonych optymalnych drzew logicznych dla układów: $n\varphi QHN$ oraz $\varphi nHQN$ podano na rysunku 1.



Rys.1. Wielowartościowe drzewa logiczne dla układów: $n\varphi QHN$ (liczba gałęzi 32) oraz $\varphi nHQN$ (liczba gałęzi 32) [6]

Zakresy przedziałów kolejnych parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych opisano zmiennymi logicznymi w następujący sposób [6]:

- $-\phi = 10 kod 0, \phi = 13 kod 1, \phi = 17 kod 2, \phi = 21 kod 3,$
- n = 800 kod 0, n = 1000 kod 1, n = 1200 kod 2, n = 1400 kod 3,
- $Q \in (3; 4] kod 0, Q \in (4; 5] kod 1, Q \in (5; 6] kod 2, Q \in (6; 7] kod 3, Q \in (7; 8] kod 4,$

- $H \in (4; 5] kod 0, H \in (5; 6] kod 1, H \in (6; 7] kod 2, H \in (7; 8] kod 3, H \in (8; 9] kod 4, H \in (9; 10] kod 5,$
- $N \in (1; 2] kod 0, N \in (2; 3] kod 1, N \in (3; 4] kod 2, N \in (4; 5] kod 3, N \in (5; 6] kod 4, N \in (6; 7] kod 5,$

co doprowadziło do kodowego zapisu wielowartościowej funkcji logicznej (tabela 2).

Parametry znamionowe śmigłowej turbiny doświadczalnej zakodowane powyższymi wielowartościowościami przekodowano na inne: $\varphi = 0$, 1; n = 0, 1; Q, H, N = 0, 1, 2 (tabela 3). Takie postępowanie oznacza, że przewiduje się mniejszą liczbę podprzedziałów dla ustalonych przedziałów liczbowych parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych [3].

Tabela 2

Kodowy zapis funkcji logicznej opisującej zakresy zmian parametrów znamionowych śmigłowej turbiny doświadczalnej [3, 6]

				-	
Lp.	φ	п	Q	Н	Ν
1	3	0	2	0	1
2	3	1	4	4	4
3	3	2	4	2	3
4	2	0	2	0	1
5	2	1	3	1	2
6	2	2	4	2	3
7	2	3	4	3	4
8	1	0	1	0	0
9	1	1	2	2	2
10	1	2	3	3	3
11	1	3	4	5	5
12	0	0	0	0	0
13	0	1	2	3	2
14	0	2	2	4	3
15	0	3	2	4	3

Zmodyfikowana wielowartościowa tabela 2 [3, 6]

			Т	abela 3
φ	n	Q	Н	N
0	0	0	0	0
1	0	1	0	0
0	0	1	1	1
1	0	2	0	1
0	1	2	1	1
0	1	1	2	1
1	1	2	1	1
1	1	2	1	2
1	0	2	2	2
0	1	2	2	2

Tradycyjne drzewa logiczne z najmniejszą liczbą gałęzi prawdziwych nazywają się optymalne i stanowią konstrukcyjne wytyczne dla projektanta w sensie rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych. Oznacza to, że nawet mała zmiana wartości liczbowej arytmetycznej ważnego parametru może spowodować radykalną zmianę (dobrą lub złą) w zachowaniu się badanego układu maszynowego, natomiast nawet duże zmiany wartości liczbowych mało ważnych parametrów nie powodują dużych zmian w zachowaniu się badanego układu [3]. Tego typu podejściem kierowano się również w innych opracowaniach literaturowych [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9].

3. Algorytmiczna integracja logicznych drzew decyzyjnych z analizą regresji wielokrotnej

Ogólny multiplikatywny model regresji wielokrotnej dla układu parametrów o randze ważności wyznaczonej za pomocą logicznych drzew decyzyjnych można przedstawić w następującej postaci [5, 7]:

$$Y = A \cdot f_{l}(X_{r_{l}}) \cdot f_{2}(X_{r_{2}}) \cdot \dots \cdot f_{n-l}(X_{r_{n-l}}) \cdot f_{n}(X_{r_{n}})$$
(1)

gdzie: $f_i(X_{r_i})$ – funkcje aproksymujące poszczególne zmienne niezależne według rangi ważności.

Indeks *r* informuje o hierarchii ważności danego parametru, a poszczególne czynniki aproksymujące równania (1), jak również parametr A, tłumaczący swoją obecnością zależności fizykalne (tożsamości jednostkowe), określa poniższy algorytm [5, 7]. W tym algorytmie, kolejność aproksymacji dla poszczególnych zmiennych niezależnych jest wyznaczana według ich rangi ważności za pomocą logicznych drzew decyzyjnych. Takie podejście wymaga tradycyjnego założenia jakości dopasowania modelu w postaci współczynnika regresji R, który powinien być możliwie najwyższy, ale jednocześnie zapewnia możliwość doboru różnych typów i kształtów funkcji oddzielnie dla kolejnych zmiennych niezależnych [1, 5, 7]. Takiej zalety nie posiada wielokrotna regresja addytywna.



Na podstawie powyższego algorytmu postawiono tezę o wzroście iloczynowej wartości współczynnika regresji R_{il} multiplikatywnego równania regresji wielokrotnej w stosunku do spadku liczby gałęzi prawdziwych (po redukcji) logicznego drzewa decyzyjnego. Dlatego podstawowym kryterium oceny jest wartość iloczynowa współczynnika R_{il} , tj. iloczyn składowych współczynników R funkcji $f_i(X_r)$ multiplikatywnego równania regresji wielokrotnej (1).

4. Ocena rangi ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych z zastosowaniem analizy regresji wielokrotnej i poprawki aproksymacyjnej

W analizie oceny jakościowej rangi ważności oznaczono poszczególne parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne za pomocą odpowiednich zmiennych niezależnych $\varphi - XI$, n - X2, Q - X3, H - X4, N - X5 i zmiennej zależnej $\eta - Y_I$ (sprawność pierwotna – wyliczona na podstawie danych empirycznych) [5, 7].

Tabela 4 przedstawia zestawienie modeli i odpowiadającym im równań regresji dla układu $n\varphi QHN$ z uwzględnieniem kolejności aproksymacji dla zmiennych niezależnych według ich rangi ważności.

Zestawienie modeli i odpowiadających im równań regresji dla układu *nφQHN* [6] Tabela 4

Y1 = f(X2) R = 0,4637	Model	Y1 = a1 * X2 + a2
	Rów- nanie	Y1 = 0,01 * X2 + 45,605
Y2 = f(X1) R = 0,9243	Model	$Y2 = a1 * X1^{3} + a2 * X1^{2} + a3 * X1 + a4$
	Rów- nanie	$Y2 = 0,0011 * X1^{3} - 0,0523 * X1^{2} + 0,786 * X1 - 2,7072$
Y3 = f(X3) R = 0,8770	Model	$Y3 = a1 * X3^{4} + a2 * X3^{3} + a3 * X3^{2} + a4 * X3 + a5$
	Rów- nanie	$Y3 = 0,001 * X3^{4} - 0,0206 * X3^{3} + 0,1417 * X3^{2} - 0,3293 * X3 + 1,0868$
Y4 = f(X4) R = 0,6777	Model	$Y4 = a1 * X4^{3} + a2 * X4^{2} + a3 * X4 + a4$
	Rów- nanie	Y4 = -0,0018*X4^3 + 0,0391*X4^2 - 0,2818*X4 + 1,6323
Y5 = f(X5) R = 0,7295	Model	$Y5 = a1 * X5^{4} + a2 * X5^{3} + a3 * X5^{2} + a4 * X5 + a5$
	Rów- nanie	$Y5 = 0,0029 * X5^4 - 0,0459 * X5^3 + 0,2461 * X5^2 - 0,5339 * X5 + 1,3936$

Należy zaznaczyć, że im większa jest wartość współczynnika regresji *R*, tym lepsza jest jakość predykcji modelu. Można oczywiście uzyskać dużo wyższe wartości współczynnika regresji *R* wykorzystując do tego celu algorytm regresji krokowej postępującej lub wstecznej. Biorąc jednak pod uwagę integrację analizy regresji wielokrotnej i metody wielowartościowych drzew logicznych, nie można w tym przypadku odrzucić z modelu zmiennych o małym znaczeniu. Postępowanie tego typu może być niezgodne z istotą logicznych drzew decyzyjnych, gdyż zostały one zbudowane w oparciu o wartości logiczne obejmujące odpowiednie przedziały na wszystkich danych pomiarowych. Wszystkie zamodelowane równania charakteryzują się jednostajnym przebiegiem krzywej aproksymującej (adekwatnie do rozrzutu) [5, 7].

Ostateczną postać modelu regresji wielokrotnej dla układu $n\varphi QHN$ o danej randze ważności parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych można przedstawić w następujący sposób:

$$Y = A * Y1(X2) * Y2(X1) * Y3(X3) * Y4(X4) * Y5(X5)$$
(2)

Kolejność czynników danego równania ma decydujący wpływ na końcowy wynik analizy statystycznej. Kolejne czynniki równania powstają na bazie obliczeń wartości liczbowych funkcji celu uwzględniających równania regresji zmiennych niezależnych o wyższej randze ważności. Multiplikatywne równanie regresji jest wynikiem końcowym obliczeń uwzględniających rangę ważności danych parametrów na podstawie kolejności obliczeń etapowych [6].

Jeżeli za kryterium oceny hierarchii ważności parametrów konstrukcyjnoeksploatacyjnych na poszczególnych piętrach drzewa logicznego będą przyjęte odpowiednie wartości współczynników regresji R, to otrzymana wartość współczynnika iloczynowego R_{il} wyznaczy jakość regresji z uwzględnieniem rangi ważności rozpatrywanych parametrów (w przypadku istnienia drzew równoprawnych). Wartość iloczynowego współczynnika R_{il} dla układu parametrów $n\varphi QHN$ wynosi 0,1858 [6]. Powyższe obliczenia popierają tezę o zależności iloczynowej wartości współczynnika regresji R_I multiplikatywnego równania regresji wielokrotnej i optymalnego decyzyjnego drzewa logicznego dla danego układu parametrów. Istnieje możliwość poprawy iloczynowej wartości współczynnika regresji R_{il} poprzez poprawę wybranych czynników równania multiplikatywnego w sensie aproksymacji.

Przykład:

Jeżeli $y_k = a \cdot x_k + b$ dla k = 1, ..., n tzn. $y = a \cdot x + b$ jest liniowym rozwiązaniem aproksymacyjnym funkcji jednej zmiennej niezależnej, to istnieje możliwość poprawy danego rozwiązania w następujący sposób np.:

$$y = a \cdot x + b + c \cdot A(x) \tag{3}$$

gdzie:

c – niewiadoma,

A(x) – dowolna ustalona funkcja (np.: log(x), sinh(x), exp(x), ...); oraz:

$$\sum_{k=1}^{n} A^2(x_k) \neq 0 \tag{4}$$

n

gdyż:

$$F(c) = \sum_{k=1}^{n} (a \cdot x_{k} + b + c \cdot A(x_{k}) - y_{k})^{2} = \sum_{k=1}^{n} (c \cdot A(x_{k}) + \varepsilon_{k})^{2}$$
(5)

$$\frac{\partial F}{\partial c} = 2\sum_{k=l}^{n} (c \cdot A(x_k) + \varepsilon_k) \cdot A(x_k) = 0 \Longrightarrow c = -\frac{\sum_{k=l}^{n} \varepsilon_k \cdot A(x_k)}{\sum_{k=l}^{n} A^2(x_k)}$$
(6)

Tego typu podejście jest poprawne dla parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych o niskiej randze ważności. Modele matematyczne reprezentujące rozrzuty takich zmiennych niezależnych mogą zostać skorygowane poprzez

dodanie indywidualnego składnika będącego funkcją innego typu i kształtu. W szczególności ogólny model zależności Y5 = f(X5) z tabeli 4 można poprawić w następujący sposób:

$$Y5 = a1*X5^{4} + a2*X5^{3} + a3*X5^{2} + a4*X5 + a5 + a6*arctan(X5)$$
(7)
$$Y5 = 0.0105*X5^{4} - 0.1992*X5^{3} + 1.4312*X5^{2} - 4.959*X5 - 0.3576$$

+ 6,3009*arctan(X5) (8)

Wartość współczynnika regresji R równania (8) wynosi 0,7831, co poprawia iloczynową wartość R_{il} multiplikatywnego równania (2) regresji wielokrotnej na 0,1995.

Gdyby jednak skorygować w sensie aproksymacyjnym model rozrzutu danych zmiennych niezależnych o wysokiej randze ważności, jak w przypadku zależności Y1 = f(X2) dla układu parametrów $n\varphi QHN$, to otrzymane wyniki (tabela 5) potwierdzą powyższe założenie.

Zestawienie modeli i odpowiadającym im równań regresji dla układu $n\varphi QHN$ z uwzględnieniem poprawki aproksymacyjnej modelu zależności Y1 = f(X2)

		Tabela 5
Y1 = f(X2) $R = 0,4642$	Model	$Y1 = a1^*X2 + a2 + a3^*log(X2)$
	Rów- nanie	Y1 = 0,0156 * X2 + 80,9769 - 5,944 * log(X2)
Y2 = f(X1) $R = 0,9264$	Model	$Y2 = a1 * X1^{3} + a2 * X1^{2} + a3 * X1 + a4$
	Rów- nanie	$Y2 = 0,0008 * X1^3 - 0,037 * X1^2 + 0,5571 * X1 - 1,9209$
$V_2 = f(V_2)$	Model	$Y3 = a1 * X3^{4} + a2 * X3^{3} + a3 * X3^{2} + a4 * X3 + a5$
$Y_3 = f(X_3)$ R = 0,8637	Rów- nanie	Y3 = 0,0015*X3^4 - 0,033*X3^3 + 0,2486*X3^2 - 0,7274*X3 + 1,62
Y4 = f(X4) $R = 0,4631$	Model	$Y4 = a1 * X4^3 + a2 * X4^2 + a3 * X4 + a4$
	Rów- nanie	Y4 = -0,0004*X4^3 + 0,0068*X4^2 - 0,041*X4 + 1,0889
Y5 = f(X5) $R = 0,2496$	Model	$Y5 = a1 * X5^{4} + a2 * X5^{3} + a3 * X5^{2} + a4 * X5 + a5$
	Rów- nanie	$Y5 = -0,0003 * X5^{4} + 0,004 * X5^{3} - 0,0191 * X5^{2} + 0,0383 * X5 + 0,9715$

Współczynniki regresji równań aproksymujących zmienne niezależne (parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne) o niższej randze ważności przy zachowaniu pierwotnych modeli rozrzutu danych (tabela 4) uległy dość znacznemu spadkowi. Iloczynowa wartość współczynnika regresji *R_{il}* multiplikatywnego równania (2) regresji wielokrotnej wynosi w tym przypadku 0,0429.

Celem potwierdzenia istotności wpływu rangi ważności zmiennych niezależnych na iloczynową wartość współczynnika regresji R_{il} z punktu widzenia wprowadzenia poprawki aproksymacyjnej przeprowadzono obliczenia dla układu parametrów o konfiguracji $\varphi nHQN$.

Y1 = f(X1) $R = 0,8680$	Model	$Y1 = a1 * X1^3 + a2 * X1^2 + a3 * X1 + a4$
	Rów-	$Y_1 = 0.0506*Y_1^3 = 2.8544*Y_1^2 + 43.086*Y_1 = 146.07$
	nanie	11 = 0,0590 $X1 = 2,0577$ $X1 = 170,97$
Y2 = f(X2) $R = 0,7254$	Model	Y2 = a1*ln(X2) + a4
	Rów-	$V_2 = 0.1413 * I_0(V_2) + 0.016$
	nanie	$12 = 0.1415 \cdot m(X2) + 0.010$
$V_2 = f(V_4)$	Model	$Y3 = a1 * X4^{4} + a2 * X4^{3} + a3 * X4^{2} + a4 * X4 + a5$
IJ = J(A4) P = 0.3420	Rów-	$Y3 = -0,0024 * X4^{4} + 0,068 * X4^{3} - 0,6988 * X4^{2} + 3,1242 * X4$
K = 0,3429	nanie	- 4,1089
$V_{4} = f(V_{2})$	Model	$Y4 = a1 * X3^{4} + a2 * X3^{3} + a3 * X3^{2} + a4 * X3 + a5$
R = 0.5156	Rów-	$Y4 = 0,0033 * X3^{4} - 0,0706 * X3^{3} + 0,5481 * X3^{2} - 1,8168 * X3$
K = 0,3130	nanie	+ 3,1206
Y5 = f(X5) $R = 0,9202$	Model	$Y5 = a1 * X5^3 + a2 * X5^2 + a3 * X5 + a4$
	Rów-	V5 = 0.0046 * V502 = 0.0614 * V502 + 0.2026 * V5 + 0.9192
	nanie	$15 = 0,0040 \cdot A5 \cdot 5 = 0,0014 \cdot A5 \cdot 2 + 0,2050 \cdot A5 + 0,8185$
	Y = A * Y	1(X1)*Y2(X2)*Y3(X4)*Y4(X3)*Y5(X5) (9)
		(11) 1 (12) 1 (11)

Zestawienie modeli i odpowiadającym im równań regresji dla układu *φnHQN* [6] Tabela 6

Iloczynowa wartość współczynnika regresji R_{il} równania (9) dla danego układu parametrów ($\varphi nHQN$) wynosi 0,1024 [6].

Porównując otrzymane wyniki (tabele 4 i 6) dla powyższych rozpatrywanych układów można wyciągnąć wniosek o większej ważności prędkości obrotowej *n* w stosunku do kąta nachylenia łopatek wirnika φ (0,1858 > 0,1024). Stanowi to zatem podstawę do rozstrzygnięcia rangi ważności danych parametrów (w przypadku istnienia dwóch równoprawnych drzew optymalnych) [6].

Ponadto model zależności Y5 = f(X5) z tabeli 6 można poprawić aproksymacyjnie w sposób następujący:

$$Y5 = a1 * X5^3 + a2 * X5^2 + a3 * X5 + a4 + a5 * sin(3 * X5)$$
(10)

 $Y5 = 0.004 * X5^{3} - 0.0542 * X5^{2} + 0.1697 * X5 + 0.871 + 0.0266 * sin(3 * X5)$ (11)

Wartość współczynnika regresji *R* równania (11) wynosi 0,9507 i wpływa na poprawę iloczynowej wartość R_{il} multiplikatywnego równania (9) regresji wielokrotnej ($R_{il} = 0,1058$).

Analizując dane zagadnienie tak jak w poprzednim przypadku z drugiej strony, tj. z punktu widzenie wprowadzenia poprawki aproksymacyjnej do modelu rozrzutu danych niezależnych o wyższej randze ważności otrzymuje się:

– dla zależności Y4 = f(X3):

$$Y4 = a1 * X3^{4} + a2 * X3^{3} + a3 * X3^{2} + a4 * X3 + a5 + a6 * cos(2 * X3)$$
(12)

$$Y4 = -0,0342 * X3^{4} + 0,8641 * X3^{3} - 7,9611 * X3^{2} + 31,6391 * X3 - 44,6889 + 0,1691 * \cos(2*X3)$$
(13)

- gdzie wartość współczynnika regresji R = 0,6006;

– dla zależności Y5 = f(X5):

$$Y5 = a1 * X5^3 + a2 * X5^2 + a3 * X5 + a4$$
(14)

$$Y5 = 0,0024 * X5^{3} - 0,0361 * X5^{2} + 0,1415 * X5 + 0,8754$$
(15)

– wartość współczynnika regresji R = 0,6132.

Iloczynowa wartość współczynnika regresji R_{il} multiplikatywnego równania (9) regresji wielokrotnej spadła do wartości 0,0795.

5. Podsumowanie

Wyniki analiz statystycznych dotyczących znaczenia kolejności aproksymacji rozrzutów danych pomiarowych poszczególnych parametrów oraz sposób doboru typów funkcji aproksymujących $f_i(X_{r_i})$ przedstawiono w [5, 6, 7].

Wprowadzenie poprawki aproksymacyjnej poprzez dodanie indywidualnego składnika będącego funkcją innego typu i kształtu daje różne rezultaty z punktu widzenia rangi ważności danego parametru konstrukcyjno-eksploatacyjnego. Iloczynowa wartość współczynnika regresji R_{il} jest traktowana jako zbiór informacji poszczególnych współczynników regresji R funkcji aproksymujących $f_i(X_{r_i})$ z uwzględnieniem rangi ważności zmiennych niezależnych.

Uwzględnienie poprawki aproksymacyjnej w modelu rozrzutu zmiennej niezależnej o niskiej randze ważności pozwala na poprawę wartości R_{il} . W przypadku odwrotnym, tj. korekty modelu rozrzutu zmiennej niezależnej o wysokiej randze ważności otrzymuje się odwrotny efekt. Jest to wynikiem poprawy współczynnika regresji R równania korygowanego kosztem pozostałych wartości współczynników regresji równań opisujących rozrzuty zmiennych niezależnych o niższych rangach ważności.

Należy pamiętać, że multiplikatywne równanie regresji wielokrotnej danego układu parametrów jest adekwatne do drzewa logicznego o tej samej konfiguracji piętrowej. Wynika stąd wniosek, że nie można uzyskać z jednego drzewa logicznego (adekwatnie równania multiplikatywnego) więcej informacji niż daje ono w rzeczywistości. Dlatego przy korekcie modelu rozrzutu istotnej zmiennej niezależnej (dotyczy parametru o wysokiej randze ważności) otrzymuje się spadek iloczynowej wartości współczynnika regresji R_{il} .

Literatura

 Krzyżak A., Partyka M.A., Łuszczyna R.: Drzewiaste przekształcenia klasyfikatorowe w modelach regresji wielokrotnej. XXXVIII Konferencja Zastosowanie Matem. PAN, Zakopane 2009; Instytut Matem. PAN, Warszawa 2009.

- Łuszczyna R., Partyka M.A.: Standaryzacja danych pomiarowych w badaniach rangi ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych układów maszynowych z wykorzystaniem logicznych drzew decyzyjnych. Górnictwo Odkrywkowe 4–5/2008.
- Partyka M.A.: Optymalizacja dyskretna pompy wirowej śmigłowej w ruchu turbinowym – zastosowanie wielowartościowych drzew logicznych. Napędy i Sterowanie 1/2004.
- Partyka M.A., Łuszczyna R.: Decyzyjna analiza dokładności ustalania rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych pompy wirowej śmigłowej w ruchu turbinowym. Międzynarodowa Konferencja – Napędy i Sterowanie Hydrauliczne i Pneumatyczne 2009, Wrocław. Zarząd Główny SIMP, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP – Wrocław, Redakcja Hydr. i Pneum.
- Partyka M.A., Łuszczyna R.: Analiza oceny rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych układów maszynowych z zastosowaniem modeli regresji wielokrotnej. Konferencja – Komputerowo Zintegrowane Zarządzanie, Zakopane 2010; Polskie Towarzystwo Zarządzania Produkcją, Opole 2010.
- 6. Partyka M.A., Łuszczyna R.: Application of logical decision trees and multiplicative multiple regression in simulation of importance rank of design and service parameters. International Journal of Applied Mechanics and Engineering 2010.
- Partyka M.A., Łuszczyna R.: Multiplikatywna regresja wielokrotna dla kryterium kompromisu w optymalizacji dyskretnej na przykładzie pomp zębatych. Górnictwo Odkrywkowe 3/2010.
- Partyka M.A., Łuszczyna R., Sojka M.: Zarządzanie projektami na przykładzie optymalizacji pompy wirowej śmigłowej w ruchu turbinowym z uwzględnieniem interpolacji danych pomiarowych. Konferencja – Komputerowo Zintegrowane Zarządzanie, Zakopane 2009; Polskie Towarzystwo Zarządzania Produkcją, Opole 2009.
- Partyka M.A., Sojka M., Grabowski C.: Analiza drzewiasta rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych – projektowanie na przykładzie pompy wirowej śmigłowej. Napędy i Sterowanie 12/2005.

 Zarzycki M., Rduch J.: Wyniki badań pompy wirowej śmigłowej w ruchu turbinowym. Konferencja Naukowo-Techniczna TRANSHYDRO 2001; Szklarska Poręba 2001; Wydz. Mech., Wydz. Mech.-Energ. Politechniki Wrocławskiej; Wrocław 2001.



Praca powstała dzięki współfinansowaniu ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego

50 lat działalności normalizacyjnej w dziedzinie napędów i sterowań hydraulicznych

Władysław Burzyński – Komitet Techniczny PKN Nr 160 ds. Napędów i Sterowań Hydraulicznych

Streszczenie. W monografii omówiono rys historyczny działalności normalizacyjnej w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych prowadzonej na szczeblu krajowym, regionalnym i międzynarodowym. Omówiono zakres działalności normalizacyjnej Komitetu Technicznego ISO/TC 131 Fluid Power Systems, jego strukturę organizacyjną i wyniki prac prowadzonych w Komitecie. Podano wykaz norm i dokumentów normalizacyjnych opracowanych przez ten Komitet według stanu na 30 czerwca 2010 r. Omówiono również istotne zmiany zachodzące w normalizacji krajowej po podpisaniu układu stowarzyszeniowego RP z UE.

1. Wprowadzenie

Pod koniec lat piećdziesiatych ubiegłego stulecia nastapił gwałtowny wzrost zapotrzebowania na hydrauliczne i pneumatyczne układy napędowe i sterujące w różnych dziedzinach techniki. Odbudowujący się po II wojnie światowej przemysł i ośrodki projektowo-konstrukcyjne musiały sprostać temu wyzwaniu. Do pionierów, którzy podjęli prace w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych w kraju należały: Centralne Biuro Konstrukcyjne Obrabiarek (CBKO) w Pruszkowie, obecnie Centrum Badawczo-Rozwojowe Obrabiarek, Centralne Biuro Konstrukcyjne Urządzeń Budowlanych w Warszawie (CBKUB), obecnie Przemysłowy Instytut Maszyn Budowlanych w Kobyłce k. Warszawy, ówczesne Centralne Biuro Konstrukcyjne Urządzeń Chemicznych w Krakowie (CBKUCH), Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych (PIMR) w Poznaniu, Zakłady Urządzeń Okrętowych (HYDROSTER) w Gdańsku, Wytwórnia Sprzetu Komunikacyjnego (WSK) we Wrocławiu, obecnie Kombinat PZL-HYDRAL S.A. Do pionierów należały również Katedra Maszyn Dźwigowych i Urzadzeń Transportowych Politechniki Wrocławskiej, obecnie Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn (IKEM) i ówczesna Katedra Przeróbki Plastycznej Politechniki Warszawskiej [1, 2, 3].

Powstające w tym czasie rozwiązania konstrukcyjne elementów i układów hydraulicznych ze zrozumiałych względów nie były zamienne pomiędzy sobą.

Powodowało to w konsekwencji różnego rodzaju utrudnienia w wymianie towarowej, co zmusiło konstruktorów i normalizatorów do szukania rozwiązań, jeżeli nie całkowicie likwidujących to przynajmniej zmniejszających te utrudnienia. Coraz częściej w pracach konstrukcyjnych zaczęto stosować metody normalizacyjne, początkowo w skali zakładów i biur projektowo-konstrukcyjnych, potem w kraju, w końcu w skali regionalnej i międzynarodowej.

2. Działalność krajowa

17 marca 1961 roku w ówczesnym Ministerstwie Przemysłu Ciężkiego (MPC) odbyła się konferencja, w wyniku której została przeprowadzona ankieta dotycząca produkcji elementów układów napędów i sterowań hydraulicznych oraz potrzeb MPC w tym zakresie w latach 1961-1965. Ankieta ta była podstawą opracowania ówczesnego Departamentu Techniki Elektromaszynowej MPC pt. "Materiały i wnioski dotyczące ujęcia zagadnienia rozwoju hydrauliki siłowej w zakładach podległych Ministerstwu Przemysłu Ciężkiego w latach 1961-1965". Opracowanie to obejmowało, oprócz omówienia wyników ankiety, propozycje dotyczące powołania gestora ds. hydrauliki siłowej, podziału zadań produkcyjnych pomiędzy ówczesne zjednoczenia, wnioski dotyczące utworzenia ośrodków: konstrukcyjno-badawczego i normalizacyjnego, spraw unifikacji i normalizacji elementów napędów i sterowań hydraulicznych (łącznie z propozycją kolejności prac normalizacyjnych) oraz nawiązania współpracy z zagranicą.

W 1961 roku Prezes PKN powołał do życia Komisję Normalizacyjną ds. Napędów i Sterowań Hydraulicznych pod przewodnictwem doc. Leona Gosztowtta z Politechniki Warszawskiej mającej na celu uporządkowanie zagadnień normalizacji w tej dziedzinie.

26 września 1961 roku w Zakładzie Mechaniki i Transportu Wewnętrznego odbyło się inauguracyjne posiedzenie Komisji, w którym wzieło udział 27. przedstawicieli różnych instytucji związanych z hydrauliką: L.Gosztowtt (Politechnika Warszawska), J.Pasierski, W.Bortkiewicz (CBKUB Warszawa), T.Miernik i M.Nacht (CBKUCH Kraków), St.Krzywicki (PPiOI), E.Baca (BKTMiUB Warszawa), Z.Konkolnik i E.Olko (WSK Wrocław), K.Woźniak, F.Topoliński, B.Zając, J.Żydkowicz (BPPCeram), H.Zawiślak (Biprohut Gliwice), St.Jagielski (PIMR Poznań), J.Mierzyński, Z.Sadkowski, J.Lubert, W.Siemiątkowski i T.Wysokiński (PKN), J.Miracki (Komisja Obrabiarek i Oprzyrzadowania), R.Zalewski (URSUS Warszawa), Soliborski, I. H.Urbanowski, M.Hoszowski, J.Klimala i Z.Klinger.

Na posiedzeniu uzgodniono między innymi ramową tematykę prac komisji obejmującą w pierwszej kolejności: klasyfikację, terminologię, symbole graficzne, wymagania i badania, która w przyszłości powinna być uzupełniona o tematykę cieczy roboczych. Ze względu na różnorodność zagadnień napędów i sterowań hydraulicznych i napędów i sterowań pneumatycznych, Komisja uznała, że nie powinna ona obejmować zagadnień pneumatyki za wyjątkiem zagadnień wspólnych dla obu tych dziedzin.

W okresie swojej działalności Komisja uzgodniła cały szereg projektów norm dla napędów i sterowań hydraulicznych, z których 13 zostało ustanowionych w 1964 roku.

Ustawa z dnia 27 listopada 1961 roku o normalizacji [4] ugruntowała w świadomości Polaków idee obowiązkowego systemu normalizacji, w myśl której podobnie jak w dekrecie z 1953 roku Polski Komitet Normalizacyjny był

centralnym organem administracji państwowej w zakresie normalizacji, działalność normalizacyjna stała się jednym z podstawowych zadań ministerstw.

Na czele Komitetu stał Prezes powoływany przez Prezesa Rady Ministrów. Przy Komitecie działała Rada normalizacyjna – kolegialny organ opiniodawczo-doradczy PKN.

Ze względu na zakres obowiązywania i znaczenia dla gospodarki narodowej ustawa rozróżniała:

- Polskie Normy oznaczane znakiem PN, ustanawiane przez PKN powszechnie obowiązujące,
- Normy branżowe oznaczane znakiem BN, ustanawiane przez właściwego ministra – obowiązujące w zakresie określonej branży (dziedziny gospodarki) niezależnie od organizacyjnego podporządkowania zakładu pracy,
- Normy zakładowe oznaczane znakiem ZN ustanawiane przez dyrektora zjednoczenia, który mógł przekazać to uprawnienie kierownikowi zakładu pracy – obowiązująca w jednym lub kilku zakładach pracy.

1 grudnia 1963 roku Zjednoczenie Przemysłu Lotniczego (ZPL) powołało przy WSK Wrocław pełnomocnika ds. hydrauliki siłowej oraz Ośrodek Konstrukcyjno-Doświadczalny ds. Hydrauliki Siłowej (OHK), któremu jednocześnie powierzono funkcję Branżowego Ośrodka Normalizacyjnego.

20 i 21 grudnia 1963 roku w WSK Wrocław odbyła się I Konferencja Branżowa Hydrauliki, na której została powołana Komisja Normalizacyjna OKH przy WSK Wrocław w składzie: Zdzisław Konkolnik (WSK Wrocław) – przewodniczący, Władysław Burzyński (WSK Wrocław) - z-ca przewodniczącego oraz członkowie: Kosińska (Hydroster Gdańsk), Henryk Zawiślak (Biprohut Gliwice), Jacek Stecki (PEDEA Kraków), Bohdan Kmita (CBKO Pruszków), Eugeniusz Baca (BKTMiUB Warszawa), Jerzy Stumpt (ZKMPW Gliwice), przedstawiciel CBKUB Warszawa oraz przedstawiciel PKN. Komisja ta mimo różnych zmian organizacyjnych w WSK Wrocław, powoływana kilkakrotnie od nowa przez ówczesne Zjednoczenie Przemysłu Lotniczego i Silnikowego (ZPLiS) działała nieprzerwanie, od 19 października 1977 roku pod przewodnictwem prof. Edwarda Palczaka (Politechnika Wrocławska), do czasu powołania w 1994 roku Normalizacyjnej Komisji Problemowej (NKP) Nr 160 ds. Napędów i Sterowań Hydraulicznych prowadząc działalność normalizacyjną w dziedzinie napędów i sterowań hydraulicznych wynikającą z udziału w krajowych, regionalnych i międzynarodowych organizacjach normalizacyjnych poprzez programowanie i planowanie prac normalizacyjnych, opracowywanie, opiniowanie i uzgadnianie projektów norm oraz koordynacje tych prac.

Projekty norm były uzgadniane ze wszystkimi zainteresowanymi instytucjami w kraju, a szczególnie z głównymi wytwórcami, odbiorcami i użytkownikami oraz właściwymi placówkami naukowo-badawczymi. Zasada ta została zachowana również w składach Komisji Normalizacyjnych, na których następuje ostateczne uzgodnienie projektów norm.

Powszechnie przyjętą praktyką stosowaną przez Komisję było opracowanie i uzgodnienie normy zakładowej OKH a następnie na jej podstawie opracowanie Polskiej Normy.

15 stycznia 1964 roku w WSK Wrocław odbyło się inauguracyjne posiedzenie Komisji Normalizacyjnej OKH przy WSK Wrocław z udziałem przedstawiciela PKN w osobie inż. Tadeusza Wysokińskiego. Na posiedzeniu omówiono sprawy organizacyjne dotyczące między innymi zasad współpracy z PKN oraz ustalono wstępny plan potrzeb w zakresie opracowania norm dla hydrauliki w roku 1964 i latach dalszych obejmujące tematykę terminologii, symboli graficznych, klasyfikacji, wielkości podstawowych i charakterystycznych, wymiarów przyłączeniowych, wymagań i badań.

29 marca 1972 roku Sejm uchwalił ustawę o zniesieniu Centralnego Urzędu Jakości i Miar i Polskiego Komitetu Normalizacyjnego [5], a jednocześnie uchwalił ustawę o utworzeniu Polskiego Komitetu Normalizacji i Miar (PKNiM) [6] nadając mu status Centralnego organu administracji państwowej w sprawach normalizacji, miar i probiernictwa. Należy zaznaczyć, że nowa ustawa nie uchyliła postanowień ustawy z 1961 roku. Tak więc PKNiM działał w gruncie rzeczy na podstawie dwóch ustaw: z 1961 roku i z 1972 roku.

8 lutego 1979 roku Sejm uchwalił ustawę o jakości wyrobów, usług, robót i obiektów budowlanych [7] będącą koleją zmianą ustawy o normalizacji z 1961 r. polegającej na dodaniu do zakresu działania PKNiM zagadnienia jakości. W stosunku do ustawy z 1972 r. nazwę PKNiM zmieniono na PKNMiJ. W zakresie normalizacji nie nastąpiły istotne zmiany w stosunku do ustawy z 1961 r.

W 1989 roku po przemianach społeczno-gospodarczych eksperci ówczesnego PKNMiJ podjęli prace mające na celu dostosowanie polskiego systemu normalizacji do stosowanego w krajach wspólnoty europejskiej i całkowitą harmonizację polskich norm z normami europejskimi.

W 1991 roku w krajowym systemie normalizacyjnym zaszły istotne zmiany: rozwiązano RWPG a tym samym ustała prowadzona przez nią działalności normalizacyjna, podpisano układ stowarzyszeniowy RP z UE który zawierał między innymi warunki dostosowania prawa polskiego do wymagań swobodnego przepływu kapitału, towarów, usług i ludzi. Dużym zaskoczeniem dla ówczesnych władz było znaczenie, jakie w tym zakresie strona unijna przypisywała normalizacji.

Dostosowanie polskiego systemu normalizacyjnego do stosowanych w krajach europejskich i całkowita harmonizacja Polskich Norm z normami europejskimi stały się warunkami koniecznymi dla integracji. Niewiele osób zdaje sobie sprawę, że bez wypełnienia tego warunku integracja z UE nie byłaby możliwa, co więcej "warunek normalizacyjny" nie podlegał negocjacjom. Jak się okazało w latach późniejszych, był to jeden z trudniejszych warunków do spełnienia, przede wszystkim z powodu prawie powszechnego niezrozumienia działań Polskiego Komitetu Normalizacyjnego w tej sprawie.

1 stycznia 1994 roku weszła w życie ustawa z 3 kwietnia 1993 r. o normalizacji [8], która przywróciła w Polsce system normalizacji dobrowolnej. Ustawa określała zasady prowadzenia i organizacji działalności normalizacyjnej oraz zasady opracowywania i stosowania Polskich Norm. Polskie Normy stały się normami krajowymi oznaczonymi symbolem "PN". Stosowanie Polskich Norm było dobrowolne. Ustawa dopuszczała wprowadzanie obowiązku stosowania Polskiej Normy, gdy dotyczyła ona w szczególności ochrony życia, zdrowia, mienia, bezpieczeństwa pracy i użytkowania, ochrony środowiska, wyrobów zamawianych przez organy państwowe oraz jeśli były powoływane w ustawach. Organizacyjnymi elementami krajowego systemu normalizacji według ustawy z dnia 3 kwietnia 1993 r. o normalizacji były:

- Polski Komitet normalizacyjny (PKN), państwowa jednostka organizacyjna finansowana z budżetu państwa – organ kolegialny podległy Prezesowi Rady Ministrów. W skład Komitetu wchodzili. Prezes, zastępcy Prezesa, Sekretarz oraz członkowie w liczbie 5 osób. Prezesa Komitetu powoływał Prezes Rady Ministrów. Prezes Komitetu kierował pracą Komitetu i reprezentował go na zewnątrz. Prezes Komitetu mógł powoływać Radę Techniczną jako organ opiniodawczo-doradczy.
- Biuro Komitetu Komitet wykonywał swoje zadania statutowe poprzez Biuro Komitetu, którym kierował Prezes Komitetu.
- Normalizacyjne Komisje Problemowe (NKP) w miejsce dotychczasowych ośrodków i komisji normalizacyjnych.

Na tej podstawie Polski Komitet Normalizacyjny powołał Normalizacyjną Komisję Problemową nr 160 ds. Napędów i Sterowań Hydraulicznych z umiejscowieniem sekretariatu w Kombinacie PZL-HYDRAL S.A. we Wrocławiu. W skład Komisji Prezes PKN powołał 22 członków oraz przewodniczącego i sekretarza, na funkcję przewodniczącego Komisji powołał prof.dr hab.inż. Edwarda Palczaka (IKEM Politechnika Wrocławska), a na funkcję sekretarza mgr inż. Władysława Burzyńskiego (PZL-HYDRAL S.A.). Komisja ta prowadziła działalność normalizacyjną w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych do czasu wejścia w życie z dniem 1 stycznia 2003 roku nowej ustawy o normalizacji [9] z dnia 12 września 2002 roku, na mocy której, zgodnie z jej artykułem 27 dotychczasowa NKP nr 160 przekształcona została w Komitet Techniczny KT nr 160 ds. Napędów i Sterowań Hydraulicznych.

Od 1997 roku wzrosło tempo harmonizacji prawa polskiego z prawem europejskim. Harmonizacja Polskich Norm z normami europejskimi była niezbędną do integracji rynku polskiego z jednolitym rynkiem europejskim i była warunkiem koniecznym do dostosowania polskiego systemu oceny zgodności z systemem europejskim (wymagania zasadnicze, znakowanie CE). Mówiąc krótko, do integracji rynku polskiego z rynkiem unijnym konieczne było wprowadzenie do Polskich Norm wszystkich norm europejskich opracowanych w przeszłości, a następnie terminowe wprowadzanie nowych norm. Termin integracji Polski z UE ustalono początkowo na 1 stycznia 2003 roku, zakładano, że harmonizacja prawa dotyczącego normalizacji nastąpi przed tym terminem. Zobowiązywało to PKN do wprowadzenia do Polskich Norm 80% istniejących norm europejskich, których było wtedy około 8.000. Wprowadzenie tych norm metodą tłumaczenia było nierealne. Wyjściem z sytuacji było dopuszczenie wprowadzenia norm w języku oryginału (metodą uznaniową "U"). Ustawa z 1993 roku według wydanych opinii, nie pozwalała wprowadzać norm europejskich do PN w języku oryginału. W tej sytuacji zdecydowano się na zmianę do ustawy z 1993 roku, którą Sejm uchwalił w październiku 2000 roku. Równolegle trwały prace nad projektem nowej ustawy o normalizacji, którą Sejm RP uchwalił 12 września 2002 roku.

1 stycznia 2003 roku weszła w życie nowa ustawa z dnia 12 września 2002 r. o normalizacji [12]. Ustawa określa podstawowe cele i zasady normalizacji oraz jej organizowanie i finansowanie. Zapisy ustawy, dobitnie wskazują, że obowiązujący w Polsce system normalizacji jest systemem dobrowolnym niezależnym od administracji publicznej oraz jakiejkolwiek grupy interesów. Polska Norma jest normą krajową zatwierdzoną przez krajową jednostkę normalizacyjną, powszechnie dostępną, oznaczoną - na zasadzie wyłączności symbolem PN. Polska Norma może by wprowadzeniem normy europejskiej lub międzynarodowej. Wprowadzenie to może nastąpić w języku oryginału (metodą uznaniową U"). Stosowanie Polskich Norm jest dobrowolne. Polskie Normy korzystają z ochrony jak utwory literackie, a autorskie prawo majątkowe do nich przysługuje krajowej jednostce normalizacyjnej. Dzięki tej ustawie dostosowującej nasz system normalizacji do systemu funkcjonującego w europejskim obszarze gospodarczym, krajowy system normalizacji stał się w pełni kompatybilny z zasadami obowiązującymi w normalizacji europejskiej. Organizacyjnymi elementami krajowego systemu normalizacji według ustawy z dnia 12 września 2002 r. o normalizacji są:

- Polski Komitet Normalizacyjny (PKN), państwowa jednostka organizacyjna, którego utrzymanie jest finansowane z budżetu państwa, przy bardzo ograniczonym wpływie administracji rządowej na jego działalność. Prezes Rady Ministrów sprawuje nadzór nad PKN w zakresie spraw dotyczących: obronności i bezpieczeństwa państwa, realizacji zadań wynikających z podjętej współpracy z organami administracji rządowej, realizacji zadań wynikających z zawartych przez RP umów międzynarodowych. W sprawie obronności i bezpieczeństwa państwa Prezes Rady Ministrów sprawuje nadzór, wydając Prezesowi PKN wiążące wytyczne i polecenia. PKN-em kieruje Prezes powoływany przez Prezesa Rady Ministrów na okres 5 lat spośród zgłoszonych przez Radę Normalizacyjną kandydatów wyłonionych uprzednio w drodze konkursu. Do zadań Prezesa należy między innymi: reprezentowanie PKN na zewnątrz. W myśl ustawy do zadań PKN należy organizowanie i prowadzenie normalizacji krajowej zgodnie z potrzebami kraju.
- Rada Normalizacyjna organ kolegialny opiniodawczo-doradczy. Przy PKN działa Rada Normalizacyjna, Rada liczy 30 członków, a jej kadencja trwa 4 lata. W skład Rady wchodzą przedstawiciele: organów administracji

rządowej, ogólnopolskich organizacji gospodarczych, ogólnopolskich organizacji pracodawców, krajowych lub regionalnych organizacji, których celem jest ochrona interesów konsumentów, ogólnopolskich organizacji zawodowych i naukowo-technicznych, szkół wyższych i nauki. Prezes Komitetu i jego zastępcy uczestniczą w posiedzeniach Rady z głosem doradczym.

Komitety techniczne PKN (KT). Komitety techniczne – działające przy PKN ciała kolegialne powoływane przez Prezesa PKN do prowadzenia prac normalizacyjnych w przyporządkowanym im zakresie tematycznym, realizują cele normalizacji krajowej poprzez opracowywanie Polskich Norm i innych dokumentów normalizacyjnych w określonych zakresach tematycznych, między innymi poprzez udział przedstawicieli komitetów technicznych uczestniczących w pracach regionalnych i międzynarodowych organizacji normalizacyjnych. W skład Komitetu technicznego wchodzą specjaliści delegowani przez organy administracji rządowej, organizacje: gospodarcze, pracodawców, konsumenckie, zawodowe i naukowo-techniczne, szkół wyższych i nauki oraz pracownicy PKN. Komitety techniczne powołuje Prezes PKN po zasięgnięciu opinii Rady. Zgodnie z ustawą (art. 27) dotychczasowe "Normalizacyjne Komisje Problemowe" stają się komitetami technicznymi.

W skład Komitetu Technicznego nr 160 ds. Napędów i Sterowań hydraulicznych, którego zakres tematyczny obejmuje napędy i sterowania hydrauliczne stosowane w różnych dziedzinach techniki, w których przekazywanie i sterowanie energii odbywa się za pośrednictwem cieczy hydraulicznej (roboczej) pod ciśnieniem jako jej nośnika, w tym: terminologia, klasyfikacja, symbole, pompy, silniki i przekładnie hydrauliczne, akumulatory hydrauliczne, cylindry hydrauliczne, łączniki hydrauliczne i elementy podobne, hydrauliczne elementy sterujące, ciecze hydrauliczne, uszczelnienia elementów hydraulicznych, badania elementów hydraulicznych i kontrola zanieczyszczeń, urządzenia i układy hydrauliczne. Prezes PKN powołał 12 członków w tym przewodniczącego i sekretarza, którymi zostali: prof.dr hab.inż. Edward Palczak (Politechnika Wrocławska) i mgr inż. Władysław Burzyński (PZL-Hydral Wrocław). Sekretariat Komitetu umiejscowiono w PZL-Hydral we Wrocławiu.

1 stycznia 2004 roku Polski Komitet Normalizacyjny uzyskał status pełnego członka Europejskiego Komitetu Normalizacyjnego CEN i Europejskiego Komitetu Normalizacyjnego Elektrotechniki CENELEC.

10 czerwca 2005 roku Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych została przyjęta w poczet członków CETOP.

W latach 2003-2008 Komitet Techniczny nr 160 działał, że tak powiem na zasadzie *hobby emerytów*; prof.dr hab.inż. Edwarda Palczaka – przewodniczący i mgr inż. Władysława Burzyńskiego – sekretarza.

Z dniem **7 kwietnia 2009** roku uległo zmianie Zarządzenie Prezesa PKN w sprawie zasad powoływania i odwoływania członków komitetów technicznych i ich reprezentantów, przewodniczących, zastępców przewodniczących
i sekretarzy komitetów technicznych. Zgodnie z wyżej wymienionym zarządzeniem zmianie uległy zasady powoływania do KT, według których członkiem KT może być wyłącznie podmiot, reprezentowany przez wydelegowaną osobę (reprezentanta). Na tej podstawie, po weryfikacji, lista członków KT 160 i ich reprezentantów przedstawia się następująco:

Lp.	Członek KT 160	Reprezentant w KT 160
1	CBKO-HYDROLAB Sp. z o.o. – Proszków	Janusz Kiepas
2	Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa	Wojciech Wójtowicz
	Skalnego – Warszawa	
3	Instytut Techniki Górniczej KOMAG – Gliwice	Krzysztof Nieśpiałowski
4	Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów	Wanda Mikołajewska
	i Układów Pneumatyki Sp. z o.o. – Kielce	
5	Politechnika Wrocławska	Michał Banaś
6	Przemysłowy Instytut Maszyn Budowlanych Sp.	Wojciech Tkaczyk
	z o.o. – Warszawa	
7	Stowarzyszenie Inżynierów i Techników	Władysław Burzyński
	Mechaników Polskich – Oddział we Wrocławiu	(sekretarz)
8	Wojskowa Akademia Techniczna – Warszawa	Adam Bartnicki
9	Wytwórnia Filtrów PZL – Sędziszów S.A.	Andrzej Majka

3. Działalność regionalna

15 czerwca 1962 roku w Sztokholmie utworzono Europejski Komitet ds. hydrauliki i pneumatyki CETOP (Comite Europeen des Transmissions Oleohydrauliques et Pneumatiques – <u>www.cetop.org</u> [10, 11]) skupiający krajowe stowarzyszenia zajmujące się zagadnieniami hydrauliki i pneumatyki napędowej. Celem CETOP-u jest promowanie i wspomaganie europejskiego przemysłu napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych między innymi poprzez przygotowywanie i opracowywanie zaleceń i norm.

Również w czerwcu 1962 roku powołana została Stała Komisja Normalizacyjna (SKN) [12], a następnie Komisje Branżowe, w tym Stała Komisja Maszynowa (SKM). Działalność normalizacyjną w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych prowadziła zarówna SKN jak i SKM. W SKM działalność tę prowadziła Sekcja nr 8, Specjalna Grupa Robocza ds. Hydrauliki i Pneumatyki, a od 1978 roku Sekcja nr 10 "Znormalizowane Elementy Ogólnomaszynowego Zastosowania, Hydraulika i Pneumatyka". Wynikiem tej działalności były zalecenia a od 1972 roku normy RWGP, które miały stanowić podstawę do opracowania w krajach członkowskich RWPG norm krajowych.

1 stycznia 1973 roku w Brukseli utworzono Europejski Komitet Normalizacji Elektrotechnicznej (CENELEC) – regionalne stowarzyszenie europejskie prowadzące działalność w dziedzinie elektrotechniki i elektroniki.

W roku 1974 w Brukseli utworzono oficjalnie Europejski Komitet Normalizacyjny (CEN), początki działalności – Paryż. 1961 r. – regionalne sto-

warzyszenie europejskie prowadzące działalność obejmującą wszystkie zagadnienia za wyjątkiem elektrotechniki, elektroniki i telekomunikacji.

Dotychczas w żadnym z tych komitetów nie powołano odrębnego podkomitetu zajmującego się normalizacją zagadnień z dziedziny napędów i sterowań hydraulicznych, a przyjętą praktyką jest przyjmowanie norm ISO jako norm europejskich EN.

W 1985 roku Państwa Wspólnoty Europejskiej przyjęły nowe podejście do normalizacji przepisów technicznych w oparciu o tzw. Dyrektywy Nowego Podejścia. Jedną z Dyrektyw Nowego Podejścia jest Dyrektywa 98/37/WE (Nowa wersja 2006/42/WE) dotycząca maszyn.

W 1989 roku nowe podejście zostało uzupełnione o tzw. Globalne Podejście do badań i certyfikacji.

10 czerwca 2005 roku w poczet członków CETOP została przyjęta Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych powołana 4 listopada 1994 roku.

4. Działalność międzynarodowa

25 lipca 1969 roku Zgromadzenie Ogólne Międzynarodowej Organizacji Normalizacyjnej (International Organisation Standardization) ISO powołało Komitet Techniczny ISO/TC 131 ds. Napędów i sterowań płynowych (Fluid power systems) obejmujący zagadnienia napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych z umiejscowieniem sekretariatu w American National Standards Institute (ANSI). Zakres i program działalności normalizacyjnej Komitetu uzgodniony wstępnie na posiedzeniu organizacyjnym 24 października 1969 r. w Paryżu, ostatecznie zatwierdzony został na posiedzeniu inauguracyjnym Komitetu, które odbyło się od 8 do 12 września 1970 roku w Londynie. Zatwierdzony wówczas zakres TC 131 obejmuje: terminologię, konstrukcję, wymiary podstawowe, wymagania bezpieczeństwa, metody badań i kontroli układów hydraulicznych i pneumatycznych oraz ich elementów. Dotyczy to takich elementów, jak: akumulatory, pompy, silniki, cylindry, przewody (sztywne i giętkie), łączniki rurowe, łączniki węży giętkich, szybkozłączki, zawory, elementy strumieniowe, pneumatyczne elementy sterujące z ruchomymi częściami, serwozawory elektrohydrauliczne i elektropneumatyczne, regulatory, filtry i oddzielacze, osuszacze sprężonego powietrza, smarownice pneumatyczne, zbiorniki, uszczelnienia i płyny robocze.

Zagadnienia objęte zakresem działalności Komitetu podzielono pomiędzy dziewięć podkomitetów (SC):

- TC 131/SC1 Terminology, classification and symbols (Terminologia, klasyfikacja i symbole),
- TC 131/SC2 Pumps, motors and integral transmissions (Pompy, silniki i przekładnie),

IC 131/SC3	Cylinders (Cylindry / Siłowniki),
TC 131/SC4	Connectors and similar products and components (Łączniki ruro- we i elementy podobne oraz części składowe),
TC 131/SC5	Control products and components (Elementy sterujące i części składowe),
TC 131/SC6	Contamination control (Kontrola zanieczyszczeń),
TC 131/SC7	Sealing device (Uszczelnienia),
TC 131/SC8	Product testing (Badanie elementów),
TC 131/SC9	Installations and systems (Urządzenia i układy).

.. ..

1 ~ 14

(0.1. 1

Wykaz tematyczny norm i dokumentów normalizacyjnych ISO opracowanych w Komitecie Technicznym ISO/TC 131 Fluid power systems i ich odpowiedników w EN i PN liczący według stanu na 30 czerwca 2010 roku 217 publikacji podano w załączniku.

5. Udział Polski w pracach regionalnych i międzynarodowych organizacji normalizacyjnych

W swojej działalności Polski Komitet Normalizacyjny (PKN) zawsze doceniał znaczenie i potrzebę współpracy regionalnej i międzynarodowej w zakresie normalizacji. Współpracę tę w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych w imieniu PKN prowadziły i nadal prowadzą wymienione w rozdziale 2: Komisje Normalizacyjne (KN), Normalizacyjna Komisja Problemowa (NKP) oraz Komitet Techniczny (KT).

Działalność normalizacyjna w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych zapoczątkowana na szczeblu krajowym w latach 60-tych odbywa się równolegle do działalności normalizacyjnej na szczeblu regionalnym i międzynarodowym wzajemnie się przenikając. Polski Komitet Normalizacyjny był współzałożycielem Komitetu Technicznego ISO/TC 131, deklarując członkowstwo czynne (P) w jego pracach. Aktualnie w skład Komitetu wchodzi 14 państw deklarujących członkowstwo czynne (P) w tym Polska i 23 państwa obserwatorów (O).

Udział Polski (PKN) w pracach Komitetu ISO/TC 131, jego dziewięciu podkomitetach (SC) oraz licznych grupach roboczych (WG) pomimo czynnego członkostwa (P) ze względu na ograniczone możliwości finansowe, polegał i nadal polega głównie na uzgadnianiu w kraju projektów norm ISO na etapach: WI, WD, CD DIS, i na tej podstawie opracowywaniu pisemnych opinii do tych projektów. Udział w posiedzeniach Komitetu, podkomitetu i grup roboczych, ze względów jak wyżej był i jest nadal ograniczony.

Na szczeblu krajowym ustanowione normy zarówno regionalne, w tym nieistniejącej już RWPG, jak i międzynarodowe IS0 były systematycznie wprowadzane do norm krajowych początkowo metodą kompilacji lub przepracowania na układ Polskich Norm, a po wejściu w życie Ustawy z dnia 3 kwietnia 1993 r. o normalizacji – wyłącznie metodą tłumaczenia.

6. Krajowa sieć punktów udostępniania i dystrybucji produktów normalizacyjnych oraz punktów informacji normalizacyjnej (PIN) autoryzowanych przez PKN

Krajowa sieć tych punktów obejmuje:

- dolnośląskie Politechnika Wrocławska,
- kujawsko-pomorskie Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy,
- lubelskie Biuro Badawcze ds. jakości SEP Oddział w Lublinie,
- lubuskie Uniwersytet Zielonogórski,
- łódzkie WIN Łódź,
- małopolskie Instytut Technologii Nafty w Krakowie,
- mazowieckie Wydział Informacji Normalizacyjnej i Szkoleń (WIN) oraz Wydział Marketingu i Sprzedaży PKN w Warszawie,
- opolskie Politechnika Opolska,
- podkarpackie Politechnika Rzeszowska
- podlaskie Politechnika Białostocka,
- pomorskie Politechnika Gdańska,
- śląskie WIN Katowice oraz Instytut Spawalnictwa w Gliwicach,
- świętokrzyskie Politechnika Świętokrzyska w Kielcach,
- warmińsko-mazurskie Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie,
- wielkopolskie H.Cegielski Centrum Badawczo-Rozwojowe Spółka z o.o. w Poznaniu,
- zachodniopomorskie Politechnika Szczecińska.



Rys.1. Krajowa sieć punktów udostępniania i dystrybucji produktów normalizacyjnych oraz punktów informacji normalizacyjnej (PIN) autoryzowanych przez PKN

7. Podsumowanie

Opracowanie ma na celu wykazanie, w układzie chronologicznym, ogólnego obszaru normalizacji krajowej, regionalnej, międzynarodowej w dziedzinie napędów i sterowań hydraulicznych w okresie minionych 50 lat, w powiązaniu z krajowymi aktami prawnymi regulującymi działalność normalizacyjną.

Ma również na celu wykazanie wpływu zmian społeczno-gospodarczych na legalizację działalności normalizacyjnej w Polsce w tym również na status normalizacji od obowiązkowej do dobrowolnej.

Ukazuje istotne zmiany zachodzące w normalizacji krajowej po podpisaniu układu stowarzyszeniowego RP z UE, a także udział Polski w pracach regionalnych i międzynarodowych organizacji normalizacyjnych.

Literatura

- 1. Normalizacja dziś i jutro Publikacja PKN, Warszawa 1997.
- 2. Burzyński W.: 50 lat normalizacji napędów i sterowań hydraulicznych. Materiały na Międzynarodową Konferencję Naukowo-Techniczną "Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne '2009'' – Wrocław 2009.
- 3. Bortkiewicz W.: Przemysł hydrauliki i pneumatyki przemysłowej. Spojrzenie wstecz i uwarunkowania rozwoju kraju. Hydraulika i Pneumatyka 3/2001.
- 4. Ustawa z dnia 27 listopada 1961 r. o normalizacji Dz.U. 1961, nr 53, poz 298.
- 5. Ustawa z dnia 29 marca 1972 r. o zniesieniu Centralnego Urzędu Jakości i Miar i Polskiego Komitetu Normalizacyjnego Dz.U. 1972, nr 11, poz. 83.
- 6. Ustawa z dnia 29 marca 1972 r. o utworzeniu Polskiego Komitetu Normalizacji i Miar – Dz.U. 1972, nr 11, poz. 82.
- 7. Ustawa z dnia 8 lutego 1979 r. o jakości wyrobów, usług, robót i obiektów budowlanych Dz.U. 1979, nr 2, poz. 7.
- 8. Ustawa z dnia 3 kwietnia 1993 r. o normalizacji Dz.U. 1995, nr 55, poz. 251, Dz.U. 1997, nr 121, poz. 770, Dz.U. 2000, nr 43, poz. 489.
- 9. Ustawa z dnia 12 września 2002 r. o normalizacji Dz.U. 2002, nr 169, poz. 1386.
- 10. CETOP Directory. Edition 2009.
- Burzyński W., Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Rynek wyrobów techniki płynowej krajowy europejski i globalny. Materiały na Międzynarodową Konferencję Naukowo-Techniczną "Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2007" – Wrocław 2007.
- 12. Kamiński Z., Ruszkowski A.: Prace normalizacyjne w RWPG. Wydawnictwa Normalizacyjne, Warszawa 1965.

Funkcje poprawiające bezpieczeństwo pracy zaimplementowane do sterowań elektrohydraulicznych obudów zmechanizowanych

Marcin Stachowicz, Adam Szczygielski – BOMAR S.A.

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono sposób, w jaki sterowanie elektrohydrauliczne E-H, będące aktualnie najbardziej zaawansowaną formą urządzeń kontrolujących obudowy zmechanizowane wysoko wydajnych kompleksów górniczych, są w stanie wpłynąć na poprawę bezpieczeństwa pracy górników, pracujących w Kopalniach Węgla Kamiennego. Praca wskazuje, w jaki sposób sterowanie E-H jest w stanie wyeliminować wypadki spowodowane zarówno przez czynnik ludzki, jak i wypadki spowodowane przez działania sił wyższych. Przez siły wyższe rozumie się w niniejszym opracowaniu najczęściej występujące w górnictwie polskim, jak i światowym katastrofy naturalne, czyli tąpania, zagrożenia metanowe i pożary.

1. Wstęp

W związku z coraz trudniejszymi warunkami górniczo-geologicznymi i nawarstwiającymi się zagrożeniami naturalnymi, z którymi radzić musi sobie polskie górnictwo podziemne, podejmowane są działania, mające na celu ograniczenie wypadkowości wśród załogi. Działania te wymagają zaangażowania i koordynacji, zarówno prawidłowo funkcjonujących systemów bezpieczeństwa, jak i współpracy kadry zarządzającej przedsiębiorstw wydobywczych i zakładów górniczych.

Założenia związane z poprawą warunków pracy zawarte są w "Strategii działania urzędów górniczych na lata 2010–2014". Strategia ta zakłada eliminację zagrożeń w następujących obszarach:

- ograniczenie liczby wypadków spowodowanych "czynnikiem ludzkim", (przyczyna około 70% wypadków),
- ograniczenie liczby wypadków i niebezpiecznych zdarzeń w związku z wyrobami stosowanymi w górnictwie,
- skuteczne przeciwdziałanie katastrofom górniczym, (poprzez rozwój systemów bezpieczeństwa),
- ograniczenie skali chorób zawodowych w górnictwie,
- skuteczne egzekwowanie przepisów prawa w zakresie bhp w górnictwie,
- dostosowanie rozwiązań prawnych do potrzeb skutecznego zarządzania bhp w górnictwie,
- utrzymanie sprawności służb ratownictwa górniczego.

W niniejszej monografii podjęto próbę wykazania, w jakim stopniu wyżej wymienione zagrożenia mogą zostać wyeliminowane za pomocą rozwiązań technicznych w najnowszej generacji sterowań elektrohydraulicznych stosowanych w obudowach zmechanizowanych i kombajnach działających w wysoko wydajnych kompleksach górniczych. W opracowaniu skoncentrowano się na przedstawieniu funkcji bezpieczeństwa zaimplementowanych w sterowaniu E-H, ograniczającym wypadkowość związaną z czynnikiem ludzkim i przeciwdziałaniem katastrofom naturalnym.

Obszary, na których się skupiono, dodatkowo pokrywają się z listą głównych przyczyn wypadków śmiertelnych i ciężkich zaistniałych w roku 2009 w górnictwie, do których m.in. zaliczono:

- zapalenie i wybuch metanu,
- tąpnięcia,
- zawały,
- wykonywanie robót górniczych niezgodnie z ustaleniami w dokumentacjach, technologiach i regulaminach,
- przebywanie w miejscach niebezpiecznych w zasięgu pracy maszyn oraz w miejscach zagrożonych opadem skał ze stropu i ociosów,
- nieprawidłowy stan techniczny maszyn i urządzeń,
- ryzykowne zachowania oraz lekceważenie przepisów bezpieczeństwa pracy¹.

2. Sterowanie elektrohydrauliczne

Sterowanie elektrohydrauliczne, które jest przedmiotem opracowania i będzie rozpatrywane pod kątem przeciwdziałania występowaniu wypadków w trakcie pracy kompleksów zmechanizowanych jest definiowane jako: sterowanie pozwalające na **pelny monitoring** i nadzór nad bieżącym stanem pracy obu-dowy zmechanizowanej, a także sterowanie jej **pracą w trybie automatycznym**. Sterowanie automatyczne jest oparte na bazie informacji, które przekazywane są do sekcji obudowy zmechanizowanej z czujników zamontowanych na tejże sekcji.

Wykorzystywanie do kontroli sekcji obudowy zmechanizowanej sterowania E-H pozwala na zwiększenie wydajności pracy kompleksu ścianowego, zarówno strugowego, jak i kombajnowego, szczególnie w pokładach niskich.

Monitoring i wizualizacja pracy sekcji pozwala również skrócić czas pomiędzy wystąpieniem awarii a jej usunięciem i **poprawia bezpieczeństwo pracy** zarówno obsługi jak i sprzęt². Biorąc pod uwagę powyższe definiowanie systemu sterowania elektrohydraulicznego E-H można stwierdzić, że monitoring oraz automatyzacja procesu wydobycia pozwala w zmechanizowanych kompleksach górniczych ograniczyć liczbę osób koniecznych do przeprowadzenia prac oraz nadzoru nad procesem urabiania. W ten sposób eliminujemy czynnik ludzki, z którym powiązane jest około 70% wszystkich wypadów występujących w górnictwie³.

¹ Wyższy Urząd Górniczy "Stan bezpieczeństwa i higieny pracy w Górnictwie w 2009 roku" – TekstPratner s.c.. Katowice 2010 s. 8 i s. 121-123.

² <u>http://www.famur.com.pl/page/index/24</u>

³ Wyższy Urząd Górniczy "Stan bezpieczeństwa…" – op. cit. s. 94.



Rys.1. Komponenty sterowania elektrohydraulicznego

3. Automatyzacja procesu wydobywczego

Sterowanie E-H zezwala na automatyczne (bezobsługowe) uruchamianie poszczególnych czynności związanych z pracą obudów zmechanizowanych.

Czynności te są uruchamiane w zależności od pozycji maszyny urabiającej (np. kombajnu pozycjonowanego za pomocą czujnika podczerwieni) w ścianie. Bezobsługowo, automatycznie można więc uruchamiać:

- automatyczne kroczenie sekcji czyli rabowanie, przekładkę i budowanie sekcji,
- zamykanie i otwieranie osłon czoła ściany,
- przekładka przenośnika,
- zraszanie,
- dobudowywanie stojaków w momencie stwierdzenia utraty podporności sekcji.⁴

Wszystkie te czynności i prace, które można opisać za pomocą algorytmu bazującego na danych spływających do systemu z zamontowanych na sekcjach czujników, można przy wykorzystywaniu sterowania typu E-H uruchomić bez udziału człowieka, bądź udział ten mocno ograniczyć.



Rys.2. Sterownik elektroniczny

Sterowanie elektrohydrauliczne pozwala również na zwiększenie ochrony pracowników, których obecność w ścianie jest niezbędna. Ochrona ta przejawia się między innymi w fakcie świetlnego i dźwiękowego powiadamiania o przełączeniu sekcji obudowy zmechanizowanej w tryb pracy. Systemy sterowania sekcjami zmechanizowanymi poprzednich generacji (ręczne, pilotowe) nie są wyposażone w tego typu usprawnienia i sygnalizację, co może narażać pracowników obsługi na wypadki spowodowane ruchem sekcji obudowy zmechanizowanej bez ich wiedzy. Dodatkowo pracownik obsługi wykonujący prace w danym obszarze może zabezpieczyć rejon trzech sąsiadujących ze sobą sekcji przed przypadkowym uruchomieniem.

Kolejnym przykładem automatycznego zabezpieczenia pracownika obsługi ścianowej jest algorytm uniemożliwiający przekładkę sekcji bądź przenośnika, jeżeli sekcje sąsiednie nie są poprawnie rozparte. Funkcja ta ma za zadanie zabezpieczenie stropu w bezpośrednim otoczeniu sekcji, z uwagi na konieczność oderwania, czyli utracenia kontaktu ze stropem sekcją przesuwaną.

⁴ M. Stachowicz, Prezentacja "Możliwości rozbudowy posiadanych przez Polskie Kopalnie Węgla Kamiennego sterowań hydraulicznych do sterowania elektrohydraulicznego" przeprowadzana w ramach Dni Techniki ROW. Jastrzębie Zdrój 07.05.2010 r.





Rys.3. Schemat systemu detekcji pracownika za pomocą czujnika ultradźwięków

Dalszą rolą sterowania E-H jest bezobsługowa detekcja pracownika w pokładach niskich i automatyczne zablokowanie pracy sekcji w tym rejonie. Wypadek śmiertelny, którego przyczyną była niewłaściwa detekcja pracowników miał miejsce w roku 2009 w KWK "Zofiówka", gdzie pracownicy obsługi zaklinowali się w obszarze sekcji i zostali przez tę sekcję przyciśnięci do nastawki. Niestety w wyniku tego zdarzenia jeden z górników uległ wypadkowi ze skutkiem śmiertelnym⁵. W systemie sterowania elektrohydraulicznego, pracownik przebywający w ścianie w przypadku mimowolnego przestawiania sygnału ultradźwiękowego, powoduje zinterpretowanie przez system jako obecność pracownika w ścianie i automatyczne unieruchomienie obudowy.

Są to tylko niektóre przykłady funkcji bezpieczeństwa zastosowane w systemie elektrohydraulicznym, jednakże wymienienie wszystkich z nich w znaczny sposób przekroczyłoby ramy niniejszego opracowania. Należy również nadmienić, że funkcje te mają za zadanie czuwać nad prawidłowym, zgodnym z przepisami przeprowadzaniem prac wewnątrz kompleksu ścianowego. W przypadku funkcji detekcji pracownika w ścianie warto podkreślić fakt, że jest ona uruchamiana nie poprzez świadome działanie pracownika, lecz przez samą jego obecność w rejonie sekcji.

4. Funkcje redukujące wpływ zagrożeń naturalnych na bezpieczeństwo pracy

Kolejnym z czynników mających duży udział we wzroście liczby wypadków, w tym również śmiertelnych, w górnictwie są coraz trudniejsze warunki górniczo-geologiczne i nawarstwiające się zagrożenia naturalne, w szczególności tąpania, pożary i ryzyko związane z występowaniem metanu.

Prezentowane sterowanie E-H, dzięki monitorowaniu parametrów pracy sekcji oraz uwzględnieniu ich w procesach eksploatacji, ograniczą negatywny wpływu przytoczonych zjawisk w kompleksie zmechanizowanym.

⁵ Ibidem s. 74,

Tąpania – definiowane są jako dynamiczne rozładowanie energii potencjalnej sprężystości skał połączone z wyrzuceniem materiału skalnego do wyrobiska, lub zniszczeniem jego obudowy⁶. Ich ilość jest ograniczona, ponieważ z eksploatacji wyklucza się pokłady szczególnie zagrożone tym zjawiskiem. Jednak pomimo nielicznego występowania tąpnięć, ich negatywne skutki są ogromne (rok 2007 – 4/2 wypadki śmiertelne, 2008 – 1/5, 2009 – 1/10)⁷.

Sterowanie E-H może w tym przypadku przyczynić się do oceny zagrożenia tąpaniami w poszczególnych obszarach ściany poprzez analizę ciśnienia w stojakach i ich przetworzenie za pomocą specjalnych algorytmów w wykres obszarów niebezpiecznych. Na rysunku 4 przedstawiono graf, który pokazuje miejsca niebezpieczne w eksploatowanej ścianie, wraz z naniesionymi na nim obszarami wcześniej i wyżej eksploatowanych pokładów.



Rys.4. Wykres analizy konwergencji (tąpań) sterowania elektrohydraulicznego

Na grafie, który powstaje wraz z urabianiem kolejnego odcinka pokładu można zaobserwować pęknięcia w skale stropowej, spowodowane wcześniejszą eksploatacją. Wszystkie punkty są generowane indywidualnie dla każdej pozycji obudowy zmechanizowanej. Miejscami szczególnie niebezpiecznymi są obszary bezpośrednio występujące po poprzecznych grupach sekcji wskazujące podwyższoną wartość współczynnika konwersacji (rozłożonego w czasie osiadania skał stropowych).

⁶ <u>http://pl.wikipedia.org/wiki/Tapnięcie</u>

⁷ Wyższy Urząd Górniczy "Stan bezpieczeństwa…" – op. cit. s. 66., Wyższy Urząd Górniczy "Stan bezpieczeństwa i higieny pracy w Górnictwie w 2008 roku" – TekstPratner s.c. Katowice 2009 s. 65., Wyższy Urząd Górniczy "Stan bezpieczeństwa i higieny pracy w Górnictwie w 2007 roku" – PMG sp. z o.o. Katowice 2008 s. 83.

³⁷⁰

Obecnie prowadzone są prace, mające na celu analizowanie widma generowanego przez czujnik dźwiękowy (obrazujący naprężenia materiałowe) który jest zamontowany bezpośrednio pod stropnicą obudowy zmechanizowanej⁸.

Zagrożenia metanowe związane są z występowaniem metanu w górotworze i jego uwalnianiem się w wyniku prowadzonej działalności górniczej⁹. Do zapłonu mieszaniny metanowej dochodzi, kiedy w powietrzu znajdzie się krytyczna ilość metanu i tlenu oraz źródło zapłonu. Tym źródłem są bardzo często iskry mechaniczne, generowane przy tarciu skała-metal (urabianie kombajnem zwięzłych skał stropowych, spągowych, przerostów), metal-metal (np. stal-stop lekki) oraz skała-skała (np. w trakcie zawału przy uderzeniu brył piaskowców w przestrzeni zrębowej). Problem ten jest poważny, ponieważ aż 27 z 31 polskich kopalń węgla kamiennego jest uznawanych za kopalnie metanowe¹⁰.

W przypadku zastosowania sterowania E-H, zagrożenia metanowe mogą być niwelowane poprzez odpowiednie nawilżanie przestrzeni wyrobiska górniczego (system zraszania uruchamiany automatycznie przez pozycję kombajnu) oraz pozyskiwania informacji o konieczności zwolnienia pracy maszyny urabiającej, spowodowanej wzrostem poziomu wartości metanu w atmosferze.

Celem takiego okresowego zmniejszenia wydobycia jest uchronienie procesu urabiania przed całkowitym zatrzymaniem. Biorąc pod uwagę fakt, iż metan jest uwalniany w trakcie urabiania calizny węglowej, zmniejszenie prędkości przejazdu kombajnu wraz z ograniczeniem prędkości pracy organów urabiających nie pozwala na zwiększony wypływ metanu i daje systemowi wentylacji odpowiedni czas konieczny do jego usunięcia. W tym wypadku czujniki badające ilość metanu w atmosferze są montowane w co 10 sekcji. Informacja o konieczności zwolnienia procesów urabiania może być przekazywana kombajnistom poprzez system świetlny.

Kolejnym z zagrożeń wskazanych w "Strategii działania…" jest zagrożenie związane z wytwarzaniem w kopalniach węgla kamiennego nadmiernej ilości pyłu węglowego, przede wszystkim w trakcie urabiania kombajnem, ale również przy przesuwaniu sekcji obudów zmechanizowanych, co z kolei zwiększa zagrożenie pożarowe¹¹. Zjawisko to może być ograniczone poprzez zraszanie przestrzeni, w której przebywa kombajn, jak również zraszanie zawału następującego po przesunięciu sekcji obudów zmechanizowanych. Funkcja ta może być realizowana automatycznie przez systemy elektro-hydrauliczne.



⁸ J.Veksler, "Prezentacja systemu XMDA" przeprowadzona w dniu ____ dla przedstawicieli JSW S.A.

⁹ Wyższy Urząd Górniczy "Stan bezpieczeństwa…" – op. cit. s. 21.

¹⁰ K.Matuszewski: "Najważniejsze zagrożenia powodujące katastrofy w polskich podziemnych zakładach górniczych", Bezpieczeństwo Pracy 10/2009 s. 25.

¹¹ Ibidem s. 26.



Rys.5. Umiejscowienie czujnika metanu zintegrowanego ze sterowaniem E-H

Ponadto nowoczesny system zraszania może spełniać jeszcze jedną funkcję.



Aktualne badania systemów zraszania montowanych w sterowaniu E-H ma na celu potwierdzić tezę, że utrzymywanie odpowiedniej ilości wody (mgły) w wyrobisku górniczym sprawia, że do zapłonu metanu konieczna jest znacznie wyższa energia niż bez zraszania. Badania empiryczne są przeprowadzane obecnie w kopalni doświadczalnej "Barbara". Badania te polegają na znalezieniu odpowiedzi na pytanie, w jaki sposób utrzymywanie mgły (kropel wody mniejszych niż 100 mikrometrów) w metrze sześciennym wymusi zwiększenie energii potrzebnej do jego zapłonu. Jeżeli teoria zostanie potwierdzona w praktyce będziemy mogli stwierdzić, że stosowanie systemów zraszania wodą umożliwi bezpieczną pracę przy wyższych stężeniach metanu w wyrobisku niż obecnie jest to możliwe.

Teoretyczne przesłanki potwierdzają, że wprowadzenie do 1 metra³ przestrzeni wyrobiska 0,11 litra wody pozwoli na zwiększenie bezpiecznego limitu metanu w atmosferze o 1%. W obliczeniach zjawisko to prezentuje się następująco:

- 1 m³ metanu w warunkach normalnych ma gęstość 0,72 kg gęstość powietrza to 1,2 kg/m³,
- Ciepło spalania 1 kg metanu wynosi 55,5 · 106 J/kg,
- Ciepło parowania dla wody wynosi $-2,256 \cdot 106 \text{ J/kg}$,
- 1% metanu w 1 m³ odpowiada zatem energii cieplnej równej $55,5 \cdot 106 \text{ J/kg} \cdot 0,72 \text{ kg}/100 = 40 \cdot 104 \text{ J},$
- Ilość wody niezbędnej do uzyskania energii cieplnej dla objętości 1 m³ jest liczona z ciepła właściwego wody pomiędzy 30 i 100°C, ciepła parowania wody, jak również ciepła właściwego pary pomiędzy temperaturą 100°C a temperaturą zapłonu metanu,
- Ciepło właściwe wody = $4,2 \cdot 10^{3}$ J/kgK,
- Ciepło właściwe pary = $2,08 \cdot 10^3 \text{J/kgK}$,
- Ciepło parowania wody = $2256 \cdot 10^3$ J/kg,
- Temperatura samozapłonu metanu = 600° C,
- Temperatura wody 30°C,
- 1kg wody potrzebuje następującej energii

 $4,2 \cdot 10^{3}$ J/kgK $\cdot 70^{\circ} + 2,08 \cdot 10^{3}$ J/kgK $\cdot 500^{\circ} + 2256 \cdot 10^{3}$ J/kg = **3590 \cdot 10^{3}J/kg**

dla podwyższenia tolerancji poziomu metanu w objętości 1 m³ o 1%:

$40 \cdot 104 \text{J} / 3590 \cdot 10^3 \text{J/kg} = 0,11 \text{kg}$

Prawidłowość ta jest obecnie przedmiotem testów w Kopalni Doświadczalnej "Barbara".

5. Funkcje ochrony i diagnozy usterek elementów kompleksu ścianowego

Wiele wypadków ma miejsce w trakcie przeprowadzania prac mających na celu usunięcie pojawiających się w ścianie usterek i awarii. Działanie prewencyjne ograniczające liczbę takich usterek może w znacznym stopniu wpłynąć na ograniczenie wypadkowości w polskim górnictwie. Z tego powodu w niniejszym opracowaniu przedstawiono niektóre funkcje, mające na celu ochronę sprzętu obudowy zmechanizowanej przed uszkodzeniem¹².

¹² M.Stachowicz, Prezentacja "Możliwości rozbudowy posiadanych przez Polskie Kopalnie Węgla Kamiennego sterowań hydraulicznych do sterowania elektrohydraulicznego" przeprowadzana w ramach Dni Techniki ROW. Jastrzębie Zdrój 07.05.2010 r.



Rys.7. Ochrona łączników układu przesuwnego



Rys.8. Drążek pomiaru drogi układu przesuwnego

Pierwszym z elementów jest system eliminacji luzów powstających na łącznikach układu przesuwnego sekcji z przenośnikiem ścianowym. Sterowanie E-H poprzez stosowanie sensorów badających wzajemne położenie względem siebie sekcji obudowy zmechanizowanej oraz zastawki przenośnika ścianowego, pozwala na stałe kontrolowanie tego parametru. W trakcie przekładki sekcji wiedza ta pozwala na wstępne wybranie ewentualnych luzów poprzez bardzo łagodne uruchomienie układu przesuwnego i jego naprężenie (podciągnięcie w pierwszej fazie kroczenia sekcji o 3-5 cm), a dopiero po tym zabiegu uruchomienie przekładki sekcji z pełną siłą. Działania te chronią łączniki układu przesuwnego przed deformacją i zerwaniem.

Następnym elementem wpływającym na ograniczenie występowania awarii jest kontrolowane przesuwanie przenośnika ścianowego. Dzięki możliwości kontrolowania pozycji sekcji względem przesuwnika, system dba o to, by poszczególne siłowniki systemu przesuwnego były wyciągane bezpiecznie. Bezpieczeństwo polega na kontrolowaniu kąta przekładki przenośnika w taki sposób, aby nie był on większy niż możliwości załamania poszczególnych rynien przenośnika zgrzebłowego.

Warto wspomnieć również o aktywnym kontrolowaniu kąta nachylenia stropnicy. Monitorowanie tego elementu pozwala na ochronę siłownika podpory stropnicy przed zerwaniem.



Rys.9. Multisensor (czujnik podczerwieni, inklinometr, czujnik ultradzwięków)

W trakcie eksploatacji ściany może zaistnieć sytuacja, w której nad tylną częścią stropnicy utworzy się jar. W takim wypadku rozbudowywanie stojaków w trybie automatycznym może doprowadzić do zerwania mocowania siłownika podtrzymania stropnicy w pozycji zaznaczonej na rysunku 10. Monitorowanie kąta nachylenia stropnicy pozwala na kontrolę tego parametru i w sytuacji, gdy nachylenie stropnicy zmieni się o więcej niż ustalony parametr, tj. ponad

kąt nachylenia zaobserwowany przed rozpoczęciem cyklu przekładki sekcji, budowanie sekcji zostanie zatrzymane przez system.



Rys.10. Ochrona mocowania siłownika podpory stropnicy

System monitoringu wbudowany w system E-H sam w sobie pozwala na zmniejszenie konieczności przebywania pracowników obsługi w ścianie. Więk-

szość nieprawidłowości związanych z pracą sekcji jest bowiem sygnalizowana przez system komputera dołowego, a co za tym idzie, obecność pracownika utrzymania ruchu jest konieczna w ścianie tylko wtedy, gdy nieprawidłowość zostanie wskazana, a dodatkowo miejsce tej usterki jest wcześniej zasygnalizowane.

6. Podsumowanie

Wykorzystywanie najnowszych zdobyczy w dziedzinie maszyn i urządzeń projektowanych dla górnictwa może doprowadzić do podniesienia bezpieczeństwa pracy załogi, co zostało zaprezentowanie na przykładzie najnowszej generacji sterowania sekcjami obudowy zmechanizowanej kompleksu ścianowego. Rozwiązania te są na bieżąco prezentowane zakładom górniczym, co pozwala na kształtowanie świadomości ich pracowników w dziedzinie bezpieczeństwa.

Wykorzystywanie tego typu sterowania może stać się konieczne z uwagi na fakt, że z roku na rok polskie górnictwo podziemne zmuszone będzie do sięgania po coraz cieńsze pokłady węgla. Obecnie pomijane są pokłady węgla o miąższości niższej niż 2 metry, jednak z czasem konieczność eksploatacji tego typu pokładów staje się coraz bardziej zasadna.

Obsługa kompleksów ścianowych projektowanych dla tak niskich pokładów jest dużo trudniejsza z uwagi na brak miejsca koniecznego do wygodnego poruszania się. Należy zauważyć, że człowiek w pozycji wyprostowanej porusza się z prędkością około 90 metrów na minutę, czołgając się (pracując w sekcji o minimalnej przestrzeni dla załogi) już tylko 5 metrów na minutę. I w takich sytuacjach konieczność stosowania sterowania elektrohydraulicznego w celu usprawnienia i zwiększenia komfortu i bezpieczeństwa pracy załogi, wydaje się być kluczową.

Sterowanie elektrohydrauliczne jest z powodzeniem stosowane w górnictwie światowym, w Polsce wiedza na ten temat jest jeszcze niewielka, ale biorąc pod uwagę coraz większy nacisk stawiany na bezpieczeństwo pracy, szersze zastosowanie wydaje się kwestią czasu.

ABSTRACTS

Polish, European and global market of machinery and equipment in the economic crisis

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk – Wroclaw University of Technology, Jolanta Szadkowska – Crakow University of Technology

On the basis of the data from OECD (EURO-STAT), VDMA, CETOP and the International Statistic Committee and the Chief Statistical Office (GUS), the dynamics of sales and orders in various branches of the machine-building and electromechanical industry was presented, by comparing 2008 versus 2007 and 2009 versus 2008. The included data were related to such countries like USA, Germany, Japan, China. The data showing a drop by 30-40%, even by 70% of orders in such branches like mining and power engineering machinery, construction machinery and machine tools were specified. The present status of Polish industry, especially that of machine and equipment building, was shown. Also the actual optimistic figures from the first quarter of 2010, this testifies to overcome the crisis in the machinery and equipment market were presented.

Polish, European and global market of fluid power control in the economic crisis

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk – Wroclaw University of Technology, Jolanta Szadkowska – Crakow University of Technology

The paper presents the global and European market of machinery and equipment, in particular the market of hydraulics and its main shareholders: USA, China, Japan and the CETOP countries. The dynamics of the transformation on the global, European market and in some countries of significance in that area has been shown. Intensity of the drop in the sales of hydraulics and pneumatics products has been related to the drop in the production of machinery and equipment as well as to the general economic situation, economies being in the state of slowdown, recession or crisis. The analysis of the state of the sector of hydraulics and pneumatics in a dozen or so most important countries is based on the comparisons of the sales and orders as well as on the forecasts of 2008 versus 2007. The most recent data, 2009 versus 2008, have also been presented. Also the most recent comparative data of the first quarter of 2010 to 2009 were presented. This testifies to the gradual overcome of crisis in the hydraulics and pneumatics market - it specially countries associated in CETOP, including Poland.

Energy losses in the hydraulic rotational engine – definitions and relationships for evaluation of the efficiency of engine and hydrostatic drive

Zygmunt Paszota - Gdansk University of Technology

The evaluation methods of energy losses and efficiency of the hydraulic rotational engines for the hydrostatic drives, used so far in the scientific research and in the industrial practice, give wrong results because the parameters that the

losses and efficiencies are a function of are themselves dependent on those losses. The aim of the paper is to define the engine operational parameters, developed powers, energy losses and efficiencies and also to show the respective relationships. Basing on the analyses of presented definitions and relationships, conclusion on investigations on engines' energy were drawn.

Possibilities of dynamic properties of electro-hydraulic transformers

Andrzej Ławniczak – Poznan University of Technology

In the paper possibilities of dynamic properties improvement of servo-valve by introducing a new design concept has been presented. This regards the first stage amplifier of a flapper-nozzle type, which is widely used in many types of electro-hydraulic transformers.

Integrated electro-hydraulic systems

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow – Kielce University of Technology

The paper compares electro-hydraulic systems with external and integrated digital control. Electro-hydraulic systems with external closed-loop control electronics, valves integrated with electronic type OBE (On-Board Electronics) and hydraulic cylinders integrated with axis controller of type IAC (Integrated Axis Controller) are presented. On the basis of Bosch-Rexroth Interactive Catalog System electro-hydraulic axes were selected and purchased. A single electro-hydraulic axis consists of CS type cylinder internally integrated with the Novostrictive® magnetostrictive position measuring systems and externally integrated with 4/3-way high response directional valve directly actuated with electrical position feedback of type 4WRSE. Such integrated electro-hydraulic axes will be used to construct parallel kinematic structures – hydraulic parallel manipulators.

A term of equivalence of components of control hydraulics of powered roof supports

Jan Gil J, Krzysztof Rąba, Łukasz Skutela – Coal Company ISC Zakład Remontowo-Produkcyjny Bieruń, Kazimierz Stoiński – Central Mining Institute

A term of equivalence (substitute) of components of control hydraulics of powered roof supports was introduced for the purpose of purchase according to public tender procedures. Assessment is usually made by a notified body only on the basis of technical parameters of the product of similar type to the type, which is included in technical documentation of manufacturer. Such a practice does not include additional tests to be conducted by manufacturers of control hydraulics, who collaborate with designer and manufacturer during the process of designing of powered roof support. However, additional tests enable optimization of design as regards increase of its resistance to dynamic loads, which result from rock mass bursts, what increases work safety at the same time.

Innovative solutions eliminating welded joints and screw joints in hydraulic cylinders used in powered roof supports

Jan Gil, Marian Łabuzek – Coal Company JSC Zakład Remontowo-Produkcyjny Bieruń, **Henryk Wencel** – Consultant

Article presents innovative solutions, that eliminate welded joints in hydraulic actuators applied in mechanized housing, which are hard in execution. Elimination of welded joint allow to produce hydraulic actuators from materials of higher durability parameters, which are cold shut.

Identification of hydraulic cylinder seals damages in powered roof supports

Tomasz Karczewski, Sambor Pawelek, Ryszard Kubiesa – Coal Company JSC Zakład Remontowo-Produkcyjny Bieruń

Article depicts problems connected with hydraulic cylinder seals damage in longwall shield support which occurs in Coal Company JSC mines. Attempt was made to identify the damages on a base of our own experience and also to minimize their effects.

Selected problems of adjustment and exploitation of the controllable pitch propeller pneumatic and hydraulic control systems

Czesław Dymarski – Gdansk University of Technology

The paper presents selected problems of the controllable pitch propeller pneumatic and hydraulic control systems. For this purpose description of the collision of the rescue fire ship with the trestle of the fuel pier in the North Port in Gdańsk was used. Activities undertaken by author, included analysis and collectively conducted experiment enabled explaining the reasons of the event. It might have been expected that presented description of explaining works and theirs results are a useful knowledge material for designers and users of the control systems.

Where the hydrodynamic force has been hidden in a pressure valve characteristics

Jan Marianowski - AGH University of Science and Technology

The article presents an analysis of forces acting on element which closes flow into a pressure valve. Action of hydrodynamic force resulting from a change of direction and speed of emulsion stream flowing from hazardous area has been taken under consideration. The prevailing role of this force in opening and closing of the valve has been shown. Influence of selected valve construction parameters on discussed effect has also been given. The example calculations were made and compared with the results of tests.

Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational engine for hydrostatic drive

Zygmunt Paszota – Gdansk University of Technology

The paper presents theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational engine with constant capacity q_{Mt} per one shaft revolution (constant theoretical working volume V_{Mt}) and with variable capacity $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ per one shaft revolution (variable geometrical working volume V_{Mgv}). The models are to be used in the laboratory and in simulation of engine energy losses aimed at evaluation of the engine energy efficiency and hydrostatic drive efficiency.

Evaluation of losses in a hydraulic engine based the SWSB-63 engine tests

Agnieszka Maczyszyn – Gdansk University of Technology

In the article two models of losses were compared, suggested by Z. Paszota in Energy losses in the hydraulic displacement engines – definitions and relations serving the evaluation of the efficiency of hydrostatic drive [1] and A. Balawender in Energy analysis and methodology of testing of low-speed hydraulic engines [2]. Using data obtained during testing of the SWSB-63 hydraulic engines [3], the graphs were shown illustrating mechanical losses, volumetric losses and pressure losses as a function of parameters which these losses directly depend on.

Results of research work on hydraulic satellite engines of SM series of types

Paweł Śliwiński – Gdansk University of Technology

The latest design of hydraulic satellite engines of SM series of types, of small operational volume from 5-34 cm³ per rotation, was described. Results of laboratory tests on one of engines selected from the series of types that was supplied with oil, with oil in water emulsion of HFA-E type and with water, were presented. Due to the same design of all engines from the series of types, their efficiency is similar. Satellite engines were also compared with gerotor engines as regards both their technical parameters and reached efficiency. Work on SM engines was conducted at the Department of Hydraulics and Pneumatics at the Gdansk University of Technology within research-and-development project No. R0300103 financed by the Ministry of Science and Higher Education, entitled "Development studies of hydraulic engines and satellite pumps of small operational volume supplied with water, with emulsion and with oil", coordinator of which is Andrzej Balawender, Professor at the Gdansk University of Technology. The project is realized in collaboration with "Stosowanie Maszyn" Company in Katowice.

New solutions of compensation of axial clearances in satellite engines of small operational volume

Piotr Patrosz – Gdansk University of Technology

Modeling and computer simulation of new-type hydraulic satellite engines of small operational volume were described. Selection of design parameters, which

have impact on deformations of axial clearances compensation node. Due to conducted tests, deformations of compensating plates were significantly reduced, what enabled to increase permissible operational pressure and to improve total efficiency. The work was carried out at the Department of Hydraulics and Pneumatics at the Gdansk University of Technology within research-and-development project No. R0300103 financed by the Ministry of Science and Higher Education, entitled "Development studies on hydraulic engines and satellite pumps of small operational volume supplied with water, emulsion and oil" (project manager: Andrzej Balawender, Professor at the Gdansk university of Technology). Research project is realized in collaboration with "Stosowanie Maszyn" Company in Katowice, Poland.

Analysis of dynamic phenomena in a chamber of cylinder of PWK pump of changeable output

Leszek Osiecki, Piotr Patrosz – Gdansk University of Technology

Design and principle of operation of displacement change mechanism in axial pump PWKZ with cam driven commutation unit, were described. The cause of dynamic phenomena in working chamber during the change of phase from pumping to suction was explained. Pressure peaks occur when pump's working chamber is momentarily disconnected from both intake and delivery channels. Amplitude of those peaks depend on compressibility of the fluid properties, leakage, speed and pumps displacement setting. To describe these phenomena, the theoretical analysis of pressure variation in a single working chamber was made.

Use of active method in reduction of external noise emission in VOLVO 8700 buses

Wacław Kollek, Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański – Wrocław University of Technology, Ryszard Garczarek, Bogusław Milewski – Volvo Polska Ltd.

Method for localization of noise sources in VOLVO 8700 LE buses, based on a measurement of sound intensity with use of acoustic probe, was presented in the paper. Moreover, results of tests on reduction of noise from buses mentioned above, in a result of modernization of sucking filter, were presented.

Testing of hydraulic pumps in low ambient temperatures

Ryszard Jasiński - Gdansk University of Technology

During operation of hydraulic systems in low ambient temperatures many difficulties may occur in their performance. In winter time there are more failures of machines and installations with hydraulic drives than in summer time. In Poland temperatures may fall below -25°C. In such conditions machines and installations should perform properly and reliably. For this reasons the author carried out a series of tests of hydraulic component and

systems in the conditions of thermal shock (cooled-down components were supplied with hot working fluid). The experimental tests of hydraulic pumps (axial and radial piston pumps, gear pumps) were carried out in the laboratory of the Department of Hydraulics and Pneumatics, Gdańsk University of Technology. They gave answer to the question how the effective clearance changes in such conditions and what parameters it depends on. Basing on temperature graphs from the tests of heating up elements of hydraulic pumps it is possible to determine precisely change of clearance between cooperating elements.

Model of parallel manipulator with linear electro-hydraulic servo drives

Piotr Woś, Ryszard Dindorf – Kielce University of Technology, AGH University of Science and Technology

The paper presents three-axis manipulator with linear electro-hydraulic servo drives. The paper presents a mathematical model describing the solid and the kinematics of the manipulator. The manipulator's control system is described. Testing the effective use of electro-hydraulic actuators in the design of parallel manipulators is the aim of the project.

Analysis of conditions of start-up of special hydraulic drive unit

Klaudiusz Klarecki, Edward Tomasiak, Edward Barbachowski – Silesian University of Technology

In this paper the choice procedure of the controller settings of the proportional directional valves is presented. These valves were used in the hydraulic drives of the special machine. The work was focused on determining: hydraulic stiffness and mass moved per cylinder. In the result the following was obtained: minimal ramp times (for the open loop control with the proportional valves) and optimum loop gains (for the closed loop control with the proportional valves).

A mathematical model and simulation of the driving system of the TUR 600 caterpillar carrier

Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Waldemar Sradomski – Wrocław University of Technology

Caterpillar carriers, used in the open-cast mining industry, meet barriers and limitations in the case of transportation of loads on inclined routes and on different types of floor. To overcome those problems, disadvantages in the mechanical-and-electronic control system should be minimized. To realize that idea, phenomena that occur in such systems, should be studied. As there is no chance to carry out tests, mathematical model of caterpillar drive has been created and then its simulation model was made. On the basis of simulation tests conclusions aiming at improvement of drive control system have been drawn.

Energy recovery in hydrostatic transmission system

Piotr Kucybała, Stanisław Michałowski, Janusz Pobędza – Cracow University of Technology

This paper show results of analysis and investigation of power management strategy for selected hydrostatic transmission system with energy recuperation. Energy recovery system was elaborated for fork lift drive. The storage of braking energy in the hydro-pneumatic accumulator is achieved by control of the hydraulic engine. Mathematical model of hydrostatic transmission system with energy recuperation consists of pump, engine, hydro-pneumatic piston type accumulator and necessary hydraulic control valves. Modelling and simulation tests were done for different fork lift work cycles to determine energy saving hydrostatic transmission essential parameters, as: vehicle velocity, working pressure of pump, engine and accumulator, etc. Main goal of the project was to determine of energy storage efficiency, due to assumed work cycles and, related, power management strategy elaboration.

Dissipation of energy in pneumatic T-pipe supplied by impacts

Stanisław Gumuła – AGH University of Science and Technology, Przemysław Łągiewka, Lucjan Łągiewka – EPAR Project

Work includes results of tests of energy dissipation in pneumatic T-pipe, which consists of three cylinders of the same diameter. Energy was transferred to T-pipe and received from T-pipe by pistons moving in cylinders. Two cylinders were connected co-axially, while the third one was connected with them at right angle. Energy was supplied by impacts to T-pipe by one of the pistons and it was transferred to the other two pistons. Energy received by the two pistons was then transferred by them to moving masses, which had contact with pistons before they received energy. Amount of kinetic energy obtained by the mass having contact with piston was a measure of received energy. Dissipation of energy between two pistons depending on amount of energy supplied to T-pipe, amount of masses receiving energy and ratio between the masses were determined. Presented results are very useful in designing of bumpers, in which during collision of two physical objects part of energy is transferred to special third object of properly selected designing parameters.

Performance analysis and modeling a non-return valve in a radial piston pomp

Adam Myszkowski – Poznan University of Technology

The article presents performance analysis of a non-return valve of a radial piston high efficiency pump. The pump is an important element of multiplication of hydrostatic transmission, which may be used in Small Water Plants. Because non-return valve plays a crucial role as far at the pump's parameters are concerned, the construction and working principles have been described in the article. This article is an introduction to a detailed analysis of a

radial piston high efficiency pump, which includes all factors influencing its work as well as losses generated.

Hydraulic starter for diesel engines

Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek – Institute of Mining Technology KOMAG

A concept of solution of start-up system for diesel engines, which are used in areas threatened by methane and/or coal dust explosion hazard, was presented in the paper. Characteristic features and design of the solution were presented.

Failures of fluid spring of truck suspension system

Szymon Salamon – Czestochowa University of Technology

The following systems decide about safety of a car: braking system, steering wheel system and suspension system [1, 6]. Fluid spring is an important component of the suspension system. Results of operational tests of this component were widely presented in the paper. Data acquisition for characterization of process of failures of suspension system was realized during operational tests of reliability of trucks in large operational systems. Real operational conditions cause natural decrease of operational potential of the objects.

Hydraulic control system for water turbine

Paweł Walczak, Andrzej Sobczyk – Cracow University of Technology

This article presents development work on creating the model of the water hydraulic control system for water turbine guide control.. Some data from typical water turbine control system was taken into account. Therefore presented model of control system is closer to reality for small water-power plant. The test of describing the mass of cylinder - guide apparatus - blade was conducted. Reduced mass of such mechanism is a function of cylinder position. Paper shows proposal to implement turbine rpm feedback which will be responsible for increasing or decreasing of water flow on turbine blades to keep its set velocity. It should allow omitting electronic system i.e. based on PID or fuzzy logic controller which are used today to steering and monitoring turbines of water-power plant. This Project is very important in development of small water turbine.

Analysis of some parameters of spring-damping characteristics the bumpers with the hydraulic flow components and bumpers with the rubber elements

Ryszard Gałąź – Wroclaw University of Technology

The paper presents an analysis of some parameters of spring-damping characteristics for different bumpers, which characteristics depend on the loading speed: with the rubber elements, the hydraulic-pneumatic components, hydraulic-ring and elastomer. In the paper, there were compared the relation between maximum force, maximum displacement, energy dissipation, absorption and

damping coefficient in the function of the velocity. The results were obtained from the simulation and experimental studies. The work shows that the hydraulic-pneumatic, hydraulic-ring and especially with liquid elastomer bumpers can absorb and dissipate large amounts of energy. Bumpers with liquid elastomer even at a speed of approximately 3-60 mm / min (depending on unit) have higher rate of energy dissipation than the rubber bumpers. Elastomer bumpers should be operated at their nominal speed.

Strength tests of flat heads of composite pressure vessels with large diameters

Jerzy Ickiewicz – Białystok University of Technology

The paper presents the results of strength tests related to the implementation of the production of composite flat tanks bottoms of large diameter (large value of pV product). Sanitary requirements imposed on manufacturers of pressure vessels used in the preparation of drinking water required to made them of good quality steel (stainless and acid resistant). These requirements significantly increase the production costs of elliptical or flat heads reinforced with steel ribs. Therefore it is suggested to strengthen the thin layer of sealing material (sheet metal thickness of several mm) by composite reinforced concrete as well as by composite concrete with distributed reinforcement (grid made of polycarbonate).

Analyzis of dynamic properties of the hydraulic systems with game graphs

Adam Deptuła – Opole University of Technology

The paper concerns application of the dependence graphs and game structures for analysis and synthesis of dynamic properties of the hydraulic system. The directed dependence graph of the signal flow in the hydraulic system describes connections of input and output quantities and design parameters. The obtained graphs solutions were assessed in order to optimize the structure taking into account the decision decomposition into single design and/or service parameters. The multiple vertex numeration determining subordination of the elements in the system was introduced. In order to obtain precise representation of the real object, an additional time vertex was introduced. Thus, the structure with the closed feedback loop was obtained.

Influence of selection of functions of the multiplicative equation of multiple regression on the importance rank of design and service parameters of machine systems

Rafał Łuszczyna, Marian A.Partyka – Opole University of Technology

The paper presets a detailed analysis of the rank of significance of design and service parameters of machine systems. It also contains the forecast algorithm being an integration of logical decision trees and the method of multiple

regression analysis. Such procedure is correct because the logical trees define the rank of significance for design and service parameters, and next multiplicative approximation is used in a given sequence. Adequacy of product value of the regression coefficient R_{il} of the multiplicative equation of multiple regression and the logical decision tree for the given parameter system have been shown. It is possible to introduce a correction of the regression coefficient for the selected factor of the multiplicative regression equation by addition of an individual component being a function of another type and shape determined with the least squares method. Such procedure improves the product regression coefficient R_{il} of multiple regression.

Fifty years of standardization in a domain of hydraulic drives and control

Władysław Burzyński – Technical Committee PKN No. 160

History of standardization as regards hydraulic drives and control at Polish, regional and international stages was discussed in the paper. Standardization activity of ISO/TC 131 Fluid Power Systems Technical Committee, its organizational structure and results o work carried out at the Committee were discussed. List of standards and standardization documents, dated 30th June 2010, which were developed by the Committee, was given. Significant changes in Polish standardization made after joining Poland to European Union, were discussed.

Functions that improve work safety implemented to electro-hydraulic control of powered roof supports

Marcin Stachowicz, Adam Szczygielski – BOMAR S.A.

The method, in which electro-hydraulic control as the most advanced system that controls powered roof supports of heavy-duty longwall systems, can improve work safety of miners working in hard coal mines was presented in the paper. The paper shows in what way electro-hydraulic control can eliminate accidents caused both by so called "human factor" and accidents caused by force majeure. By force majeure, in the discussed example, we mean natural disasters that happen in the mining industry i.e. bump, methane explosion and fire.