

KOMAG INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

BADANIE, KONSTRUKCJA TEKSPLOATACJA UKLADÓW HYDRAULICZNYCH



ISBN 978-83-60708-21-7 Open Access (CC BY-NC 3.0. PL)





Cylinder 2008

Centrum Mechanizacji Górnictwa

Praca zbiorowa

BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Monografia

Gliwice 2008

Redakcja naukowa monografii:

prof. dr hab. inż. Adam Klich, prof. dr hab. inż. Edward Palczak, dr inż. Andrzej Meder

Komitet Naukowy:

prof. dr hab. inż. Andrzej Balawender - Politechnika Gdańska 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 Ryszard Klencz – miesięcznik "Napędy i Sterowanie" prof. dr hab. inż. Adam Klich - KOMAG prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek – KOMAG dr inż. Antoni Kozieł – KOMAG dr inż. Andrzej Meder - KOMAG prof. dr hab. inż. Andrzej Milecki – Politechnika Poznańska dr inż. Tomasz Nałęcz – Uniwersytet Warmińsko – Mazurski prof. dr hab. inż. Edward Palczak – Politechnika Wrocławska prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota – Politechnika Szczecińska prof. dr hab. inż. Kazimierz Rup – Politechnika Krakowska 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 - dwumiesięcznik "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. Edward Palczak prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow

Komitet Organizacyjny:

mgr inż. Małgorzata Malec, mgr inż. Anna Łaniewska, mgr Anna Okulińska

Wydawca: Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 032 2374100, 2374512

Skład i druk: Komdruk-Komag Sp. z o.o. ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 032 2374651, 2374563

ISBN: 978-83-60708-21-7

Nakład : 100 szt.

Copyright by Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Wprowadzenie

Przedstawiamy monografię poświęconą badaniu, konstrukcji, wytwarzaniu i eksploatacji układów hydraulicznych. Układy hydrauliczne stosowane są praktycznie w każdej dziedzinie gospodarki. Trudno dzisiaj byłoby znaleźć przemysł, który produkując maszyny i urządzenia, nie stosowałby w nich hydraulicznych układów napędowych i sterujących. Projektując, konstruując i wytwarzając układy hydrauliczne korzysta się z ogromnej liczby komponentów wytwarzanych przez specjalistyczne firmy. Układy hydrauliczne są stosowane m.in. w przemyśle stoczniowym, lotniczym i na szeroką skalę w maszynach i urządzeniach górniczych. Innowacyjne rozwiązania układów hydraulicznych wymagają integracji wielu dyscyplin nauki i techniki, jak elektronika, informatyka czy tzw. inteligentne materiały.

W trzydziestu rozdziałach monografii przedstawiono wyniki prac badawczych wielu ośrodków naukowych. Na podkreślenie zasługuje fakt, że monografia zawiera również przykłady przemysłowego zastosowania innowacyjnych rozwiązań układów hydraulicznych. Dotyczy to pomp, silników, wciągarek, maszyn i pojazdów z hydrostatycznymi układami napędowymi, obudów ścianowych, wozów wiertniczych, hamulców magnetoreologicznych i regulatorów.

Redaktorzy monografii serdecznie dziękują jej Współautorom, wyrażając jednocześnie nadzieję, że będzie ona stanowić kompendium wiedzy na temat kierunku rozwoju układów hydraulicznych.

Gliwice, wrzesień 2008 r.

Redaktorzy naukowi prof. dr hab. inż. Adam Klich dr inż. Andrzej Meder prof. dr hab. inż. Edward Palczak

Autorzy rozdziałów:

dr inż. Edward Barbachowski ppkł. dr inż. Adam Bartnicki mgr inż. Władysław Burzyński dr inż. Henryk Chrostowski prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf mgr inż. Leszek Doległo dr inż. Zygmunt Domagała prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski mgr inż. Krzysztof Elgert dr inż. Ryszard Gałąź prof. dr hab. inż. Stanisław Gumuła Marek Halwa dr inż. Jerzy Ickiewicz dr inż. Ryszard Jasiński mgr inż. Marek Kalita prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz mgr inż. Andrzej Kędziora prof. dr hab. inż. Wacław Kollek dr inż. Zygmunt Kudźma dr inż. Włodzimierz Madejczyk dr inż. Łukasz Malinowski dr inż. Jan Marianowski dr inż. Zbigniew Mierzwa dr inż. Adam Myszkowski dr inż. Jacek Nakielski dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski mgr Agnieszka Orłowska dr inż. Piotr Osiński prof. dr hab. inż. Edward Palczak prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota mgr inż. Marcin Pelic dr inż. Zygmunt Popczyk mgr inż. Norbert Rawicki mgr inż. Piotr Rojek prof. dr hab. inż. Kazimierz Rup dr hab. inż. Szymon Salamon prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński dr inż. Michał Stosiak dr inż. Jolanta Szadkowska dr inż. Paweł Śliwiński prof. dr hab. inż. Edward Tomasiak płk. dr inż. Andrzej Typiak prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow dr inż. Piotr Woś dr inż. Zbigniew Zienowicz

Spis treści

Rozdziały:

1.	Zagrożenia kawitacyjne w maszynach z napędem hydrostatycznym – Wacław Kollek, Zygmunt Kudźma, Piotr Osiński, Edward Palczak, Michał Stosiak	7
2.	Stanowisko laboratoryjne do badania wymuszeń kinematycznych hydraulicznej wciągarki linowej – Czesław Dymarski, Jacek Nakielski	19
3.	Badania wpływu wymuszeń kinematycznych na pracę hydraulicznej wciągarki trałowej – Czesław Dymarski, Jacek Nakielski	31
4.	Analiza częstotliwościowa drgań hydraulicznych i mechanicznych w pompie zębatej – Jerzy Ickiewicz	43
5.	Analiza rynku hydrauliki maszynowej na podstawie danych CETOP i FPISC – Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska	59
6.	Badania układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus – Adam Bartnicki, Andrzej Typiak	71
7.	Wielozadaniowy pojazd LEWIATAN z hydrostatycznym układem napędowym – Agnieszka Orłowska	79
8.	Militarne zastosowanie maszyn i pojazdów z hydrostatycznymi układami napędowymi – Adam Bartnicki, Andrzej Typiak, Zbigniew Zienowicz	89
9.	Synteza regulatora adaptacyjnego dla serwonapędu elektrohydrau- licznego – Piotr Woś, Ryszard Dindorf, Jerzy Wołkow	99
10.	Badania doświadczalne serwonapędu elektrohydraulicznego z regu- latorem adaptacyjnym – Piotr Woś, Ryszard Dindorf, Jerzy Wołkow	111
11.	Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy roz- wijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycz- nego. Część I – Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego – Zygmunt Paszota	121
12.	Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy roz- wijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycz- nego. Część II – Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego – Zygmunt Paszota	141
13.	Pneumatyczno-hydrauliczny układ do konwersji energii. Możliwości wy- korzystania do zabezpieczania maszyn i urządzeń – Stanisław Gumuła	161

14.	Wpływ oleju i emulsji HFA-E na straty i bilans mocy w hydrau- licznych silnikach satelitowych – Paweł Śliwiński	171
15.	Ocena zdolności hydraulicznych pomp i silników uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia – Ryszard Jasiński	183
16.	Adaptacja łuków kolan zainstalowanych na rurociągu do pomiaru stru- mienia objętości płynu – Łukasz Malinowski, Kazimierz Rup, Jerzy Wołkow	197
17.	Analiza odkształceń siłownika nurnikowego – Edward Tomasiak, Edward Barbachowski	209
18.	Modelowanie węzła kompensacji luzów hydraulicznego silnika sateli- towego – Krzysztof Elgert	215
19.	Próby wykorzystania programu ANSYS-CFX w modelowaniu przepły- wów w hydraulice sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej – Kazimierz Stoiński, Leszek Doległo	231
20.	Model matematyczny oraz sterowanie tripodem pneumatycznym z obrotowymi hamulcami magnetoreologicznymi – Adam Myszkowski, Marcin Pelic	241
21.	Konstrukcja dwuosiowego pneumatycznego manipulatora z liniowymi hamulcami magnetoreologicznymi – Adam Myszkowski	251
22.	CETOP system szkolenia kadr w hydraulice maszynowej – Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała	261
23.	Model analizy kosztów obsługi klienta w oparciu o rachunek kosztów działań ABC – Jolanta Szadkowska	275
24.	Cylindry hydrauliczne i siłowniki pneumatyczne w aspekcie norma- lizacyjnym – Władysław Burzyński	283
25.	Badania doświadczalne sprężyn układów mechanicznych, a szczegól- nie stosowanych w elementach hydraulicznych – Ryszard Gałąź	297
26.	Czas eksploatacji a degradacja stanu technicznego układów robo- czych maszyny budowlanej – Szymon Salamon	307
27.	Metody badań sekcji obudowy zmechanizowanej - Włodzimierz Madejczyk	315
28.	Układ hydrauliczny wozu wiertniczego konstrukcji CMG KOMAG – Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Norbert Rawicki, Marek Kalita	329
29.	O istocie napędu hydraulicznego samojezdnego wozu wiercąco-ładu- jącego przeznaczonego dla górnictwa węglowego – Jan Marianowski, Antoni Kalukiewicz, Marek Halwa, Andrzej Kędziora	343
30.	Nowe produkty Bosch Rexroth z zakresu hydrauliki siłowej z ATEXEM dla górnictwa podziemnego – Zbigniew Mierzwa	351

Zagrożenia kawitacyjne w maszynach z napędem hydrostatycznym

Wacław Kollek, Zygmunt Kudźma, Piotr Osiński, Edward Palczak, Michał Stosiak – Politechnika Wrocławska

Streszczenie. W monografii omówiono powstawanie kawitacji w typowych elementach hydraulicznych, w które wyposażone są powszechnie maszyny górnictwa podziemnego oraz skalnego. Podano jej przyczyny i skutki. Badania własne autorów oraz studia literaturowe obrazują wizualizację zjawiska kawitacji. Zamieszczono przykłady erozji kawitacyjnej. Dokonano identyfikacji towarzyszącego efektu akustycznego.

1. Wprowadzenie

W wielu maszynach i urządzeniach stosowane są hydrostatyczne układy napędowe. Znajdują one bardzo szerokie zastosowanie w maszynach górniczych. Projektant takiego układu stoi zawsze przed problemem doboru pompy wyporowej (lub zespołu pomp) spełniającej określone wymagania oraz pozostałych elementów układu hydraulicznego. Porównania i oceny pomp można dokonać jedynie na podstawie jednolitych kryteriów, umożliwiających ustalenie ich orientacyjnej gradacji.

Wśród cech, według których powszechnie oceniane są pompy wyporowe należy wymienić [1]: maksymalne ciśnienie robocze, maksymalne prędkości kątowe, maksymalne wydajności oraz możliwości ich ciągłej nastawy, masa konstrukcji na jednostkę przenoszonej mocy, sprawność objętościowa i całkowita, odporność na zanieczyszczenie, nierównomierność wydajności i związana z nią pulsacja ciśnienia. Jednym z istotniejszych kryteriów jest cena.

Ponadto na etapie projektowania układu hydraulicznego należy ograniczać możliwość wystąpienia zjawiska kawitacji, które wystąpić może w króćcu ssawnym pompy wyporowej oraz w zasadzie na każdym zaworze układu hydraulicznego, jeśli tylko będą po temu odpowiednie warunki. Obecnie coraz większego znaczenia nabiera problem redukcji hałasu generowanego przez pracującą maszynę. Oprócz tego kawitacja w sposób jednoznaczny przyczynia się do obniżenia długotrwałości pracy zaworów hydraulicznych poprzez m.in. erozję kawitacyjną. Tak więc, awaria w stosunkowo prostym elemencie (zaworze hydraulicznym) może spowodować przerwanie całego procesu roboczego skomplikowanej maszyny i tym samym doprowadzić do znacznych strat, wymusza szczegółową identyfikację kawitacji oraz przedsięwzięcie środków w celu minimalizacji ryzyka jej wystąpienia.

Prawdopodobieństwo wystąpienia kawitacji wzrasta wraz ze wzrostem zawartości gazu rozpuszczonego w oleju hydraulicznym. Ilość powietrza, jaką dany olej może rozpuścić do osiągnięcia stanu nasycenia zależy od warunków: ciśnienia i temperatury, w jakich zachodzi absorpcja. W zakresie ciśnień powszechnie stosowanych (do 30 MPa) obowiązuje prawo Henry'ego mówiące, że ilość powietrza rozpuszczonego w oleju jest proporcjonalna do ciśnienia.

Autorzy pracy [1] dokonali eksperymentalnego określenia wpływu temperatury na wartość ciśnienia wydzielania się powietrza z oleju hydraulicznego 50 i po aproksymacji punktów pomiarowych opisali tę zależność równaniem:

$$p_{kaw} = (4,36t + 39,13) \cdot 10^2 \tag{1}$$

gdzie: t [°C], p_{kaw} [N/m²].

Jak wynika z powyższego, wartość ciśnienia kawitacyjnego zawiera się w granicach $p_{kaw} = (75 \div 330) \cdot 10^2$ Pa (ciśnienie bezwzględne). Jednak sama znajomość ciśnienia p_{kaw} w praktyce nie pozwala na określenie początku powstawania kawitacji w konkretnym miejscu i konkretnym układzie napędowym bez przeprowadzenia pomiarów w punkcie, w którym zachodzi podejrzenie wydzielania się powietrza z oleju oraz wszystkie jego negatywne skutki [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Szczególnie narażone na lokalne, krótkotrwałe występowanie kawitacji są układy, w których występują okresowe wzrosty i spadki ciśnienia, czyli jego pulsacja.

W układzie hydraulicznym jest wiele punktów narażonych na występowanie kawitacji, m.in.:

- wypływy z zaworów, które mają duże spadki ciśnień,
- obszary ssawne pomp, co będzie przedmiotem dalszych analiz,
- szybko poruszające się odbiorniki hydrauliczne (obrotowe i liniowe),
- szczeliny, na których występują przecieki (na uszczelnieniach, gniazdach zaworów), gdzie duże prędkości powodują spadki poziomów ciśnienia poniżej ciśnienia kawitacji,
- we wszystkich urządzeniach, gdzie przepływająca ciecz jest narażona na nagłe zmiany kształtów i wielkości przekrojów.

Kawitacja zakłóca normalne warunki pracy płynowych układów mechanicznych, niszczy powierzchnie i elementy. Proces powstawania kawitacji zaczyna się, gdy ciśnienie spada do niskich wartości, polega na pojawieniu się i wzroście pęcherzy w miarę stabilizowania się ciśnienia, aż w końcu do zapadania się pęcherzy (gazu lub par), gdy ciśnienie dalej spada. Kawitacja zanika, a tym samym zanikają pęcherze, gdy ciśnienie rośnie (a tym samym maleje spadek ciśnienia na przeszkodzie). Spadek ciśnienia na elemencie jest siłą napędową dla zniszczeń kawitacyjnych – erozji kawitacyjnej.

Rysunek 1 opisuje proces kawitacji, który występuje w pompie zębatej i w zaworze suwakowym, pokazując jak powstaje kawitacja, wzrasta i zanika w elementach płynowych.

W wielu przypadkach, projektanci mogą zminimalizować zniszczenia dokonane przez kawitację poprzez odpowiedni dobór materiału wyrobu. Na przykład, stal nierdzewna może zostać wybrana zamiast aluminium (rys. 2). Guma i inne elastyczne materiały również pozwalają zmniejszyć uszkodzenia kawitacyjne. Pomimo ich niskiej odporności na kawitację, powierzchnie te odbijają falę uderzeniową bez powodowania intensywnych zniszczeń.



Rys.1. Proces kawitacji w elementach hydraulicznych [1*]: a) w pompie zębatej, b) w rozdzielaczu



Rys.2. Stopień względnej odporności na kawitację różnych materiałów [11]

Przykładem niekorzystnego wpływu kawitacji na elementy pompy wyporowej przedstawia się na fotografii – rysunek 3.



Rys.3. Przykład zużycia kawitacyjnego – mostek rozrządczy na tarczy rozdzielczej pompy wielotłokowej

Ponadto, jak już wspomniano, kawitacja jest jednym z głównych źródeł dźwiękotwórczych, a występując nierzadko w pompach wyporowych sprawia, że stają się one nadmiernie hałaśliwe. Wynika z tego, że przez wybór pompy wyporowej projektant układu napędowego współdecyduje o problemie hałasu maszyny. Najbardziej hałaśliwe są pompy wielotłoczkowe osiowe (rys. 4). Z drugiej strony charakteryzują się one najwyższymi sprawnościami, a także maksymalnymi wartościami parametrów roboczych, w stosunku do innego typu pomp, są więc często stosowane w układach napędowych, szczególnie gdy chodzi o układy większych mocy.



Rys.4. Porównanie korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego różnych typów pomp wyporowych: 1 – pompa łopatkowa q = 20 cm³, z = 11, 2 – pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym q = 19 cm³, z₁/z₂ = 11/15, 3 – pompa śrubowa q = 16 cm³, 4 – pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym q = 22,5 cm³, z₁ = z₂ = 12, 5 – pompa wielotłoczkowa osiowa q = 22,7 cm³, z = 7 [9]

2. Badania doświadczalne

Zważywszy na powyższe istnieje konieczność podjęcia prac badawczych nad próbą określenia początku powstawania kawitacji w pracującym układzie hydraulicznym. Jako miejsce szczególnie narażone na możliwość pojawienia się kawitacji, ze wszystkimi jej skutkami, przyjmuje się powszechnie obszar ssania pompy wyporowej.

Przedstawia się zatem własne badania rozpoznania początku zjawiska kawitacji, a więc początku wydzielania się pęcherzyków powietrza z oleju w króćcu ssawnym pompy wielotłoczkowej PTOZ2-01-40-R1 – pompy z wychylną tarczą oporową oraz pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym blokiem cylindrów PNZ-25. Jako hydrauliczne kryterium początku powstawania kawitacji przyjęto 2% spadek wydajności badanej pompy w funkcji zmniejszającej się wartości ciśnienia mierzonej w króćcu ssawnym. Rejestrowano przy tym towarzyszący efekt akustyczny – rysunki 5, 6, 7.



Rys.5. Zależność wartości poziomu ciśnienia akustycznego L_m od ciśnienia ssania ps przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 8$ MPa









Jako częstotliwość podstawową wyznaczono wartość $f \approx 160$ Hz dla pompy o z = 7 tłoczkach i prędkości obrotowej wału n = 1500 obr./min. Następnie konstruowano wykres przedstawiający poziom ciśnienia akustycznego L_m, w zależności od ciśnienia ssania pompy, uwzględniając pierwsze trzy składowe harmoniczne widma tercjowego – rysunek 8.





Wartość wyższych składowych harmonicznych jest związana z powstawaniem i intensyfikacją kawitacji w badanej pompie.

Powyższe spostrzeżenia potwierdzają się również w przypadku pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym blokiem cylindrów PNZ-25. Rysunek 9 przedstawia fotografie tłoczka podczas wykonywania suwu ssania uzyskane w modelu symulacyjnym pompy dla różnych ciśnień p_1 w króćcu ssawnym m. Kąt ϕ określa kąt obrotu wału pompy. Dodatkowo zamieszczono przebieg ciśnienia w cylindrze w czasie ruchu tłoczka (linia ciągła). Linią kreskową zaznaczono wartość ciśnienia wydzielania się powietrza określoną za pomocą naczynia próżniowego.

Za pracą [10], dotyczącą pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym blokiem cylindrów PNZ-25, można stwierdzić, że:

- podstawową przyczyną emitowanego hałasu są zjawiska związane z przepływem czynnika roboczego (hałas pochodzenia hydraulicznego),
- istnieje wpływ prędkości v_{śr} przepływu osiowego oraz prędkości w stycznej

na poziom emitowanego hałasu, przy $v_{sr} = \frac{A_t}{2A_o} R \sin \gamma \omega$ oraz $w = \omega \cdot r$,

gdzie odpowiednio: A_t – pole powierzchni przekroju poprzecznego cylindra tłoczka, A_o – powierzchnia okna wlotowego, R – promień rozmieszczenia

tłoczków w bloku, γ – kąt wychylenia bloku cylindrowego względem wału, r – promień rozmieszczenia okien wlotowych, ω – prędkość kątowa wału pompy. Wraz ze wzrostem tych parametrów (v_{sr}, w) rośnie też korygowany poziom ciśnienia akustycznego.

a)



Rys.9. Wydzielanie się powietrza w cylindrze modelu symulacyjnego pompy – a), wykres - przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w trakcie suwu ssania – b) [10]

Ciekawą wizualizację zjawiska kawitacji zaprezentowali badacze z St. Anthony Falls Laboratory z Uniwersytetu w Minnesocie, USA – rysunek 10.



Rys.10. Wiry kawitacyjne za cylindrem zamontowanym na dnie tunelu wodnego wysokiej prędkości zarejestrowane przez zespół badaczy amerykańskich pod kierunkiem prof. Rogera Arendta z Uniwersytetu w Minnesocie, USA. a), b), c), d) rosnąca prędkość przepływu cieczy (wody) w tunelu

3. Kawitacja na kryzie

Wizualizacja powstawania i rozwoju kawitacji na kryzie, której wlot jest stożkowy, a średnica d = 3 mm przedstawiona zastała na podstawie badań własnych autorów. Pomiarowi i analizie podlegał również efekt akustyczny towarzyszący temu zjawisku.

Na rysunku 11 zaprezentowano kryzę, przez którą przepływa olej hydrauliczny HL 68 o temperaturze 20°C. Rysunek 12a – przepływ bez kawitacji: Q = 0,00033 m³/s, $\Delta p_{kryzy} = 1,6$ MPa, rysunek 12b –przepływ z rozwiniętą kawitacją: Q = 0,00083 m³/s, $\Delta p_{kryzy} = 6,5$ MPa.



Rys.11. Przepływ bez kawitacji – a), przepływ z kawitacją – b)

Towarzyszący efekt akustyczny przedstawiony został na rysunku 12 w postaci widma tercjowego ekwiwalentnego poziomu dźwięku L_A . Rysunek 12a – brak kawitacji, rysunek 12b – kawitacja na kryzie.





Rys.12b. Widmo tercjowe poziomu dźwięku dla przypadku wystąpienia kawitacji na kryzie

Analiza widm tercjowych (rys. 12a i 12b) wskazuje, że dla przepływu bez kawitacji dominującą częstotliwością jest około 250 Hz, dla której poziom ekwiwalentny L_A wynosi około 75 dB. Natomiast dla przepływu z kawitacją dominująca częstotliwość wynosi około 10 kHz, dla której poziom ekwiwalentny L_A wynosi ponad 100 dB.

W zakresie niskich i średnich częstotliwości charakter widm z rys 12a i b jest do siebie zbliżony. Można w nich wyróżnić dwie dominujące częstotliwości o charakterze tonalnym, tj. dla około 250 i 2 kHz. Dodatkowo dla kawitacji w widmie wyraźnie wzrastają poziomy dla wysokich częstotliwości w paśmie od około 8k do 20k Hz. Zakres szumu wąsko pasmowego oraz jego poziom zależy w głównej mierze od intensywności zjawiska kawitacji.

Wyznaczono ponadto współczynnik oporów miejscowych ξ dla tego rodzaju oporu. Na tej podstawie wyznaczono umowną krytyczną wartość liczby Reynolds'a, którą przyjęto jako 945. Na rysunku 13 prezentuje się zmianę wartości współczynnika ξ w funkcji rosnącej wartości liczby Reynolds'a, przy czym w zakresie przepływu uwarstwionego współczynnik ξ silnie zależy od liczby Reynolds'a, a w obszarze przepływu burzliwego jest on inwariantny od liczby Reynolds'a.

Powyższy wykres może posłużyć do wyznaczenia krytycznego, z punktu widzenia charakteru przepływu, natężenia przepływu, powyżej którego przepływ staje się burzliwy lub odpowiadającej mu prędkości przepływu.



Rys.13. Zmiana wartości współczynnika oporów miejscowych ξ w funkcji liczby Reynolds'a dla przepływu przez kryzę

4. Podsumowanie

Z przedstawionych materiałów widać istotny związek między kawitacją a efektem akustycznym, co obrazuje wzrost poziomu ciśnienia akustycznego L_m wraz z postępującym rozwojem kawitacji – rysunek 5. Zauważamy, iż w miarę spadku ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy (mierzonym w króćcu ssawnym) aż do wartości podciśnień hałas emitowany wzrasta w dużym zakresie rzędu 10 dB, co pozwala stwierdzić istnienie wyraźnego sygnału diagnostycznego sygnalizującego pracę kawitacyjną pompy. Ponadto z analiz zamieszczonych w pracy wynika, że podczas pracy pompy w zakresie kawitacyjnym dominujące są wyższe składowe harmoniczne widma hałasu (rys. 8). Wskazuje to na potrzebę zapewnienia dostateczne poziomu ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy wyporowej.

Jako przykład wizualizacji kawitacji na oporze miejscowym w układzie hydraulicznym podano przypadek przepływu przez kryzę o stożkowym otworze wlotowym. W takim przypadku, aby zminimalizować ryzyko wystąpienia kawitacji należałoby podzielić spadek ciśnienia na kaskadę kilku szeregowych oporów, tak żeby wskaźnik kawitacji *k* na oporze dwustopniowym był mniejszy od wskaźnika kawitacji na oporze jednostopniowym. Zazwyczaj wskaźnik kawitacji używany jest do opisywania trendu występowania kawitacji. Jest definiowany jako:

$$k = \frac{p_1 - p_3}{p_1 - p_v}$$
(2)

Jeśli wskaźnik kawitacji zaworu dławiącego lub kryzy przyjmuje małe wartości to tendencja wystąpienia kawitacji jest mała.



Dławienie przedstawione na rysunku 14 zawiera dwie kryzy lub dławiące szczeliny. Załóżmy, że dwa wskaźniki kawitacji dla dławienia 1 i 2, k₁ i k₂ odpowiednio. Wskaźniki te mogą być przedstawione jako:

$$k_{1} = \frac{p_{1} - p_{2}}{p_{1} - p_{v}}$$
$$k_{2} = \frac{p_{2} - p_{3}}{p_{2} - p}$$

gdzie: p_v – ciśnienie nasycenia dla danej temperatury.

Ponieważ $p_1 > p_2 > p_3$, a $k_1 < k$ i $k_2 < k$. Oznacza to, że wskaźnik kawitacji na każdej kryzie dwustopniowego dławienia jest mniejszy niż wskaźnik kawitacji na kryzie

Rys.14. Dławienie dwustopniowe

dławienia jednostopniowego. Dlatego też, jak już wspomniano, dławienie dwustopniowe ma mniejsze prawdopodobieństwo wystąpienia kawitacji niż dławienie jednostopniowe. W konsekwencji doprowadzi to do obniżenia hałasu globalnego emitowanego przez układ hydrauliczny.

Literatura

- 1. Kudźma Z., Mackiewicz T.: Warunki powstawania kawitacji w układach hydraulicznych. Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i Sterowania Hydrauliczne 1999. Polanica 1999.
- 2. Kleinbrener W.: Werkstofferstörung durch Kavitation in ölhydraulischen Systemen. Industrie Anzeiger nr 61/1976.
- Bugała R., Szkoda M.: Zależność przebiegu krzywych niszczenia kawitacyjnego od Frakcyjnego Rozkładu Obciążeń Kawitacyjnych. Krajowa Konferencja Dobór i Eksploatacji Materiałów Inżynierskich, Politechnika Gdańska, Jurata 1997.
- 4. Kudźma Z., Lempart A.: Badania trwałościowe zaworów zwrotnych wolnoobrotowych silników hydraulicznych typu SR. Hydraulika i Pneumatyka nr 1/96.
- 5. DyMenibus O. H.: Degazage de Fluide Hydraulique. Energie Fluide l'Air Industriel. Hors serie cahur technique 2/1984.
- 6. Lohrentz H. J.: Mikro-Diseleffekt als Folge der Kavitation in Hydrauliksystemen. Ölhydraulik und Pneumatik nr 3/1974.

- 7. Eich O.: Moznahmen zur Minderung von Kavitationsgeräuschen in Geräten der Ölhydraulik. Industrie Anzeiger nr 43/1976.
- 8. Backe W., Benning P.: Über Kawitationscheinungen in Qerschnittsverengingen von ölhydraulischen Systemen. Industrie Anzeiger nr 63/1962.
- 9. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J.: Efektywność w obniżaniu hałasu maszyn roboczych ciężkich z napędem hydrostatycznym. IX Konferencja: Problemy rozwoju maszyn roboczych. Zakopane 1996.
- Kudźma Z., Mackiewicz J.: Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne'96. Szklarska Poręba 1996.
- 11. E.C. Fitch, Tribolics, Inc.,: Cavitation Wear In Hydraulic Systems. Practicing Oil Analysis Magazine. September 2002.

Stanowisko laboratoryjne do badania wymuszeń kinematycznych hydraulicznej wciągarki linowej

Czesław Dymarski, Jacek Nakielski – Politechnika Gdańska

Streszczenie. W monografii przedstawiono laboratoryjne stanowisko do badań eksperymentalnych wpływu wymuszeń kinematycznych na pracę hydraulicznej wciągarki linowej. Ukazano potrzebę prowadzenia tego rodzaju badań i celowość budowy stanowiska laboratoryjnego. Pokazano rozwiązanie konstrukcyjne stanowiska, schemat hydraulicznego napędu i sterowania oraz układ pomiarowo-rejestrujący, umożliwiający prowadzenie precyzyjnych pomiarów dynamicznych stanów pracy wciągarki.

1. Wprowadzenie

Na przełomie wieku na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej zaprojektowano i zbudowano nowoczesny kuter rybacki wraz z wyposażeniem [1, 2]. Jednym z problemów projektowo-badawczych, jaki został zasygnalizowany przez pewnych armatorów było występowanie niekorzystnych zjawisk dynamicznych podczas niektórych stanów pracy wciągarek trałowych. Zjawiska te objawiały się hałaśliwą pracą i drganiami wciągarki oraz zbiegającej z jej bębna liny. Z uwagi na duże znaczenie właściwej jakości pracy wszystkich urządzeń budowanego, nowoczesnego kutra uznano za celowe wyjaśnienie na drodze badań eksperymentalnych przyczyn wymienionych zjawisk dynamicznych tak, by wykluczyć ich występowanie w zakresie przewidywanych warunków pracy dla tego typu jednostki rybackiej.

W wyniku przeprowadzonych analiz możliwości wykonania badań na kutrze w warunkach morskich stwierdzono, że badania eksperymentalne lepiej będzie przeprowadzić w warunkach laboratoryjnych. Należy bowiem zaznaczyć, że pomiary w warunkach rzeczywistych, oprócz niewątpliwych korzyści, niosą ze sobą również szereg trudności. Po pierwsze są to badania kosztowne. Wynajęcie całej jednostki, a następnie odpowiednia adaptacja części jej urządzeń do celów pomiarowych przekraczała środki przeznaczone na badania. Ponadto armatorzy jednostek niechętnie godzą się na tego typu przedsięwzięcia, gdyż zakłócają one normalny tryb prowadzonych przez nich połowów. Po drugie tego typu badania, gdzie istotną rolę odgrywają wymuszenia kinematyczne, ściśle uzależnione od aktualnie panujących warunków atmosferycznych (wysokości i amplitudy falowania), są bardzo trudne do zaplanowania i przeprowadzenia.

Z tych względów zdecydowano się na przeprowadzenie badań eksperymentalnych w odpowiednio wyposażonym laboratorium Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa PG. Zaprojektowano i wykonano niezbędne zespoły w tym, bardzo istotny zespół wymuszenia kinematycznego. Do badań możliwe było wykorzystanie istniejącej w laboratorium infrastruktury, a przy tym uniezależnienie się od zmiennych warunków atmosferycznych. Dzięki temu można przeprowadzić całe serie pomiarowe dla poszczególny stanów pracy wciągarki trałowej, w zaplanowanych i stałych w czasie warunkach pracy wciągarki.

Określono przy tym cele badań oraz parametry pracy wymagające pomiarów. Są to:

- określenie charakteru i wartości zmian parametrów pracy wciągarki trałowej, takich jak: prędkość obrotowa bębna wciągarki, wartości ciśnień zasilania i spływu silników hydraulicznych, siła w linie trałowej podczas wymuszeń kinematycznych;
- sprawdzenie poprawności działania wciągarki trałowej z opracowanym układem napędu i sterowania hydraulicznego, w różnych stanach pracy, jakie mogą wystąpić podczas jej eksploatacji.

2. Opis stanowiska badawczego

2.1. Schemat kinematyczny

Na rysunku 1 przedstawiono schemat kinematyczny stanowiska badawczego. Można na nim wyróżnić następujące zespoły: wciągarka trałowa 1 wraz z układem napędu i sterowania hydraulicznego; układ wymuszeń kinematycznych, poz. 2, 3, 5 i 7; lina trałowa 6 z obciążnikiem 4 symulującym włok.





1 – badana wciągarka trałowa WT-15, 2 – przekładnia wymuszenia kinematycznego, 3 – silnik napędowy przekładni, 4 – obciążnik, 5 – cięgno wymuszenia kinematycznego, 6 – lina trałowa, 7 – ruchomy krążek wymuszający

Krążek linowy 7 może się przemieszczać zależnie od położenia kątowego tarczy korbowej 2 i wartości regulowanego promienia jej czopa korbowego. Ruch krążka 7, przez który przewija się lina trałowa, symuluje ruch podobnego krążka zamocowanego, w rzeczywistych warunkach, na bramownicy na rufie kutra, podczas połowów na sfalowanym morzu. Okres kołysań kutra jest regulowany na stanowisku za pomocą zmiany prędkości obrotowej silnika 3.

Na rysunku 2 przedstawiono widok stanowiska badawczego, który został wygenerowany na podstawie trójwymiarowego modelu, stworzonego w środowisku ACAD'a, natomiast na rysunku 3 oraz 4 pokazano fotografie rzeczywistego stanowiska, na którym zostały przeprowadzone badania.



Rys.2. Widok stanowiska badawczego wygenerowanego na podstawie trójwymiarowego modelu

1 – badana wciągarka trałowa WT-15, 2 – przekładnia wymuszenia kinematycznego, 3 – silnik napędowy przekładni, 4 – obciążniki, 5 – fragment suwnicy, 6 – słup, 7 – fundament, 8 – krążki kierunkowe



Rys.3. Widok stanowiska badawczego 1 – badana wciągarka trałowa WT-15, 2 – przekładnia wymuszenia kinematycznego, 3 – silnik napędowy przekładni, 4 – obciążniki, 5 – fragment suwnicy, 6 – słup, 7 – fundament, 8 – krążki kierunkowe

Fundament całego stanowiska stanowi rama wykonana z ceownika, która została odpowiednio zakotwiczona w posadzce laboratorium. Na ramie osadzono wzmocnioną płytę, na której posadowiono wciągarkę WT-15. Na jednym końcu ramy zamocowano przekładnię wymuszenia kinematycznego wraz z napędzającym ją silnikiem elektrycznym. Integralną częścią stanowiska jest słup, na którym zawieszono zblocze. Słup, a dokładniej jego górny wysięgnik, został odpowiednio usztywniony i wzmocniony za pomocą wsporników opierających się o ścianę. W ten sposób radykalnie ograniczono wartość ewentualnych drgań konstrukcji słupa i ich wpływu na dokładność prowadzonych pomiarów.

Wysokość słupa, jak i hali jest zbyt mała, aby móc zarejestrować kilka cykli wymuszenia kinematycznego (okres to około 5÷7 s). Jednak hala posiada dwa poziomy, połączone otwartym szybem, co umożliwiło przy wykorzystaniu suwnicy i dzięki odpowiedniemu umiejscowieniu krążków kierunkowych, zwiększyć wysokość podnoszenia i opuszczania obciążnika do około 10 me-



trów. Jest to wystarczająca wysokość do zarejestrowania kilku cykli pomiarowych. Na zamieszczonych poniżej rysunkach widoczne jest również rozmieszczenie poszczególnych przyrządów pomiarowych.

Rys.4. Stanowisko badawcze – przekładnia wymuszenia kinematycznego wraz z tarczą oraz silnikiem napędowym

1 – przekonstruowana przekładnia ślimakowa, 2 – tarcza, 3 – silnik napędowy przekładni, 4 – lina, 5 – zblocze, 6 – słup, 7 – krążek kierunkowy

2.2. Zespół wymuszenia kinematycznego

Integralną częścią przedstawionego na rysunku 5 zespołu wymuszeń kinematycznych jest przekładnia. Przekładnię tę zaprojektowano i wykonano, wykorzystując do tego elementy z istniejącej już wcześniej przekładni ślimakowej. Zaprojektowano i wykonano również odpowiednie fundamentowanie prze-

kładni oraz tarczę korbową. Na tarczy wykonano cztery otwory, na promieniach: 225; 235; 250 oraz 265 mm, w których alternatywnie osadzony jest sworzeń do mocowania liny. W ten sposób jest możliwa zmiana amplitudy wymuszeń kinematycznych.



Rys.5. Zespół wymuszenia kinematycznego

Do napędu przekładni ślimakowej zastosowano silnik elektryczny prądu stałego typu PKMa74b/46 o następujących parametrach: moc – 24 kW, prędkość obrotowa – 24,167 obr./s (1450 obr./min). Silnik jest napędzany i sterowany z układu Ward-Leonard'a. Dzięki temu istnieje możliwość płynnej regulacji prędkości obrotowej i tak, przy przełożeniu przekładni 1:50, aby uzyskać okres falowania T = 2,5 s silnik musi posiadać prędkość obrotową n = 20 obr./s (1200 obr./min), zaś dla okresu T = 5 s odpowiednio n = 10 obr./s (600 obr./ min), oraz dla T = 7,5 s – n = 6,667 obr./s (400 obr./min). Na rysunku widoczna jest także zainstalowana na drugim końcu wału silnika prądniczka tachometryczna do pomiaru prędkości obrotowej silnika.

2.3. Wciągarka linowa

Przeznaczona do badań wciągarka oznaczona symbolem WT-15 została zaprojektowana i wykonana na potrzeby budowanego przez Wydział kutra rybackiego KR-10.

Na rysunku 6 przedstawiono przekrój osiowy wciągarki. Widoczny jest na nim tylko jeden z dwóch silników hydraulicznych, które zostały symetrycznie zamontowane po obu stronach pionowej płaszczyzny symetrii. Wciągarka napędzana jest przez dwa silniki hydrauliczne SR160 firmy Pilmet, produkowane na licencji firmy Danfoss.



Rys.6. Wciągarka WT-15 – przekrój 1 – bęben linowy, 2 – silnik hydrauliczny, 3 – koło zębate przekładni, 4 – obudowa i podstawa, 5 – wał, 6 – łożysko



Rys.7. Fotografia wciągarki na stanowisku pomiarowym. Wciągarka ma zdemontowany układacz linowy oraz przyrząd do zliczania ilości wydanej liny

Parametry silnika hydraulicznego są następujące: - chłonność na 1 obr. = $160 \cdot 10^{-6}$ m³ (160 cm³); - maksymalny moment = 260 Nm; - maksymalne ciśnienie =14 MPa; - maksymalna prędkość obrotowa = 6,17 obr./s (370 obr. /min); - maksymalne natężenie przepływu = 2,667 \cdot 10^{-6} m³/s (60 l/min); - sprawność całkowita = 85%.

Silniki hydrauliczne, poprzez przekładnię zębatą o przełożeniu 1:5,26, napędzają bęben wciągarki.

2.4. Układ napędu i sterowania hydraulicznego wciągarki trałowej



Na rysunku 8 przedstawiono schemat układu hydraulicznego wciągarki trałowej. Do zasilania wciągarki trałowej wykorzystano istniejący zespół zasilania hydraulicznego innego stanowiska laboratoryjnego, a mianowicie maszyny sterowej.

W części sterującej tego układu zastosowano trzy rozdzielacze, dzięki którym można realizować cztery istotne stany pracy, a mianowicie:

- wybieranie liny trałowej,
- wydawanie liny,
- wydawanie liny z wykorzystaniem tylko obciążenia zewnętrznego,
- wydawanie liny z wykorzystaniem napędu i obciążenia zewnętrznego.

Rys.8. Schemat instalacji hydraulicznej

1 – zespół zasilania: 1.1 - pompa zębata PZ2K40, 1.2 - silnik mSzWe64D, 1.3 - zawór przelewowy ZP16020, 1.4 – manometr, 1.5 - zawór odcinający, 1.6 – zbiornik oleju, 2 – zespół sterowania: 2.1 - rozdzielacz 4WE10G50, 2.2 - rozdzielacz 4WE10TA50, 2.3 -



2.5. Układ pomiarowy

Układ pomiarowy stanowiska umożliwia pomiar i rejestrację następujących parametrów:

- ciśnienia oleju na dopływie i wypływie z silników, za pomocą przetworników ciśnienia firmy Trafag: NA25.0V i NA10.0V (poz. 2.7 i 2.6 na rys. 8),
- prędkości obrotowej bębna wciągarki, za pomocą przetwornika typu MPL 10 zamocowanego na stojaku wciągarki i połączonego sprzęgłem elastycznym z wałem bębna,
- prędkości obrotowej silnika elektrycznego (poz. 3 na rys. 1) z wykorzystaniem prądniczki tachometrycznej, widocznej na rysunku 5, co umożliwia wyliczenie okresu wymuszeń kinematycznych,
- pomiar przemieszczeń liniowych zblocza (poz. 7 na rys. 1) realizowany przy użyciu przetwornika przemieszczeń PLx firmy Peltron, zamocowanego pod zbloczem, co widoczne jest na rysunku 4 oraz 9,
- pomiar siły w linie (poz. 5 na rys. 1), na której zawieszone jest zblocze, realizowany za pomocą dynamometru DiR3-1.0 firmy ZDKP-POMIR (rys. 9) znajomość tej siły, dla danej geometrii układu kinematycznego, umożliwia wyliczenie siły w linie trałowej.



Rys.9. Rozmieszczenie czujników do pomiaru siły w linie wymuszającej przemieszczanie zblocza

Podczas wykonywania pomiarów, w czasie rzeczywistym, rejestrowano na komputerze wszystkie wymienione wyżej parametry, za pomocą programu LabVIEW. Na rysunku 11 przedstawiono schemat akwizycji danych przez program pomiarowy, natomiast rysunek 12 ukazuje przykładowy obraz ekranu wykonany podczas przeprowadzanych pomiarów. Monitorowano również temperaturę oleju zasilającego.



Rys.10. Rozmieszczenie czujników do pomiaru przemieszczeń liniowych tego zblocza

Dokładny opis przedstawionego stanowiska badawczego oraz metod pomiaru i zastosowanej aparatury znaleźć można w pracy [3].



Rys.11. Schemat blokowy akwizycji danych przez program LabVIEW [5]



Rys.12. Obraz ekranu programu LabVIEW podczas wykonywania pomiarów [6]

3. Uwagi końcowe

Zaprezentowane w pracy stanowisko laboratoryjne, choć stosunkowo proste i tanie, umożliwia przeprowadzenie badań wpływu wymuszeń kinematycznych na jakość działania wciągarki trałowej w kilku podstawowych stanach jej pracy i przy różnym obciążeniu. Dzięki wyposażeniu go w nowoczesną aparaturę pomiarową i rejestrującą można na nim precyzyjnie wyznaczyć przebiegi zmian charakterystycznych parametrów napędu hydraulicznego wciągarki w zależności od parametrów eksploatacyjnych w całym zakresie ich wartości, możliwym do zrealizowania w warunkach laboratoryjnych.

Literatura

- 1. Dymarski C.: The hydraulic drive and control of the equipment of the small fishing cutter. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Polish Academy of Sciences Branch in Gdańsk, Marine Technology Committee. Vol. 13, 2002.
- Dymarski C.: System napędowy małej jednostki rybackiej. Materiały III International Scientific – Technical Conference EXPLO – DIESEL & GAS TURBINE '03. Gdańsk – Międzyzdroje – Lund (Sweden), May 5-9, 2003.
- 3. Nakielski J.: Wpływ wymuszeń kinematycznych na pracę wciągarki trałowej. Dysertacja doktorska. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2007.
- 4. Nakielski J.: Badania uciągu łodzi pokładowej ŁR-12 w warunkach rzeczywistych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2004.
- 5. Instrukcja obsługi do programu LabVIEW.
- 6. Katalogi i materiały informacyjne producentów aparatury pomiarowej.

Badania wpływu wymuszeń kinematycznych na pracę hydraulicznej wciągarki trałowej

Czesław Dymarski, Jacek Nakielski – Politechnika Gdańska

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wpływu wymuszeń kinematycznych na pracę hydraulicznej wciągarki trałowej. Badania te przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym dla czterech stanów pracy, jakie występują podczas eksploatacji tego typu wciągarek. Uzyskane wyniki potwierdziły występowanie, w pewnych warunkach pracy wciągarki niekorzystnych zjawisk dynamicznych objawiających się hałaśliwą pracą i drganiami. Wykazano, że poprzez odpowiednią regulację hydraulicznego układu napędowego można zapewnić poprawną pracę wciągarki w całym zakresie zmian przewidywanych warunków eksploatacyjnych.

1. Wprowadzenie

Na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej prowadzone są od kilkunastu lat prace projektowe i badawcze nowoczesnych małych statków rybackich wraz z ich wyposażeniem. Sygnalizowane przez armatorów tego typu jednostek problemy z występowaniem niekorzystnych zjawisk dynamicznych podczas niektórych stanów pracy wciągarek trałowych wymagały wyjaśnienia i rozwiązania. Zadanie to ujęto w tematyce badawczej Wydziału. Określono założenia i sposób prowadzenia badań, a następnie zaprojektowano i wykonano laboratoryjne stanowisko badawcze, przedstawione we wcześniejszej pracy autorów pt. "Stanowisko laboratoryjne do badania wymuszeń kinematycznych hydraulicznej wciągarki linowej".

Sprecyzowano cele badań oraz wytypowano parametry pracy wymagające pomiarów. Są to:

- określenie charakteru i wartości zmian parametrów pracy wciągarki trałowej, takich jak: prędkość obrotowa bębna wciągarki, wartości ciśnień zasilania i spływu silników hydraulicznych, siła w linie trałowej podczas zadanych wymuszeń kinematycznych;
- sprawdzenie poprawności działania wciągarki trałowej z opracowanym układem napędu i sterowania hydraulicznego, w różnych stanach pracy, jakie mogą wystąpić podczas jej eksploatacji;
- określenie warunków i wyjaśnienie przyczyn występowania niekorzystnych zjawisk dynamicznych oraz sposobu ich uniknięcia.

2. Zakres pomiarów

Pomiary postanowiono przeprowadzić dla wszystkich czterech podstawowych stanów pracy wciągarki, jakie mogą wystąpić w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. Są to:

I – wybieranie liny (rys. 1);

- II wydawanie liny realizowane za pomocą silnika hydraulicznego (rys. 2a);
- III wydawanie liny jedynie pod wpływem obciążenia zewnętrznego (rys. 2b);
- IV wydawanie liny z wykorzystaniem napędu i obciążenia zewnętrznego (rys. 2c).

Położenie robocze rozdzielaczy 1, 2 i 3 sterujących przepływem oleju w układzie napędowym wciągarki podczas każdego z wymienionych wyżej stanów pracy przedstawiono na rysunkach 1 i 2. Należy przy tym zaznaczyć, że każdy z tych stanów pracy może być realizowany za pomocą jednego lub dwóch połączonych równolegle silników, co widoczne jest na rysunku 1.



Rys.1. Schemat napędu i sterowania podczas wybierania liny trałowej (stan pracy I), przy wykorzystaniu: a) jednego silnika hydraulicznego; b) dwóch silników hydraulicznych

Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki badań przeprowadzonych przy harmonicznych wymuszeniach kinematycznych zblocza, przez które przewija się obciążona lina trałowa. Okres tych wymuszeń wynosił T = 5,0 s, a amplituda A = 438 mm. Obciążenie od masy zawieszonej na końcu liny trałowej F = 3989 N i 3186 N. Temperatura oleju zasilającego Tz = 303 K i 318 K.



Rys.2. Schematy napędu i sterowania wciągarki podczas wydawania liny trałowej (stany pracy II, III i IV), przy wykorzystaniu jednego silnika hydraulicznego

3. Wyniki badań

Wyniki pomiarów pogrupowano w zależności od stanu pracy, dla jakiego prowadzone były pomiary i dla ułatwienia ich analizy przedstawiono w postaci graficznej.

3.1. Stan pracy I – wybieranie liny

Poniżej przedstawiono w sposób graficzny wyniki pomiarów podczas wybierania liny obciążonej siłą F = 3186 N, przy pracy dwoma silnikami hydraulicznymi i temperaturze oleju w zbiorniku Tz = 303 K (30°C).

Podczas podnoszenia obciążnika przy użyciu dwóch silników ciśnienie na ich dopływie kształtuje się odpowiednio do wielkości obciążenia F = 3186 N i wynosiło około 3 MPa (rys. 3). Ciśnienie na spływie, dla pracy dwoma silnikami hydraulicznymi, kształtowało się na poziomie około 0,5 MPa i było porównywalne dla wszystkich wartości obciążeń układu.

Przebiegi siły w linie, niezależnie od tego, czy układ pracował z jednym czy z dwoma silnikami, są do siebie bardzo zbliżone. Należy zwrócić uwagę, że wraz ze zmianą kierunku ruchu zblocza następuje skokowa zmiana wartości siły w linie. Jest to związane z tym, że prędkość wybierania liny jest mniejsza niż prędkość przemieszczania się zblocza.



Rys.3. Przebieg zmian ciśnienia na dopływie i spływie oraz wymuszonych przemieszczeń dla obciążenia F = 3186 N przy otwartym zaworze zwrotno-dławiącym



Rys.4. Przebieg zmian siły w linie oraz wymuszonych przemieszczeń





W czasie zmiany kierunku ciężar na chwilę zacznie opadać, zmienia się więc kierunek przemieszczania się wybieranej liny. Potrzebna jest więc dodatkowa siła do pokonania oporów tarcia w łożyskach poszczególnych krążków kierunkowych (wielkość tej siły zależy od sprawności krążka, kąta opasania liny oraz ilości krążków). Oznacza to, że w tym czasie część strat związanych z przewijaniem się liny w krążkach pokrywana jest przez obciążenie zewnętrzne, a zatem siła w linie nabiegającej na bęben jest mniejsza. Zakres zmian siły w linie zwiększa się z obciążeniem i dla F = 3186 N (rys. 4), zakres ten zawiera się w przedziale od 3100 do 4350 N.

Największe zmiany można zaobserwować dla przebiegu prędkości obrotowej wału wciągarki. Wraz ze wzrostem wartości obciążenia prędkość obrotowa spada i dla F = 3186 N jej średnia wartość wynosiła n = 0,40 obr./s (24,26 obr./min), przy nieznacznej wartości zmian chwilowych. Większe zmiany występowały jednak przy pracy jednym silnikiem.

3.2. Stan pracy II – wydawanie liny za pomocą silnika

Przy mniejszych obciążeniach praca wciągarki, nawet przy otwartym zaworze zwrotno-dławiącym, odbywa się względnie spokojnie (stabilnie) przy praktycznie ustalonej prędkości obrotowej i nieznacznych zmianach ciśnienia. Dopiero przy dużych obciążeniach ciśnienie na wyjściu z silnika (w gałęzi A) zachowywało się niestabilnie, zmieniając się w szerokim zakresie wartości, co jest widoczne na rysunku 6. Nawet przy częściowym przymknięciu zaworu zwrotno-dławiącego ciśnienie na wyjściu zmieniało się od 0,7 MPa do 1,5 MPa dla F = 3186 N. Wyznaczony dla tego stanu pracy wydatek pompy olejowej wynosił Qp = 0,61 \cdot 10⁻³ m³/s (36,6 l/min), zaś wynikająca z prędkości obrotowej silników hydraulicznych i ich geometrycznej objętości roboczej łączna chłonność Qs = 0,645 \cdot 10⁻³ m³/s (38,7 l/min). Świadczy to o tym, że w komorach roboczych silników dochodziło do pojawiania się podciśnień i wywołanej tym kawitacji, chociaż pomierzone ciśnienie w miejscu pomiarowym było jeszcze dodatnie (rys. 6).

Zdaniem autorów można to wytłumaczyć pewnym dławieniem przepływu w kanałach wlotowych silników oraz na rozdzielaczu przed jednym z tych silników. Dla lepszego wyjaśnienia tych zjawisk dynamicznych przeprowadzono, dla tego samego obciążenia, jeszcze dwa oddzielne pomiary, których wyniki przedstawiono na rysunkach 9 do 14.

Jeden z tych pomiarów wykonano z olejem o temperaturze Tz = 318 K, to jest o około 15 K (15°C) wyższej niż w poprzednim badaniu. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach 9 do 11.




Rys.8. Przebieg zmian prędkości obrotowej bębna wciągarki oraz wymuszonych przemieszczeń przy małym przydławieniu na zaworze zwrotnodławiącym Tz = 303 K



37



Zgodnie z oczekiwaniem zjawiska dynamiczne pogłębiły się. Prędkość wciągarki wzrosła znacząco i miała już zmienny przebieg (rys. 11), wyraźnie uzależniony od wymuszeń kinematycznych i odpowiadającym im wartościom siły w linie. Również zakres zmian dynamicznych ciśnienia oleju na wypływie (gałąź A na rys. 1) z silników znacznie wzrósł i także zależał od wymuszeń i siły w linie (rys. 9).

Ostatni pomiar wykonano przy mocno przydławionym przepływie na zaworze zwrotno-dławiącym. Praca wciągarki stała się spokojna, a wartości obu mierzonych ciśnień ustabilizowały się, ale na odpowiednio wyższym poziomie (rys. 12).

Należy zaznaczyć, że pomiary tego stanu pracy, zwłaszcza podczas pracy jednym silnikiem, były bardzo trudne do przeprowadzenia, ze względu na stosunkowo małą wysokość opuszczania oraz duże prędkości obrotowe wału wciągarki trałowej.

3.3. Stan pracy III

Podczas pomiarów dla stanu pracy III, to jest w czasie wydawania liny tylko pod wpływem obciążenia zewnętrznego okazało się, że obciążenie w linie F = 782 N nie było wystarczające do obrócenia bębna wciągarki, a tym samym do wydawania liny.

Poniżej przedstawiono zarejestrowane przebiegi tylko dla obciążenia – 3186 N i pracy jednym silnikiem przy temperaturze oleju Tz = 318 K i otwartym zaworze zwrotno-dławiącym (rys. 15-17).



Wyniki przeprowadzonych pomiarów dla innych obciążeń wykazują podobny charakter, przy zachowaniu zależności prędkości wydawania liny od obciążenia.

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów można stwierdzić, że ten stan pracy przy odpowiednim wyregulowaniu zaworu zwrotno-dławiącego jest najkorzystniejszy spośród dwóch pozostałych umożliwiających wydawanie liny,



bo nie wymaga pracy pompy i charakteryzuje się spokojną pracą wciągarki. Umożliwia przy tym wykonywanie prac pomocniczych i remontowych, wymagających obrotu nieobciążonego bębna bez uruchamiania układu napędowego.





Rys.17. Przebieg zmian prędkości obrotowej bębna wciągarki oraz wymuszonych przemieszczeń dla obciążenia 3186 N i pracy jednym silnikiem hydraulicznym

3.4. Stan pracy IV

Wyniki pomiarów przeprowadzonych dla stanu pracy IV przedstawiono, w sposób graficzny, na wykresach rysunkach 18 do 20. W tym rozdziale zaprezentowano tylko wykresy dla obciążenia 3989 N i pracy dwoma silnikami hydraulicznymi. Wykresy dla pozostałych, przeprowadzonych pomiarów, co do ogólnych zależności przyjmują podobne właściwości.

Podobnie, jak dla stanu pracy II, z powodu dużej prędkości obrotowej bębna wciągarki przy większych obciążeniach i małej wysokości opuszczania, udało się zarejestrować stosunkowo krótkie przebiegi.

Podczas pomiarów przy największym obciążeniu F = 3989 N, jakie można było zrealizować na stanowisku dla małego dławienia na zaworze zwrotnodławiącym pojawiły się niekorzystne zjawiska dynamiczne, podobnie jak





Podczas pracy jednego silnika i przy obciążeniu 3186 N, można było zauważyć bardzo duże wahanie wielkości ciśnienia na dopływie (w pracy nie załączono przebiegów). Prędkość obrotowa bębna wciągarki wahała się wokół średniej wartości wynoszącej około 0,8 obr./s, natomiast siła w linie zmieniała się od około 3050 N do 3500 N. Widoczna była również zależność chwilowych wahań siły w linie od wymuszeń kinematycznych i spowodowanymi nimi zmian prędkości obrotowej bębna.

4. Uwagi końcowe

Przedstawione w pracy wyniki badań potwierdziły występowanie niekorzystnych zjawisk dynamicznych podczas niektórych stanów pracy związanych z wymuszonym przez obciążenie zewnętrzne wydawaniem liny. Przeprowadzone pomiary dla różnych parametrów pracy pozwoliły poznać charakter tych zjawisk oraz przyczyny i warunki ich występowania. Zjawiska te pojawiają się podczas pracy pompowej silników przy znacznym obciążeniu zewnętrznym, kiedy prędkość obrotowa wzrasta na tyle, że natężenie wypływającego oleju zaczyna przewyższać wartość ograniczonego natężenia na dopływie, co powoduje powstanie podciśnienia w tej gałęzi, zwłaszcza w kanałach olejowych silników. To z kolei sprzyja pojawianiu się zjawisk kawitacji ze wszystkimi ujemnymi tego skutkami. Znajomość tego umożliwiła określić sposób uniknięcia wymienionych zjawisk poprzez odpowiednie wyposażenie i regulację układu napędu i sterowania hydraulicznego wciągarki.

Należy zaznaczyć, że pewna liczba eksploatowanych wciągarek trałowych, zwłaszcza na małych jednostkach, posiada nieodpowiednie do tego typu pracy układy napędowe bez możliwości płynnej regulacji przepływu oleju na wypływie z silników. Zdarza się także, iż nawet w przypadku odpowiedniej wciągarki załoga jednostki nie rozumiejąc działania tego typu napędu i nie posiadając instrukcji obsługi nie jest w stanie właściwie go wyregulować tak, by zapobiec występowaniu wspomnianych zjawisk.

Przedstawiony schematycznie układ hydrauliczny badanej wciągarki jest relatywnie prosty i tani, a przy tym może zapewnić poprawną pracę wciągarki w całym zakresie przewidywanych warunków jej eksploatacji, pod warunkiem odpowiedniego doboru i wyregulowania jego elementów.

Literatura

- 1. Dymarski C.: The hydraulic drive and control of the equipment of the small fishing cutter. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Polish Academy of Sciences Branch in Gdańsk, Marine Technology Committee. Vol. 13, 2002.
- 2. Nakielski J.: Wpływ wymuszeń kinematycznych na pracę wciągarki trałowej. Dysertacja doktorska. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2007.

Analiza częstotliwościowa drgań hydraulicznych i mechanicznych w pompie zębatej

Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocka

Streszczenie: W monografii zaprezentowano możliwości wykorzystania metody elementów skończonych do analizy częstotliwościowej drgań hydraulicznych i mechanicznych występujących w pompach zębatych o zazębieniu zewnętrznym. Analizę przeprowadzono dla dwóch modeli narastania ciśnienia na obwodzie kół zębatych od strony ssawnej do strony tłocznej przy przyjęciu wymuszenia ciśnieniem opisanym funkcją $|sin(\omega)|$ oraz funkcją harmoniczną.

1. Wprowadzenie

Jedną ze stosowanych metod badania sygnałów jest analiza częstotliwościowa, której zadaniem jest badanie parametrów i właściwości sygnału poprzez analizę jego struktury częstotliwościowej, lub inaczej, poprzez analizę widma sygnału i jego podstawowych cech, takich jak typ, kształt, położenie na osi częstotliwości, szerokość, itp. "Język częstotliwościowy" jest, w przypadku wielu rodzajów sygnałów, znacznie dogodniejszy niż np. "język czasowy". Analiza struktury częstotliwościowej dostarcza często informacji o sygnale szybciej, aniżeli bezpośrednia analiza przebiegu czasowego. Szczególne korzyści uzyskuje się wtedy, gdy przebieg czasowy sygnału jest złożoną i nieregularną funkcją czasu. Tak na przykład "rozbiór" częstotliwościowy sygnału akustycznego umożliwia ustalenie w sposób prostszy, bardziej precyzyjny i wyraźny aniżeli w dziedzinie czasu, podstawowych właściwości sygnału. Warto w tym miejscu podkreślić, że na przykład ucho ludzkie stanowi naturalny analizator widma sygnału akustycznego, a nie jego przebiegu czasowego.

Trygonometryczny lub zespolony szereg Fouriera oraz przekształcenie całkowe Fouriera są pojęciami, na których opierają się metody analityczne badania częstotliwościowego sygnałów, traktowanych jako modele sygnałów fizycznych. Na gruncie tych pojęć rozwinęły się bardzo szeroko doświadczalne metody badania częstotliwościowego sygnałów fizycznych, w których coraz powszechniej stosowana jest także ich numeryczna analiza. Numeryczne wy-znaczanie charakterystyk widmowych umożliwia szybką analizę częstotliwościowego.

Metody numeryczne analizy częstotliwościowej sygnałów opierają się na pojęciu tzw. dyskretnego przekształcenia Fouriera – DFT (Discrete Fourier Transform). Szczególnie użyteczny jest tu wariant dyskretnego przekształcenia Fouriera, dostosowanego do szybkiego numerycznego wyznaczania transformaty Fouriera, zwany szybkim przekształceniem Fouriera – FFT (Fast Fourier Transform) [3, 4].

Proste przekształcenie Fouriera sygnału x(t) jest zdefiniowane całką:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt$$
 (1)

Całka ta określa operację, w wyniku której sygnałowi x(t) zostaje przyporządkowana funkcja zespolona $X(\omega)$ zmiennej rzeczywistej ω , która nosi nazwę prostej transformaty Fouriera.

Odwrotne przekształcenie Fouriera definiuje całka:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{j\omega t} d\omega$$
⁽²⁾

Zgodnie z zależnością 2, w wyniku odwrotnego przekształcenia Fouriera, prostej transformacie $X(\omega)$ zostaje przyporządkowany sygnał x(t) zwany transformatą odwrotną.

Widmo sygnału (widmo Fouriera) reprezentuje jego strukturę częstotliwościową i reprezentacja ta, obok swego formalizmu matematycznego, ma dla sygnałów rzeczywistych wyraźny sens fizyczny; można je zmierzyć i podobnie, jak przebieg sygnału, obejrzeć na ekranie oscyloskopu, tak jego widmo, można obejrzeć na ekranie analizatora widma. Ponieważ na podstawie widma, sygnał można odtworzyć w sposób jednoznaczny, jest więc ono alternatywnym i równoważnym sposobem jego przedstawienia, co oznacza, że pełna informacja o nim jest w pewnym sensie zakodowana w dziedzinie jego częstotliwości.

Analiza częstotliwościowa daje możliwość zbadania właściwości sygnału, jakim są drgania hydrauliczne i mechaniczne, poprzez analizę ich widma, czyli struktury częstotliwościowej. W odróżnieniu od analizy modalnej, umożliwia ona otrzymanie wartości przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń wywołanych siłą wymuszającą [2].

Dostarcza ona informacji na temat sił wymuszających oraz drgań będących skutkiem działania tych sił. W celu zbadania drgań wywołanych pulsacją ciśnienia należy zdefiniować obszar występowania siły wymuszającej oraz kierunek i charakter jej działania.

2. Obciążenie modelu pompy zębatej

Po zapoznaniu się ze stanem wiedzy na temat powstawania i rozprzestrzeniania się pulsacji ciśnienia w pompach zębatych z zazębieniem zewnętrznym przygotowano dwa schematy obciążenia modelu według rysunku 1 a, b, c.

Na rysunku 1a przedstawiono połowę pompy z zaznaczonymi charakterystycznymi punktami na wewnętrznej stronie korpusu. Rysunek 1b przedstawia model narastania ciśnienia przy szczelnym oddzieleniu przestrzeni tłocznej od ssawnej. Obciążenie korpusu pompy ciśnieniem tłoczenia, tak jak widać to na schemacie, występuje na 1/4 obwodu koła, odpowiadającej kątowi środkowemu między osią pompy a promieniem do niej prostopadłym (punkt D), stanowiącym granicę występowania luzu promieniowego. Na wartość statyczną ciśnienia tłoczenia nałożona jest dodatkowo pulsacja ciśnienia, która występuje także na całej powierzchni otworu tłocznego.

Na rysunku 1c przedstawiono natomiast model narastania ciśnienia, w którym uszczelnienie obwodowe występuje po stronie ssawnej, które jest niejako naturalne w obszarze luzów łożyskowych pod wpływem działania siły wypadkowej od ciśnienia cieczy w szczelinie obwodowej. Na części obwodu od punktu A, poprzez punkt B i C do punktu D następuje liniowy wzrost ciśnienia od wartości ciśnienia ssania przyjętej jako $p_s = 0$ do wartości ciśnienia tłoczenia. Dalej, podobnie jak w poprzednim przypadku, występuje ciśnienie tłoczenia z dodatkową pulsacją; tak samo jest w otworze tłocznym. W obu przypadkach narastania ciśnienia przyjęto, że ciśnienie występuje tylko na szerokości koła zębatego i jest równomiernie na niej rozłożone. Kierunek działania ciśnienia jest oczywiście prostopadły do powierzchni, na którą działa.



Rys.1. Model pompy i modele narastania ciśnienia: b) prostokątny, c) trapezowy

3. Pulsacja ciśnienia

W celu identyfikacji układu, jako wymuszenie zostało zadane ciśnienie w postaci znanej funkcji, a wyniki drgań (pulsacji) zbierano jednocześnie w trzech wzajemnie prostopadłych do siebie kierunkach. Ze względu na podobieństwo do teoretycznej pulsacji ciśnienia, wymuszenie opisano funkcją $|sin(\omega t)|$ o amplitudzie 2,5 MPa i częstotliwości 300 Hz, której przebieg oraz widmo przedstawiono na rysunkach 2 i 3. Te parametry spotykane są w większości pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym [1].



Rys.2. Przebieg funkcji $|sin(\omega t)|$ o amplitudzie 2,5 MPa i częstotliwości 300 Hz opisującej pulsację ciśnienia



Rys.3. FFT przebiegu ciśnienia w postaci $|sin(\omega t)|$, o amplitudzie 2,5 MPa i częstotliwości 300 Hz

Na rysunku 4 i 5 przedstawiono przebieg drgań w funkcji czasu i jego widmo zarejestrowane w kierunku x.

Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono przebieg drgań w funkcji czasu i jego widmo zarejestrowane w kierunku y.



Rys.4. Przebieg w funkcji czasu odpowiedzi przemieszczeń zarejestrowanej w kierunku *x*





Rys.6. Przebieg w funkcji czasu odpowiedzi przemieszczeń zarejestrowanej w kierunku y







Rys.8. Przebieg przemieszczeń w funkcji czasu odpowiedzi zarejestrowanej w kierunku z



Rys.9. FFT przebiegu amplitudy drgań zarejestrowanych w kierunku z

Tabela 1

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono przebieg drgań w funkcji czasu i jego widmo zarejestrowane w kierunku *z*.

W tabeli 1 przedstawiono spadki kolejnych prążków w widmie wymuszenia i odpowiedzi, a mianowicie spadki amplitud w widmie wymuszenia oraz odpowiedzi w poszczególnych kierunkach.

Stosunki sąsiednich	Wymuszenie	Odpowiedź na poszczególnych kierunkach [dB]		
prążków	[dB]	х	у	Z
A_1/A_2	-13,97	-13,85	-13,99	-14,26
A ₂ /A ₃	-7,36	-7,08	-7,35	-7,88
A ₃ /A ₄	-5,10	-4,67	-5,10	-5,99
A4/A5	-3,92	-3,22	-3,89	-5,53
A5/A6	-3,19	-1,97	-3,16	-6,75

S	padki	kol	einvel	h prażków	w wie	dmie	wymusze	enia	i odı	powiedz	zi
		-									

Z porównania otrzymanych wartości wynika, że przeniesienie wymuszenia nie jest w każdym kierunku takie same. Najbardziej podobne widmo odpowiedzi otrzymano w kierunku y, z tego względu, że ten kierunek rejestracji drgań leży w płaszczyźnie symetrii powierzchni, do której zostało przyłożone wymuszenie. Opadanie widma odpowiedzi w kierunku x jest mniejsze, natomiast w kierunku osi z większe niż w widmie pulsacji.

Wychodząc z zależności na wydajność chwilową pompy o tej samej liczbie zębów koła czynnego i biernego:

$$q(\omega) = b\omega \left[r_w^2 - r_t^2 - \left(r_z \varphi - \frac{l}{2} \right)^2 \right]$$
(3)

otrzymano przebieg natężenia przepływu w postaci przedstawionej na rysunku10 (liczba zębów kół wynosi $z_1 = z_2 = 12$, prędkość obrotowa n = 1500 obr./min).



Rys.10. Przebieg nierównomiemości natężenia przepływu Q w funkcji kąta obrotu koła dla n = 1500 obr./min i współczynnika przyporu $\varepsilon = l$

Wartość współczynnika nierównomierności natężenia przepływu (pulsacja) dla tego przebiegu wynosi $\delta = 12,4\%$. Korzystając z faktu, że:

$$Q = \mu F \sqrt{\frac{p}{\rho}} 2 \tag{4}$$

gdzie:

 μ – współczynnik wypływu,

F – powierzchnia przekroju, m²,

p - masa właściwa cieczy, kg/m³,

 $t = \varphi/\omega$, otrzymano przebieg ciśnienia taki jak na rysunku 11.



Rys.11. Przebieg ciśnienia dla $n = 1500 \text{ obr./min}, p_t = 25 \text{ MPa}$ i współczynnika przyporu $\varepsilon = l$

Ten sam przebieg ciśnienia można przedstawić w postaci widmowej po dokonaniu szybkiej transformaty Fouriera [14].



Lys. 12. FFT przebiegu ciśnienia dla n = 1500 obr./min, p = 25 MFi współczynnika przyporu $\varepsilon = l$

Analizując widmo pulsacji ciśnienia (rys. 12) można zauważyć, że jest to widmo o charakterze prążkowym, przy czym częstotliwość podstawowa wynika z zależności:

$$f = \frac{nz}{60} \tag{5}$$

Kolejne prążki występują przy częstotliwości będącej wielokrotnością częstotliwości podstawowej, a ich amplituda bardzo szybko maleje.

Pulsację ciśnienia można także przedstawić w postaci szeregu Fouriera. Na rysunku 13 przedstawiono funkcję paraboliczną opisującą przebieg ciśnienia podczas obrotu koła zębatego o jeden ząb dla ciśnienia tłoczenia p = 25 MPa oraz prędkości obrotowej n = 1500 obr./min.



Rys.13. Kształt funkcji opisującej pulsację ciśnienia dla n = 1500 obr./min i p = 25 MPa

Rozwinięcie przebiegu ciśnienia w szereg Fouriera wiąże się z powstawaniem błędu. Na rysunku 14 przedstawiono w sposób graficzny błąd tego rozwinięcia przy 20 współczynnikach szeregu, dla przebiegu ciśnienia z rysunku 13. Widoczne jest oscylacyjne narastanie błędu od wierzchołka paraboli w kierunku jej brzegów.



Na rysunkach 15 i 16 przedstawiono względny błąd procentowy rozwinięcia pulsacji ciśnienia w zależności od liczby współczynników szeregu, odpowiednio dla maksymalnej (wierzchołek paraboli) oraz minimalnej wartości ciśnienia (brzeg paraboli).



Rys.15. Względny błąd procentowy rozwinięcia w szereg Fouriera dla ciśnienia maksymalnego (wierzchołek paraboli)



Rys.16. Względny błąd procentowy rozwinięcia w szereg Fouriera dla ciśnienia minimalnego (brzeg paraboli)

Z analizy wykresów wynika, że błąd względny nie przekracza 1% dla 11 współczynników szeregu na brzegu oraz dla 2 współczynników w wierzchołku paraboli.

Na rysunku 17 przedstawiono model MES obciążony pulsacją ciśnienia zgodnie ze schematem 1b.



Rys.17. Model pompy obciążony ciśnieniem

Przebieg drgań pompy wywołanych pulsacją ciśnienia został określony w układzie współrzędnych (rys. 18); odpowiednio w kierunku x – przy otworze tłocznym pompy, w kierunku osi y – na powierzchni górnej pompy oraz w kierunku osi z – na pokrywie.



kierunkami pomiarów

4. Wyniki drgań pompy przy współczynniku przyporu ε=1

Na rysunkach 19, 20 i 21 przedstawiono drgania pompy; odpowiednio dla kierunku x, y i z przy prędkości obrotowej n = 1500 obr./min i ciśnieniu p = 25 MPa. Do rozważań przyjęto prostokątny model narastania ciśnienia (rys. 1b).



Rys.19. Widmo drgań pompy w kierunku osi x dla prostokątnego modelu narastania ciśnienia przy n = 1500 obr./min i p = 25 MPa



Rys.20. Widmo drgań pompy w kierunku osi y dla prostokątnego modelu narastania ciśnienia przy n = 1500 obr./min i p = 25 MPa

Z analizy otrzymanych wykresów wynika, że drgania pochodzące od pulsacji ciśnienia są największe w kierunku osi *x* mierzone przy krawędzi otworu tłocznego. Natomiast w kierunku osi *y* są o rząd wielkości mniejsze, natomiast najmniejsze wartości uzyskano w kierunku prostopadłym do powierzchni pokrywy.



Rys.21. Widmo drgań pompy w kierunku osi z dla prostokątnego modelu narastania ciśnienia przy n = 1500 obr./min i p = 25 MPa

Duże wartości amplitud o wyższych częstotliwościach są to błędy wynikające z błędu metody, a ich powstawanie wynika ze składania wymuszenia z fragmentów parabol. Miejsce styku między parabolami, przy dużym próbkowaniu przebiegu ciśnienia, zbliża się bowiem do wymuszenia impulsowego. Im większe jest próbkowanie takiego sygnału, tym większa częstotliwość potrzebna jest do zapisania informacji o zmianie kierunku jego przebiegu, dlatego też w zarejestrowanych drganiach występują piki o dużej częstotliwości.





Rys.22. Wymuszenie harmoniczne o amplitudzie 2,5 MPa i częstotliwości 300 Hz

W przypadku, gdy wymuszenie układu zostało zadane w postaci sygnału harmonicznego o amplitudzie 2,5 MPa i częstotliwości 300 Hz, jak to przed-

stawia rysunek 22, to drgania tak pobudzone odpowiadają częstotliwości tego wymuszenia (rys. 23) i nie zawierają innych częstotliwości.



Częstotliwość [Hz]

Rys.23. Widmo drgań wywołanych sygnałem harmonicznym



Na rysunku 24 przedstawiono przemieszczenie korpusu pompy w wybranej chwili czasu. Widoczny jest zwiększony udział drgań po stronie tłocznej na skutek działania zmiennego ciśnienia. Można przypuszczać, że zilustrowane na rysunku pulsowanie otworu tłocznego będzie powodować drgania przewodu hydraulicznego, co jest niebezpieczne ze względu na możliwość jego pęknięcia w przypadku wystąpienia rezonansu.

W tabeli 2 przedstawiono amplitudy drgań korpusu pompy w kierunku osi x dla modelu trapezowego i prostokątnego narastania ciśnienia w funkcji ciśnienia tłoczenia.

		Tabela 2	
Ciśnienie tłoczenia	Amplituda drgań [m]		
[MPa]	Model trapezowy	Model prostokątny	
10	$7,60 \cdot 10^{-7}$	7,56 · 10 ⁻⁷	
15	$1,14 \cdot 10^{-6}$	$1,13 \cdot 10^{-6}$	
25	$1,90 \cdot 10^{-6}$	1,89 · 10 ⁻⁶	

Amplitudy drgań korpusu pompy

Jak wynika z tabeli 2 amplituda drgań dla modelu trapezowego narastania ciśnienia jest praktycznie taka sama. Obciążenie dodatkowo narastającym ciśnieniem według rysunku 1c powoduje zwiększenie tylko składowej stałej drgań czyli zwiększenie odkształcenia statycznego korpusu, co przedstawiono na rysunku 25.



Rys.25. Zależność przemieszczenia statycznego od ciśnienia tłoczenia mierzona w kierunku osi *x* dla trapezowego i prostokątnego modelu narastania ciśnienia

5. Podsumowanie i wnioski

Z przeprowadzonych rozważań wynika, iż analiza struktury częstotliwościowej jest dobrym narzędziem do badania parametrów, właściwości i cech (takich jak: typ, kształt, położenie na osi częstotliwości, szerokość itp.) sygnałów, lepszym niż analiza czasowa. Jak wyżej wykazano, jest ona szczególnie korzystna, w przypadku przebiegów czasowych sygnału złożonej i nieregularnej funkcji czasowej, jaką jest przebieg pulsacji strumienia cieczy poddanej ciśnieniu statycznemu i dynamicznemu uwarunkowanej geometrią uzębienia i zazębienia oraz wynikające z tego drgania korpusu pompy, które propagują do całego układu hydraulicznego.

Wykorzystany, do badania sygnału pulsacji ciśnienia cieczy w pompie zębatej o zazębieniu zewnętrznym oraz sygnału drgań mechanicznych korpusu

tej pompy, szereg Fouriera i jego odpowiednie przekształcenia, pozwoliły na dobrą wizualizację ich cech i właściwości.

Zastosowana metoda elementów skończonych do badań pompy zębatej pozwala w prosty sposób oceniać miejsca występowania obszarów krytycznych, a tym samym przeprowadzić odpowiednią procedurę optymalizacyjną, dzięki której można dojść do nowych rozwiązań konstrukcyjnych bez konieczności kosztownych i pracochłonnych prac związanych z prototypowaniem; jest to dobry przykład wirtualnego projektowania.

Metoda ta daje możliwość oceny drgań we wszystkich obszarach konstrukcji, także konstrukcji złożonych, dla których postępowanie analityczne byłoby bardzo utrudnione.

Literatura

- 1. Ickiewicz J.: Zagadnienia pulsacji cieczy w pompach zębatych dla hydrauliki siłowej. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska 1980.
- 2. Krupiński N.: Analiza pulsacji cieczy w układach hydraulicznych zasilanych pompami zębatymi. Praca magisterska, Politechnika Białostocka 2001.
- 3. Kurowski W.: Dyskretne widmo Fouriera w diagnostyce wibroakustycznej. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej 1997.
- 4. Rakowski G., Kacprzyk Z.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej 2008.

Praca została wykonana w ramach pracy statutowej S/WM/1/07

Analiza rynku hydrauliki maszynowej na podstawie danych CETOP i FPISC

Henryk Chrostowski – Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych, Politechnika Wrocławska, Zygmunt Popczyk – Politechnika Wrocławska, Jolanta Szadkowska – Politechnika Krakowska

Streszczenie. Informacje o rynku, jego udziałowcach i strukturze są podstawą strategicznych decyzji podejmowanych w małych, średnich i dużych przedsiębiorstwach oraz wielkich korporacjach przemysłowych. Dlatego CETOP European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee zbiera, gromadzi, analizuje i udostępnia swoim członkom w 16 krajach europejskich aktualne dane o rynku. W monografii przedstawiono globalny rynek hydrauliki i pneumatyki maszynowej i jego głównych udziałowców: kraje i organizacje. Przeanalizowano na tym tle sytuację na rynku wyrobów i usług techniki płynowej w krajach CETOP. Dane statystyczne o tym rynku odniesiono do podstawowych parametrów makroekonomicznych krajów CETOP. Przedstawiono dane asortymentowe o sprzedaży na rynku polskim wyrobów hydrauliki: pomp, silników, cylindrów hydraulicznych, zaworów itp. Pokazano dane o dynamice sprzedaży produktów hydrauliki i pneumatyki w okresie styczeń–marzec roku 2007 do 2006 oraz prognozy wzrostu sprzedaży na 20 najważniejszych rynkach krajowych.

1. Wprowadzenie

Informacje o rynku, jego udziałowcach i strukturze oraz zmianach w nim zachodzących stanowi podstawę działalności każdej firmy, niezależnie od sektora gospodarki i wielkości. Są one, w warunkach ostrej konkurencji na rynku, często ważniejszym czynnikiem niż znajomość technologii czy posiadany potencjał. Dlatego europejska organizacja zrzeszająca producentów, użytkowników i sprzedawców hydrauliki i pneumatyki CETOP – Europejski Komitet ds. Hydrauliki i Pneumatyki zbiera, gromadzi, analizuje i udostępnia swoim członkom dane o sytuacji na rynku.

Mają one dwie zasadnicze postaci:

- raz w roku przekazywane są dane o sprzedaży wyrobów hydrauliki i pneumatyki na rynkach wewnętrznych krajów stowarzyszonych z wyraźnym wyróżnieniem asortymentu: pompy według typów, zawory, układy... itp.,
- co kwartał przedstawiane są informacje o panujących na rynkach poszczególnych krajów tendencjach – dynamice sprzedaży, dynamice zamówień w okresach porównywalnych: kwartał roku bieżącego do kwartału roku poprzedniego. Podobnie przedstawia się prognozy wzrostu lub spadku sprzedaży wyrobów hydrauliki i pneumatyki.

Informacje te pochodzą od organizacji członkowskich CETOP w 16 krajach, które otrzymują odpowiednie dane statystyczne od firm produkcyjnych i dystrybutorskich, instytucji i organizacji będących członkami, niekiedy tylko sympatykami, danej korporacji krajowej.

Zbierane przez krajowe organizacje dane liczbowe o wynikach działalności poszczególnych firm mają charakter poufny i nie mogą być udostępniane

innym podmiotom. Informacje te po opracowaniu statystycznym, najpierw na poziomie krajowym, a później na poziomie CETOP są udostępniane krajowym stowarzyszeniom, które z kolei przekazują je swoim członkom: firmom, organizacjom, instytucjom. Dane nie mogą być od razu upubliczniane, okres karencji na ich publikowanie wynosi zwyczajowo jeden rok.

W rezultacie działań globalizacyjnych w gospodarce, obejmujących oczywiście sektor hydrauliki i pneumatyki, 3 lata temu na mocy porozumienia między CETOP, USA, Japonią, Chinami, Taiwanem powołano Fluid Power Intercontinental Statistics Committee. Dzięki temu mamy teraz dostęp do aktualnych niezwykle ważnych informacji rynkowych prawie z reszty świata.

2. Światowy rynek hydrauliki i pneumatyki

Światowa produkcja wyrobów i usług w sektorze napędowej techniki płynowej osiągnęła w 2006 r. wysokość 34,3 mld USD (27,3 mld EURO) [5, 6]. Dla porównania skali tego sektora PKB wynosił w Polsce w 2006 r. 340,9 mld USD. Dominowała produkcja sektora hydrauliki maszynowej, która wynosiła 24,6 mld USD (71,7%), a sektora pneumatyki maszynowej w wysokości 9,7 mld USD. Dane te nie obejmują urządzeń instalowanych w samolotach, sprzęcie zbrojeniowym oraz samochodach.

Dla porównania ze sprzedażą elektronicznych elementów półprzewodnikowych, według danych World Semiconductor Trade Statistics, produkty hydrauliki i pneumatyki stanowią około 16% sprzedaży sektora elektroniki.

Głównymi udziałowcami rynku techniki płynowej są partnerzy z Fluid Power Intercontinental Statistics Committee, co przedstawiono na rysunkach 1, 2 i 3.



Rys.1. Główni udziałowcy rynku techniki płynowej w roku 2006 o łącznej wartości 27,3 mld Euro (34,3 mld USD) [5, 6]

Należy jednak zwrócić uwagę, że dane te nie obejmują wielu istotnych krajów o wielkim potencjale gospodarczym, takich jak Indie i kraje Ameryki



Południowej. Ich udział w targach i innych branżowych imprezach gospodarczych świadczy o istotnym udziale w rynku produktów techniki płynowej.

Rys.3. Główni udziałowcy rynku pneumatyki w roku 2006 o łącznej wartości 7,7 mld Euro (9,7 mld USD) [5, 6]

Na kolejnych rysunkach 4 i 5 przedstawiono dane o udziale w sprzedaży różnych komponentów układów hydraulicznych i pneumatycznych.







Produkcja hydrauliki i pneumatyki stanowi domenę firm i koncernów o zasięgu globalnym, ulokowanych w sześciu najwyżej rozwiniętych technologicznie i gospodarczo krajach, których łączna sprzedaż obejmuje 89% tego sektora. Bardziej szczegółowe informacje przedstawiono na rysunkach 6 i 7. Zwraca uwagę fakt, że wśród najsilniejszej i najbogatszej zarazem szóstki krajów wyraźnie dominuje pierwsza czwórka: USA, Niemcy, Japonia i Chiny, w hydraulice ponad 70%, a w pneumatyce prawie 73% światowej produkcji. W ciągu 5 lat nastąpiła istotna zmiana wśród liderów rynku techniki płynowej. Głównym sprawcą tego są Chiny, których udział w rynku wyrobów techniki płynowej wynosił w 1999 r. niespełna 2%, a w roku 2006 7,6%, w tym w hydraulice 8,2% pneumatyce 6,9%. Aktualna dynamika sprzedaży wynosi powyżej 15%, co wynika z przyśpieszonego wzrostu gospodarczego – ogromnych inwestycji znanych koncernów działających w branży techniki płynowej.



Rys.6. Kraje - główni udziałowcy rynku hydrauliki w roku 2006 o łącznej wartości 20,4 mld Euro [6]



Rys.7. Kraje - główni udziałowcy rynku pneumatyki w roku 2006 o łącznej wartości 7,7 mld Euro [6]

Wybrane dane makroekonomiczne krajów CETOP w 2006 roku [8]

					Tabela I		
Kraj	Liczba ludności (mln)	PKB na jednego mieszkańca (w cenach bieżących w tys. USD)	Nakłady sfery B+R w relacji do PKB w % [*]	Pracownicy B+R na 1000 zatrudnionych [*]	Nakłady na 1 pracownika B+R (w tys. USD)*		
Belgia	10,517	37,354	1,8	7,7	116,221		
Czechy	10,260	13,863	1,4	4,8	69,080		
Finlandia	5,265	39,796	3,5	16,5	98,272		
Francja	61,114	35,572	2,1	$8,0^*$	114,600		
Hiszpania	44,561	27,789	1,1	5,7	74,498		
Holandia	16,343	40,528	1,8	$10,5^{*}$	106,229		
Niemcy	82,442	35,169	2,5	6,9	131,930		
Norwegia	4,659	71,857	1,5	9,5	111,357		
Polska	38,132	8,940	0,6	4,7	39,322		
Rumunia	21,577	5,647	0,4	2,5	25,493		
Słowenia	2,006	18,443	1,2	4,0	78,687		
Szwajcaria	7,533	50,247	2,9	6,1	145,146		
Szwecja	9,082	42,264	3,9	12,5	145,251		
Turcja	72,932	5,307	0,7	1,4**	87,457		
Wielka							
Brytania	60,501	39,211	1,8	***	***		
Włochy	58,888	31,444	1,1	3,0	108,065		
*– dane z roku 2005, **– dotyczy roku 2003, ***– brak danych							

Udział naszego kraju w rynku komponentów i układów hydraulicznych można oszacować na poziomie 0,4–0,5%. Jeśli odnieść to do wielkości PKB na 1 mieszkańca w takich krajach, jak Francja czy Wielka Brytania (tabela 1), to należy zachować powściągliwość co do naszych możliwości w tym obszarze.

Rozwój w dziedzinie komponentów hydrauliki i pneumatyki obecnie ściśle powiązanych z elektroniką i informatyką wymaga ogromnych nakładów finansowych związanych z badaniami, wprowadzaniem nowych technologii oraz

wdrożeniem do produkcji i zaistnieniem na rynku. Stąd konkurencyjna przewaga kilku światowych firm, takich jak: PARKER HANNFIN, BOSCH-REXROTH, SAUER-DANFOSS.

3. Europejski rynek techniki płynowej CETOP

Na rynku europejskim dominują kraje należące do CETOP – European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee. Należy do CETOP 17 stowarzyszeń producentów i dystrybutorów hydrauliki i pneumatyki z 16 krajów: Belgii, Czech, Finlandii, Francji, Hiszpanii, Holandii, Niemiec, Norwegii, Polski (od czerwca 2005), Słowenii, Szwajcarii, Szwecji, Turcji, Wlk. Brytanii, Włoch oraz Rumunii od czerwca 2007. Ubiega się o członkostwo CETOP organizacja rosyjskich producentów i dystrybutorów hydrauliki i pneumatyki, reprezentujące około 40 % potencjału tej branży w Federacji Rosyjskiej. CETOP reprezentuję ponad 1000 przedsiębiorstw i instytucji, zwłaszcza produkcyjnych, ale też handlowych, z niemal 70 tysiącami pracowników i rynkiem o wartości w roku 2006 około 11,6 mld EURO [1, 2, 6, 7]. Stanowiło to wówczas 42,6% udziału w światowej produkcji wyrobów i usług w sektorze napędowej techniki płynowej. Dominowała w krajach CETOP produkcja i usługi sektora hydrauliki maszynowej, wynosząca w 2006 roku 8,54 mld EURO (73,4%), a sektora pneumatyki maszynowej 3,08 mld EURO.

Różnorodność wyrobów hydrauliki i pneumatyki jest na rynku krajów CETOP imponująca. Zaspokaja wszelkie wymagania i potrzeby producentów i eksploatatorów maszyn i urządzeń.

Warto tu bliżej przyjrzeć się potencjałowi gospodarczemu reprezentowanemu przez 16 krajów stowarzyszonych w CETOP – Europejskim Komitecie ds. Hydrauliki i Pneumatyki.

Łącznie w 2006 roku zamieszkiwało w tych krajach 505,5 mln mieszkańców, a całkowity PKB w cenach bieżących wynosił 13 bilionów 925 mld USD. Średnio PKB na mieszkańca (w cenach bieżących) wynosił wówczas 27547 USD, w Polsce 8940 USD.



Rys.8. Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku hydrauliki w 2006 r. o wartości 8,5 mld EURO [6]



Rys.9. Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku pneumatyki w 2006 r. o wartości 3,08 mld EURO [6]

Interesujące może być porównanie danych liczbowych przedstawionych na rysunkach 8 i 9 z danymi zamieszczonymi w tabeli 1. Chłonność całego rynku hydrauliki i pneumatyki w Polsce można szacować na około 150 mln EURO rocznie [1, 2, 7]. Stanowi to około 0,5% udziału w rynku globalnym, w odniesieniu do potencjału europejskiego, krajów stowarzyszonych w CETOP, oznacza poziom około 1,1%. Jeśli odnieść to do liczby ludności i PKB na jednego mieszkańca np. w Hiszpanii, na którą obecnie chętnie powołują się analitycy gospodarki, jej udział w europejskim rynku hydrauliki i pneumatyki wynosił 6%, to wskazany jest umiarkowany optymizm dotyczący naszych możliwości w tym obszarze.

Na szanse rozwojowe wskazują przede wszystkim wskaźniki określające możliwości działań w sferze B+R w poszczególnych krajach członkowskich (tabela 1). Dane te nie napawają optymizmem, mamy bowiem bardzo niski udział liczby pracowników sfery B+R na 1000 zatrudnionych i do tego jeszcze prawie najniższe nakłady na 1 pracownika B+R. Jak by było tego mało wskaźniki te systematycznie spadają: w 2001 roku wynosiły odpowiednio 3,8 i 33,122 USD a w 2003 – 3,4 oraz 30,714 USD.

4. Krajowy rynek hydrauliki

Wydaje się, że warto przyjrzeć się aktualnym danym statystycznym krajowego rynku hydrauliki. Poniższe dane opracowano na podstawie informacji otrzymanych od kilkunastu najważniejszych firm na naszym rynku, członków i sympatyków Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych (rys. 10-16).





Rys.10. Udział różnych komponentów hydraulicznych, sprzedaż na rynku krajowym - łączna wartość w 2006 roku 390 mln. zł



76,1%

Rys.12. Udział różnych typów silników hydraulicznych, sprzedaż na rynku krajowym - łączna wartość w 2006 roku







Rys.13. Udział różnych typów cylindrów hydraulicznych, sprzedaż na rynku krajowym - łączna wartość w 2006 roku 84,4 mln. zł



Rys.14. Udział różnych rodzajów zaworów konwencjonalnych, sprzedaż na rynku krajowym - łączna wartość w 2006 roku 59,8 mln. zł



Rys.15. Udział różnych typów zaworów wtykowych, sprzedaż na rynku krajowym - łączna wartość w 2006 roku 8,7 mln. zł

Rys.16. Udział różnych innych elementów, sprzedaż na rynku krajowym – łączna wartość w 2006 roku 30,2 mln. zł

5. Dynamika i prognozy rynku techniki płynowej

Oprócz danych o sprzedaży wyrobów hydrauliki i pneumatyki w poszczególnych latach na rynkach wewnętrznych bardzo istotne są dane o panujących tendencjach. W ramach porozumienia CETOP + 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 są przekazywane do CETOP.





Hydraulics Order and Sales Forecast 2007/2006



Rys.18. Prognoza zamówień i sprzedaży produktów hydrauliki na rok 2007 do roku 2006 na rynkach krajowych w % [6]

Na rysunkach 17 i 18 przedstawiono takie dane dla hydrauliki, natomiast na rysunkach 19 i 20 dla pneumatyki.



Pneumatics Sales Variance January-March 2007/2006 in %

Rys.19. Dynamika sprzedaży produktów pneumatyki w okresie styczeń-marzec rok 2006 do roku 2007 na rynkach krajowych w % [6]



Rys.20. Prognoza wzrostu sprzedaży produktów pneumatyki rok 2007 do 2006 na rynkach krajowych w % [6]

in %

10

15

■ 7,0

5

20,0

20

25

6. Podsumowanie

China

0

Belgium

6.1. 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. 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.

6.2. Przeszło dwuletnie doświadczenia 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.

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

6.4. 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).

6.5. Reasumując: będziemy mogli dobrze funkcjonować na rynku hydrauliki i pneumatyki tylko wówczas gdy będziemy znali własną pozycję i możliwości innych uczestników tego rynku.

Literatura

- Burzyński W. Chrostowski H., Gotartowski Z., Młyńczak A., Tarasewicz I.: Krajowa hydraulika i pneumatyka w CETOP? Hydraulika i Pneumatyka nr 5/2003.
- 2. Burzyński W. Chrostowski H., Gotartowski Z., Młyńczak A., Tarasewicz I.: Polska w Unii Europejskiej. Krajowa hydraulika i pneumatyka w CETOP-

Europejskim Komitecie ds. Hydrauliki i Pneumatyki?, Pneumatyka nr 1 (44) 2004.

- 3. CETOP- Directory. Edition 2001, 2003, 2005, 2007
- 4. Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Rynek produktów pneumatyki i hydrauliki; krajowy, europejski i globalny w świetle danych statystycznych CETOP. Napędy i Sterowania nr 2/2008.
- 5. CETOP Statistics. Presentation in Wrocław, 10 October 2007.
- 6. CETOP area and Intercontinental area Fluid Power home consumption statistics. CETOP 13.11.2006, 09.10.2007 and 02.03.2008.
- 7. Chrostowski H., Młyńczak A., Popczyk Z., Szadkowska J.: Rynek komponentów maszyn roboczych na przykładzie hydrauliki i pneumatyki. Mechanik nr 7/2004.
- 8. Roczniki Statystyczne Rzeczpospolitej Polskiej z lat: 2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007. GUS, Warszawa.

Badania układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus

Adam Bartnicki, Andrzej Typiak – Wojskowa Akademia Techniczna

Streszczenie. W monografii przedstawiono tendencje rozwojowe systemów sterowania współczesnych maszyn i pojazdów opartych na magistrali CAN. Zaprezentowano zalety magistrali i aspekty przemawiające za wprowadzaniem tego typu systemów. Zaproponowano konfigurację stanowiska do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus.

1. Wprowadzenie

Tendencje rozwojowe hydrostatycznych układów napędowych i ich zalety, postępujący rozwój elementów hydraulicznych, ich niezawodność i podatność na sterowanie powodują, że układy te znajdują coraz szersze zastosowanie we współczesnych maszynach i pojazdach, jako układy napędowe.

Wymagania stawiane współczesnym maszynom i pojazdom, konieczność płynnej zmiany prędkości jazdy w szerokim zakresie, możliwość uzyskiwania małych prędkości w przypadku niektórych maszyn i pojazdów jest istotnym czynnikiem przemawiającym za wprowadzaniem tych układów.

Podatność tych układów na sterowanie sprawia, iż w układy te coraz częściej wyposaża się maszyny i pojazdy zdalnie i automatycznie sterowane, przewidziane do realizacji prac związanych z zagrożeniem życia i zdrowia ludzkiego. Wykorzystanie nowej technologii sterowania – systemu CAN-bus, dla potrzeb realizacji zadań technologicznych przez współczesne maszyny inżynieryjne, może znacząco wpłynąć, zarówno na efektywność ich procesów roboczych, jak i komfort pracy operatora. Dlatego też rozpoznanie tej problematyki, poznanie możliwości i zidentyfikowanie ograniczeń sterowania układami hydrotronicznymi maszyn mobilnych opartymi na magistrali CAN, określenie możliwości wykorzystania technologii CAN-bus do zdalnego sterowania osprzętami roboczymi, pozwoli na wdrożenie najnowocześniejszych układów napędowych do maszyn inżynieryjnych – gwarantujących wysoką jakość realizowanych zadań technologicznych, a także bezpieczeństwo realizacji tych zadań w strefach zagrożenia.

2. Hydrotroniczne układy napędowe pracujące w systemie CAN-bus

Magistrala CAN jest powszechnie stosowana w różnych dziedzinach. W przemyśle motoryzacyjnym na bazie magistrali CAN realizuje się cyfrową magistralę pojazdów. Jest ona głównym medium zbiorczym dla sensorów, układów wykonawczych, jak i elementów dodatkowych. Stosowana technika priorytetów standardu CAN pozwala na rozgraniczenie sterowania, zarówno najistotniejszymi elementami systemu (chociażby z punktu widzenia zapewnienia bezpieczeństwa), jak i elementami mniej odpowiedzialnymi, spełniającymi często funkcje dodatkowe, poprawiające komfort poruszania się pojazdem.
Postępujący rozwój współczesnych maszyn roboczych oraz ich układów sterowania powoduje powszechniejsze stosowanie układów hydraulicznych sterowanych elektronicznie. Umożliwiają one precyzyjne sterowanie ruchami elementów wykonawczych maszyny proporcjonalnie do wysterowania dźwigni joysticka, a także automatyzację jej pracy. Coraz częściej układy te buduje się w oparciu o technologię CAN-bus. Jest to możliwe dzięki dostosowaniu elementów wykonawczych hydrostatycznych układów napędowych do funkcjonowania w sieci CAN. Na rynku można znaleźć wielu producentów, oferujących maszyny robocze wyposażone w tego typu aplikacje.

Przykładem takiej konstrukcji może być maszyna ROPA Euro-MAUS 3 niemieckiej firmy ROPA Fahrzeug- und Maschinenbau GmbH (rys. 1). Jest to doczyszczarko-ładowarka buraków cukrowych, w której sterowanie i kontrola maszyny odbywa się z udziałem 3 komputerów pokładowych komunikujących się z terminalem za pośrednictwem systemu CAN-bus. Operator maszyny informowany jest w ten sposób o wszystkich zdarzeniach dotyczących maszyny, co powoduje znaczne jego odciążenie i zachowanie pełnej zdolności koncentracji.



Rys.1. Doczyszczarko-ładowarka ROPA Euro-MAUS 3

Dzięki nowoczesnemu systemowi CAN-bus znajdującemu się w Euro-MAUS 3 możliwe jest zarówno kontrolowanie stanu technicznego maszyny, jak również dokonanie niezbędnych zmian i ustawień parametrów procesu technologicznego podczas jej pracy.

Innym przykładem wykorzystania systemu CAN-bus w maszynach roboczych jest podziemna maszyna górnicza RTB-14 oferowana przez firmę Ruda Trading International z Katowic (rys. 2).





Rys.2. Maszyna górnicza RTB-14

Ten Samojezdny Wóz Strzelniczy przeznaczony jest do trwałej zabudowy urządzenia mieszalniczo-załadowczego nazywanego modułem strzałowym. RTB-14 powstał na bazie przegubowego podwozia RUDA TRUCK (RT), które jest wielofunkcyjnym podwoziem zaprojektowanym do pracy w najcięższych warunkach kopalnianych i stanowi bazę dla szerokiej gamy wozów do pracy w górnictwie podziemnym.

Monitorowanie stanu i pomiar parametrów pracy głównych układów maszyny odbywa się z wykorzystaniem technologii CAN-bus z dwoma jednostkami CPU. Informacje wyświetlane są na kolorowym panelu LCD, na który przesyłane są również obrazy z dwóch kamer umieszczonych z przodu i tyłu maszyny. Sterowanie pojazdem może odbywać się, zarówno z pulpitu umieszczonego w kabinie operatora, jak również z kosza wysięgnika, przy czym komendy sterowania generowane z kosza mają wyższy priorytet. W ten sposób nadrzędne decyzje sterujące podejmuje operator znajdujący się w koszu wysięgnika. Dodatkową odporność systemu CAN-bus na zakłócenia procesu sterowania i diagnostyki uzyskano dzięki zastosowaniu technologii światłowodowej w przesyłaniu sygnałów pomiędzy sterownikiem i elementami wykonawczymi magistrali CAN.

Cały szereg innych zastosowań magistrali CAN we współczesnych maszynach roboczych, których nie przedstawiono w tej monografii, powoduje, iż istotnym wydaje się podjęcie badań układów sterowania pracujących w systemie CAN-bus, a przede wszystkim ich wpływu na poprawę parametrów roboczych maszyn i pojazdów.

3. Struktura badawczego systemu hydrotronicznego pracującego w systemie CAN-bus

Dla potrzeb określenia właściwości, ograniczeń i uwarunkowań związanych z wprowadzeniem magistrali CAN w układach sterowania maszyn inżynieryjnych, w Katedrze Budowy Maszyn WAT zbudowano stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych. Zaproponowana struktura stanowiska powinna zapewnić badanie możliwości i ograniczeń zdalnego sterowania w systemach hydrotronicznych oraz wskazać różne warianty kształtowania jego struktury. Na rysunku 3 przedstawiono schemat koncepcyjny takiego stanowiska, którego podstawowym elementem jest hydrotroniczny układ napędowy pracujący w systemie CAN-bus. Stanowisko powinno zostać tak zaprojektowane, aby możliwa była łatwa rekonfiguracja badanego układu i wymiana poszczególnych elementów sterujących, jak i wykonawczych (np. siłowniki, rozdzielacze hydrauliczne, osprzęt roboczy, itp.). Zastosowanie w układzie rozdzielaczy proporcjonalnych wyposażonych w moduły elektroniczne pracujące w systemie CAN-bus, umożliwi realizację szerokiego zakresu procedur sterujących, generowanych poprzez sterownik mikroprocesorowy połączony z komputerem sterujacym.



Rys.3. Koncepcja stanowiska do badań układu hydrotronicznego pracującego w systemie CAN-bus

Bardzo istotnym elementem stanowiska badawczego jest układ odzwierciedlający rzeczywiste warunki pracy systemu hydrotronicznego. Należy wziąć tu pod uwagę, występujące w warunkach rzeczywistych, zarówno obciążenia bezwładnościowe, pochodzące od przemieszczających się mas elementów osprzętu roboczego czy masy przemieszczanego urobku, jak i obciążenia występujące w czasie realizacji przez maszynę roboczą założonego procesu technologicznego (np. podejmowania ładunku niebezpiecznego o znacznej masie). Stąd też dobrym rozwiązaniem wydaje się wykorzystanie osprzętu roboczego maszyny inżynieryjnej z organem roboczym w postaci chwytaka. Pozwoli to na realizację obciążeń bliskich warunkom rzeczywistym i określenie jakości procesu sterowania hydrotronicznym układem napędowym pracującym w oparciu o magistralę CAN. Dla potrzeb badań statycznych elementem obciążającym może być dowolny układ dławiący, a w najprostszym rozwiązaniu może to być zawór dławiący.

Ponieważ nie ma możliwości tworzenia procedur sterujących bezpośrednio z poziomu sterownika – niezbędne jest wyposażenie stanowiska badawczego w komputer sterujący. Umożliwi on tworzenie aplikacji, ich weryfikację, symulację, a następnie przesyłanie do sterownika.

Aby zapewnić pomiar wszystkich niezbędnych parametrów badanego układu, budowane stanowisko pomiarowe należy wyposażyć w niezbędne czujniki pomiarowe do pomiaru:

- ciśnień czynnika roboczego (oleju hydraulicznego),
- wartości przemieszczeń elementów wykonawczych i sterujących układu hydraulicznego (siłowników, suwaków rozdzielaczy),
- natężenia przepływu oleju hydraulicznego.

Ważnym elementem stanowiska będzie system akwizycji danych, który umożliwi rejestrację i obróbkę otrzymywanych sygnałów pomiarowych (napięciowych, prądowych i częstotliwościowych).

W oparciu o przedstawioną koncepcję, opracowano projekt konstrukcyjny stanowiska oraz zakupiono i wykonano jego główne zespoły funkcjonalne.

4. Stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus

Stanowisko zbudowano w oparciu o hydrostatyczny układ napędowy osprzętu koparki jednonaczyniowej, znajdujący się w Katedrze Budowy Maszyn WAT.

W skład stanowiska wchodzą (rys. 4):

- pięciosekcyjny rozdzielacz;
- osprzęt roboczy;
- agregat hydrauliczny;
- joystick'i (dźwignie sterujące);
- mikrokontroler (sterownik) pracujący z wykorzystaniem protokołu CANbus przeznaczony do sytemu Plus_1 (Sauer-Danfoss);
- ekran do monitorowania parametrów pracy mikrokontrolera i rozdzielacza;
- komputer sterujący,
- zespół czujników pomiarowych;
- karta pomiarowa;
- komputer pomiarowy.

Podstawowym elementem stanowiska jest pięciosekcyjny rozdzielacz 157RN132_2004 (rys. 5) firmy Sauer-Danfoss, pozwalający sterować wszystkimi ruchami roboczymi osprzętu roboczego, składający się z pojedynczych sekcji typu PVG32, pracujących w systemie LS (Load Sensing). Sterowanie przemieszczeniem suwaków badanego rozdzielacza realizowane jest cewkami elektrycznymi typu PVED-CC, które przeznaczone są do pracy z wykorzystaniem protokołu CAN-bus. Uruchamiane poszczególnych cewek realizowane jest z wykorzystaniem joystików, generujących proporcjonalne sygnały sterujące. Do wzajemnej komunikacji między tymi elementami wykorzystano mikrokontroler systemu Plus +1.

Jako obiekt sterowany wykorzystano osprzęt roboczy koparki K-161 (rys. 6). Z uwagi na swoje wymiary i masę pozwalał również analizować zagadnienia związane z precyzją sterowania i wpływu na nią bezwładności elementów wykonawczych. Osprzęt ten standardowo posiada cztery siłowniki hydrauliczne służące do:

- podnoszenia i opuszczania wysięgnika;
- zamykania i otwierania ramienia;
- zamykania i otwierania łyżki;
- obrotu osprzętu.



Rys.4. Elementy stanowiska do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus

1 – agregat hydrauliczny, 2 – rozdzielacz sterujący, 3 – osprzęt wykonawczy, 4 – joystick (dźwignia sterująca), 5 – ekran monitorujący stan systemu Plus_1, 6 – mikrokontroler systemu Plus_1, 7 – komputer sterujący parametrami sterownika, 8 – komputer pomiarowy, 9 – karta pomiarowa

W proponowanym rozwiązaniu zastosowano chwytak z dwoma niezależnie sterowanymi szczękami, co wymagało wprowadzenia modyfikacji i zamontowania dodatkowego (piątego) siłownika hydraulicznego.

Do zasilania układu wykorzystano agregat hydrauliczny, który stanowi zwartą konstrukcję, składającą się ze zbiornika oleju o pojemności 400 dm³ z zabudowanym bezpośrednio na nim silnikiem elektrycznym o mocy 7,5 kW wraz z zespołem dwu pomp firmy DAIKIN o zmiennej wydajności, jednej z kompensacją ciśnienia i wydajności o maksymalnej pojemności geometrycznej 15 cm³ (typ J-V236A38RX-30), która zasila układ przy maksymalnym ciśnieniu p_{max}= 21 MPa oraz wydatku nie przekraczającym 22 dm³/min i drugiej z kompensacją ciśnienia o maksymalnej pojemności geometrycznej 7 cm³ (typ J-V15A2RX-95), która może zasilać układ przy maksymalnym ciśnieniu p_{max}= 14 MPa.

Do pomiaru ciśnień roboczych użyto przetworników ciśnienia MPXG 200 (o zakresie pomiarowym 0÷200 bar), a do pomiaru ciśnienia sterowania pompą – przetwornika ciśnienia MPXG 50 (o zakresie pomiarowym 0÷50 bar). Do pomiaru przemieszczeń suwaków rozdzielacza i siłowników hydraulicznych użyto indukcyjnych przetworników przemieszczeń PSz 20 i PLx 1000 o zakresach po-

miarowych 20 i 1000 mm, które mogą pracować w temperaturze $-20\div70^{\circ}$ C i generują na wyjściu sygnał analogowy o wartości $0\div10$ V, natomiast do pomiaru wydajności pompy wykorzystano przepływomierz zębaty PZQ-50 firmy HYDROTOR o zakresie pomiarowym $5\div50$ dm³/min, pracujący przy maksymalnym ciśnieniu w układzie hydraulicznym p_{max} = 25 MPa.



Rys.5. Pięciosekcyjny rozdzielacz złożony z sekcji typu PVG 32 pracujących w systemie LS i sterowanych z wykorzystaniem magistrali CAN-bus: a) widok od strony dźwigni sterowania ręcznego (pomocniczego), b) widok od strony cewek sterujących



Rys.6. Osprzęt roboczy stanowiska

1 – silownik wysięgnika, 2 – silownik ramienia, 3 – silownik górnej szczęki chwytaka (łyżki), 4 – silownik obrotu osprzętu, 5 – silownik dolnej szczęki chwytaka

Układ pomiarowy stanowiska badawczego, z uwagi na dużą ilość mierzonych wielkości wymagających automatycznej obróbki – oparto o system pomiarowy ESAM TRAVELLER Plus.



5. Podsumowanie

Wykorzystanie nowej technologii sterowania – systemu CAN-bus, dla potrzeb realizacji zadań technologicznych przez współczesne maszyny inżynieryjne, może znacząco wpłynąć, zarówno na efektywność ich procesów roboczych, jak i komfort pracy operatora. Dlatego też rozpoznanie tej problematyki, poznanie możliwości i zidentyfikowanie ograniczeń sterowania układami hydrotronicznymi w systemie CAN-bus maszyn mobilnych, określenie możliwości wykorzystania technologii CAN-bus do zdalnego sterowania osprzętami roboczymi pozwoli na wdrożenie najnowocześniejszych układów napędowych do maszyn inżynieryjnych – gwarantujących wysoką jakość realizowanych zadań technologicznych, a także bezpieczeństwo realizacji tych zadań w strefach zagrożenia.

Opracowane w Katedrze Budowy Maszyn WAT stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus, pozwala na kształtowanie struktury hydrotronicznych układów napędowych pracujących w oparciu o magistralę CAN, jak również na realizację szerokiego zakresu ich badań, zarówno właściwości statycznych, jak i dynamicznych. Możliwość przebudowy układu hydraulicznego umożliwia przeprowadzenie badań dla różnych konfiguracji układów napędowych, a zaproponowane rozwiązanie mikroprocesorowego układu sterowania, ze względu na możliwość realizacji różnorodnych procedur sterujących, pozwala na odzwierciedlenie rzeczywistych warunków pracy hydrotronicznych układów napędowych.

Literatura

- Bartnicki A., Kuczmarski F.: Kształtowanie systemów sterowania maszyn inżynieryjnych z uwzględnieniem możliwości wystąpienia zdarzeń destrukcyjnych. Biuletyn WAT, Rok XLIX, Nr 7, 2000.
- Bartnicki A., Kuczmarski F., Typiak A.: Wpływ sterowania na poprawę parametrów hydrostatycznych układów napędowych z kompensacją obciążenia. XVIII Konferencja "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych", Zakopane 2005.
- Bartnicki A., Typiak A., Zienowicz Z.: Remote Controlled Vehicle with Hydrostatic Driving System. The 10th European Conferences of International Society for Terrain-Vehicle Systems, Budapest 2006.
- 4. Garbacik A. i inni: Kierunki rozwoju napędów i konstrukcji maszyn roboczych. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999.
- 5. Garbacik A. i inni: Studium projektowania układów hydraulicznych. Ossolineum, Kraków 1997.
- 6. Miesięcznik "Świat Motoryzacji".
- 7. Materiały udostępnione przez firmę Sauer Danfoss.

Wielozadaniowy pojazd LEWIATAN z hydrostatycznym układem napędowym

Agnieszka Orłowska – HYDROMEGA Sp. z o.o.

Streszczenie. W maszynach roboczych oraz w pojazdach specjalnych, w których potrzebna jest wysoka wartość siły napędowej przy małej prędkości jazdy, korzystnym rozwiązaniem jest zastosowanie silników hydrostatycznych, pracujących w układzie szeregowym (silnik spalinowy–pompa–silniki hydrostatyczne w kołach jezdnych). Rozwiązanie to zastosowała firma Hydromega w pojeździe LEWIATAN, co przyczyniło się do zwiększenia możliwości rozbudowy dodatkowych funkcji pojazdu i lepszych parametrów jezdnych. W monografii przedstawiono przesłanki opracowania pojazdu oraz warianty pracy, opis jego budowy oraz ogólne rezultaty badań.

1. Przesłanki opracowania pojazdu oraz warianty pracy

Głównymi przesłankami, które zdeterminowały podjęcie prac badawczorozwojowych nad pozyskaniem pojazdu o spalinowo-hydrostatycznym układzie napędowym, są:

- 1. Potrzeby techniczne, których nie wypełniają w zadowalającym stopniu obecne pojazdy robocze, szczególnie takie własności, jak:
 - wytworzenie stosunkowo dużej wartości siły napędowej, podczas ruszania z miejsca oraz przy małej prędkości ruchu, w sposób nieprzerwany i bez istotnego ograniczenia czasowego;
 - 2. możliwość płynnego i precyzyjnego regulowania siły napędowej poprzez pokładowy system komputerowy;
 - wyposażenie w system zasilania różnych (wybranych według potrzeby) urządzeń hydraulicznych, co określa zakres wykorzystania pojazdu roboczego.
- 2. Wymagania ekonomiczne, które zazwyczaj ujawniają się w procesie wieloletniej eksploatacji. Elementami składowymi są: cena zakupu, koszty użytkowania, obsługiwania i naprawiania oraz utylizacji. Istotne znaczenie mają czynniki żywotności pojazdu (z założeniem odpowiedniego poziomu sprawności technicznej i utrzymania parametrów roboczych). Kwestia oszczędnego zużycia paliwa i olejów ma coraz większe znaczenie z uwagi na wzrastające ceny paliw płynnych.
- 3. Wymagania ochrony środowiska, które dotyczą bezpośrednio określonego poziomu czystości spalin, a pośrednio zastosowanych materiałów konstrukcyjnych oraz eksploatacyjnych i kosztów utylizacji.
- 4. Wymagania ergonomiczne, w tym ograniczony poziom hałasu, drgań oraz łatwość sterowania pojazdem.

Wstępne rozpoznanie rynkowe pozwoliło określić przyszłych użytkowników pojazdu, np.:

Państwowe służby cywilne wyraziły zainteresowanie pojazdem, który – w sytuacjach kryzysowych (klęski żywiołowe, katastrofy, awarie), mających miejsce w trudno dostępnym terenie – będzie mógł być wykorzystany do wysłania patrolu monitorującego stopień zagrożenia, a także udzielenia pierwszej pomocy technicznej i medycznej.

Służby energetyczne (rurociągi, trakcje elektryczne) potrzebują pojazdu, który będzie mógł dowieźć ekipę naprawczą wraz ze sprzętem do miejsca awarii (konserwacji, obsługi itd.), niezależnie od pory roku, warunków meteorologicznych, szczególnie poprzez bezdroża. Określone potrzeby mają także przedsiębiorstwa melioracyjne, geodezyjne, służby ochrony lasów, wód i inne.

Specjalną wersję pojazdu zbudowano dla Sił Zbrojnych RP. Jest to pojazd bezzałogowy, przeznaczony do rozpoznania terenu oraz różnorodnych zagrożeń, szczególnie w sytuacjach stwarzających niebezpieczeństwo dla ludzi.

Pojazd LEWIATAN posiada bardzo duży zakres możliwości praktycznych zastosowań. Umożliwia to układ hydrostatyczny, który pozwala na zasilanie innych urządzeń z napędem hydraulicznym, wymagających zasilania o określonym wydatku.

Warianty pracy pojazdu LEWIATAN:

- pojazd ratowniczy,
- dowóz sprzętu ratowniczego do trudno dostępnych miejsc (tereny kolejowe, tunele zbocza, grząskie tereny),
- wykorzystanie pomp hydraulicznych pojazdu do napędu hydraulicznych narzędzi ratowniczych,
- użycie pojazdu przy pożarach lasów (przecinki, dowóz ludzi i sprzętu do miejsc niedostępnych dla typowych samochodów pożarniczych),
- działania ratownicze podczas powodzi (ewakuacja ludzi, zwierząt i mienia, dowóz żywności transport ratowników, transport sprzętu ratowniczego),
- działania ratownicze w zakresie ekologii (przemieszczenie po plażach sprzętu oraz zebranych zanieczyszczeń, dołączenie do pojazdu dodatkowej platformy transportowej, wykorzystanie pojazdu do stawiania zapór na akwenach i ciekach wodnych),
- pojazd bazowy,
- pojazd bazowy z przyczepą,
- ciągnik lekkiej artylerii,
- nośnik uzbrojenia,
- wóz łączności przewodowej i bezprzewodowej,
- pojazd obserwacji i rozpoznania,
- pojazd wojsk inżynieryjnych,
- pojazd wojsk chemicznych,
- pojazd zabezpieczenia lotnisk, w tym transport urządzeń zasilających samoloty, ciągnik (holownik) samolotów, dowóz żołnierzy i innych materiałów do samolotów itp.,

- pojazd podstawowego zabezpieczenia logistycznego i technicznego, jako wóz strażacki, do zabezpieczania strzelnic, poligonów, zabezpieczanie transportu ładunków i innych ciężarów po zamontowaniu żurawia transportowego typu np.: HIAB,
- baza zasilająca narzędzia i urządzenia pomocnicze, jak: wciągarka, młoty wyburzeniowe, piły do betonu, drewna, stali, asfaltu itp., narzędzia ratownictwa drogowego, napędy anten, zespoły prądotwórcze, pompy wodne, pompy szlamu, rozdrabnianie i utylizacja odpadów, rozłupywarki drewna, prasy do beczek i pojemników. Maksymalne parametry pracy dla przyłączanych narzędzi i urządzeń to: ciśnienie 20 MPa (opcjonalnie 70 MPa), a wydajność 25 l/min.

2. Opis budowy pojazdu

Pierwszy egzemplarz użytkowy pojazdu został opracowany przez firmę Hydromega sp. z o.o. (konstrukcja oraz wykonawstwo techniczne wraz z kooperantami), przy wsparciu Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego (Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2004-2005, jako Projekt Celowy) [1]. Obecnie budowane są kolejne, specjalistyczne wersje pojazdu, odpowiednio do zamówień. Poniżej przedstawiona będzie budowa pierwszego egzemplarza użytkowego, który był poddany badaniom w ruchu po drogach utwardzonych, gruntowych oraz w terenie. Należy wspomnieć, że prezentowany pojazd zbudowano w wersji pływającej.

Sylwetkę pojazdu przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Sylwetka pojazdu LEWIATAN

Kadłub pojazdu jest wykonany ze spawanych blach stalowych i lekkich kształtowników (w wersji pływającej uszczelniony). W przedniej części usytuowano przedział sterowania (w tym 2 siedziska wraz z klatką bezpieczeństwa), część środkową zajmuje silnik wozu wraz z układami zasilającymi, a tylna część została przeznaczona na platformę ładunkową oraz montowanie sprzętu. Przewiduje się, że według indywidualnych wymagań użytkownika pojazd będzie odpowiednio wyposażony w kabinę (nadwozie) oraz specjalistyczne wyposażenie.

Układ napędowy składa się z silnika wysokoprężnego, układu hydraulicznego oraz układu sterowania pracą silnika i napędu hydrostatycznego oraz 6-kołowego układu bieżnego z osadzonymi na półosiach silnikami hydrostatycznymi. Schemat układu napędowego przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Schemat układu napędowego

1 - blok sterujący osi pierwszej, 2 - blok sterujący osi drugiej, 3 - blok sterujący osi trzeciej, 4 - blok sterujący układu pływania, 5 - silnik hydrauliczny napędu śruby pływania, 6 - silnik hydrauliczny, geratorowy napędu kola jazdy, 7 - zespół pomp zasilających z silnikiem spalinowym, 8 - blok priorytetowy rozdziału mocy, 9 - blok hydrauliczny układu kierowniczego, 10 - blok hydrauliczny układu hamulcowego, 11 - blok hydrauliczny zasilania urządzeń zewnętrznych, 12 - zespół chłodząco-filtrujący, 13 zbiornik oleju, 14 - wyjście zewnętrzne do zasilania narzędzi hydraulicznych

Jednostką napędową jest silnik spalinowy, który bezpośrednio napędza pompę hydrauliczną o zmiennej wydajności. Na półosi każdego koła jezdnego umieszczone są geratorowe silniki hydrostatyczne. Elementy sterowania pracą silników hydrostatycznych umieszczone są odpowiednio w 3 blokach. Sterowanie ruchem pojazdu odbywa się poprzez wybranie na przełączniku odnośnego trybu jazdy i za pomocą joysticka wybranie możliwości jazdy w przód lub w tył. Regulacja prędkości wykonywana jest poprzez manipulowanie pedałem przyspieszenia ruchu. Zmiana trybu jazdy szosowej oraz terenowej odbywa się samoczynnie. W warunkach terenowych możliwe jest sprzęganie kół napędowych poszczególnych osi (podobnie jak blokada mechanizmu różnicowego w samochodzie).

Napęd na wodzie, podczas pływania zapewniają 2 śruby wodne, napędzane silnikami hydrostatycznymi. Sterowanie napędem na wodzie odbywa się poprzez wybranie pozycji "pływanie" na przełączniku. Sterowanie kierunkowe zapewniają joysticki, umieszczone na tablicy przyrządów kierowcy.

Układ kierowniczy zapewnia skręt 2 osi: przedniej i środkowej. Układ hamulcowy (hamulce tarczowe przy każdym z 6 kół jezdnych) jest zasilany i sterowany hydraulicznie, z wykorzystaniem oddzielnej pompy oraz akumulatora ciśnienia (możliwość kilku zahamowań, przy niepracującym silniku wozu). Możliwe jest także hamowanie dynamicznie, przy wykorzystaniu układu hydraulicznego głównej pompy zasilającej silnik hydrostatyczny.

3. Charakterystyczne cechy układu napędowego pojazdu LEWIATAN

Zastosowany układ: silnik spalinowy-silniki hydrostatyczne, a także specjalnie opracowane układy sterowania napędem, skrętem, hamowaniem i inne, stanowią o korzystnych charakterystykach i własnościach pojazdu LEWIATAN, a mianowicie:

 podczas jazdy po szosach można wykorzystać napęd tylko tylnej osi, co pozwala na oszczędności w zużyciu paliwa oraz nie przeciąża mechanizmów 2 pozostałych osi,



Rys.3. Wykres trakcyjny pojazdu Lewiatan

- w trakcie jazdy po drogach gruntowych lub po bezdrożach, a także przy wykonywaniu czynności roboczych holowania, pchania itp., można wykorzystać napęd 6 lub 4 kół jezdnych, co zapewnia uzyskanie maksymalnej wartości siły napędowej; odnośną ilustrację przedstawiono na rysunku 3,
- sterowanie ruchem pojazdu jest w wysokim stopniu zautomatyzowane (poprzez wykorzystanie komputera pokładowego), co jest korzystne z punktu widzenia ergonomii,
- silnik spalinowy, napędzający pompy hydrauliczne, pracuje w ustabilizowanych warunkach obciążenia oraz cieplnych, co jest czynnikiem minimalizującym zużycie paliwa oraz wydłużającym resurs eksploatacyjny,
- układ napędowy jest w dużym stopniu odporny na przeciążenia, które mogą występować w trakcie użytkowania pojazdu warunkach terenowych,
- możliwe jest wykorzystanie układu hydraulicznego pojazdu do zasilania różnorodnych urządzeń i narzędzi roboczych.

4. Rezultaty badań oraz charakterystyka techniczna pojazdu LEWIATAN

Zakres badań pojazdu obejmował pomiary parametrów statycznych oraz dynamicznych, badania własności jazdy po szosach, drogach gruntowych, po bezdrożach, pokonywania naturalnych i sztucznych przeszkód terenowych, a także brodzenie i pływanie. Wybrane rezultaty badań przedstawiono w tabeli 1 oraz zilustrowano odnośnymi fotografiami i wykresami.

			Tabela 1
Lp.	Nazwa parametru lub	Jed-	Wartość parametru lub określenie
	określenie cechy	nostka	własności
1	Masa całkowita	kg	< 3700
2	Ładowność maksymalna	kg	1500
3	Długość/szerokość	mm	3500/2000
4	Prześwit	mm	250
5	Kąt natarcia	stopnie kątowe	52°
6	Kąt zejścia	stopnie kątowe	43°
7	Promień skrętu	m	3,8
8	Silnik pojazdu		IVECO, 4 cylindrowy, 2800 dm ³ , wyso- koprężny, turbodoładowany, commonrail
9	Moc silnika	kW	92
10	Silniki hydrostatyczne przy kołach jezdnych		Saurer-Danfoss TMT 315
11	Silniki hydrostatyczne napędu wodnego		Bosch-Rexroth A2FM
12	Układy zasilania, sterowania, kierowania, hamulcowy		Opracowanie własne
13	Prędkość maksymalna	km/h	55
14	Droga hamowania	m	< 21
15	Średnie zmierzone opóźnienie hamowania	m/s ²	9,6 (dopuszczalne 1,51,7)
16	Możliwości holowania przyczepy		o masie do 2000 kg
17	Wyciągarka elektryczna		Siła uciągu 17,5 kN

Charakterystyka techniczna badanego pojazdu LEWIATAN

Wyniki badań, przeprowadzone według określonego programu, pozwalają na przedstawienie pozytywnej oceny pojazdu, w zakresie poruszania się w warunkach terenowych, a także po drogach publicznych. Na rysunkach 4 do 7 przedstawiono ilustrację zdolności ruchowych pojazdu.



Rys.4. Poruszanie się po drodze gruntowej



Rys.5. Pomiar maksymalnego kąta statycznego przechylenia bocznego



Rys.6. Pokonywanie znacznych nierówności



Rys.7. Pływanie

5. Podsumowanie

Opracowanie wielozadaniowego pojazdu, wyposażonego w spalinowohydrostatyczny układ napędowy zakończyło się powodzeniem. Rezultaty badań wskazują na spełnienie wymagań funkcjonalnych oraz ruchowych, obejmujących głównie zagadnienie pozyskania pojazdu, który będzie dysponował stosunkowo dużą siłą napędową, z możliwością komputerowej regulacji jej wartości.

Istotne jest, że pojazd znajduje zastosowanie w wykonywaniu zadań, które nie mogą być wykonane przez samochody lub maszyny robocze.

Producent wraz z zespołem badawczo-rozwojowym pracuje nad wersjami specjalistycznymi, dla konkretnych zastosowań, przewidując także w procesie rozwojowym zbudowanie wersji gąsienicowej zunifikowanej z omawianą wersją kołową.

Literatura

1. Sprawozdanie z realizacji Projektu Celowego (Z.Zienowicz i inni).

Militarne zastosowania maszyn i pojazdów z hydrostatycznymi układami napędowymi

Adam Bartnicki, Andrzej Typiak – Wojskowa Akademia Techniczna, Zbigniew Zienowicz – HYDROMEGA Sp. z o.o.

Streszczenie. W monografii przedstawiono zalety hydrostatycznych układów napędowych, jako jednostek napędowych układów jezdnych maszyn i pojazdów. Przedstawiono tendencje rozwojowe tych układów oraz przykłady zastosowań we współczesnych maszynach i pojazdach.

1. Wprowadzenie

Trudne warunki pracy maszyn inżynieryjnych i pojazdów wojskowych, duże i zmienne obciążenia ich układów roboczych i jezdnych, eksploatacja w relatywnie niekorzystnych warunkach pracy sprawiają, iż poszukuje się efektywniejszych układów przenoszenia mocy, obniżających koszt eksploatacji maszyn i pojazdów. Dąży się też do zwiększenia bezpieczeństwa pracy i odciążenia kierowcy-operatora od nadmiernego wysiłku psychicznego i fizycznego oraz między innymi do obniżenia emitowanego przez maszyny hałasu i ciepła.

Postępujący rozwój elementów hydraulicznych, ich niezawodność i podatność na sterowanie, sprawił iż hydrostatyczne układy napędowe są coraz częściej stosowane w rozwiązaniach układów napędowych jazdy współczesnych maszyn i pojazdów. Podstawowymi aspektami przemawiającymi za ich stosowaniem są:

- łatwość przenoszenia napędu od silnika spalinowego do kół, unikanie zwiększających masę i gabaryty wałów napędowych,
- płynna zmiana przełożenia przekładni,
- wykorzystywanie dużego obszaru pracy silnika spalinowego,
- eliminacja rozłączalnych sprzęgieł, skrzyń biegów, przekładni rozdzielczych za silnikiem napędowym,
- eliminacja przekładni rozdzielczych za skrzyniami biegów, ze względu na łatwość przenoszenia napędu, wykorzystując energię hydrauliczną cieczy,
- możliwość realizowania napędu odwróconego i zabezpieczenia silnika napędowego przed rozbieganiem podczas tego napędu,
- zabezpieczenie silnika napędowego przed przeciążeniem,
- możliwość realizowania jazdy z automatyczną zmianą przełożenia,
- szeroki zakres prędkości obrotowych wałów silników hydraulicznych.

Na obecnym etapie rozwoju hydrostatycznych układów napędowych, dąży się do polepszenia ich sprawności i żywotności, zwiększenia dokładności sterowania, a tym samym zwiększenia dokładności wykonywanych zadań technologicznych oraz automatyzacji wybranych ruchów roboczych.

Jednym z takich rozwiązań, zapewniających wysoką sprawność hydrostatycznych układów napędowych maszyn i pojazdów, są układy z kompensacją

obciążenia (load sensing), które, w stosunku do układów sterowanych dławieniowo, charakteryzują się wyższą sprawnością w znacznej części zakresu roboczego pomp hydraulicznych (rys. 1). Hydrostatyczne układy napędowe z kompensacją obciążenia zapewniają utrzymanie stałych parametrów pracy układu hydraulicznego bez względu na wielkość i charakter jego obciążenia, a także pozwalają na precyzyjne sterowanie elementami wykonawczymi układu.



Rys.1. Przykładowe charakterystyki sprawnościowe hydrostatycznych układów napędowych z kompensacją obciążenia i sterowanych dławieniowo: η - sprawność hydrauliczna, Q_P, p_P- wydajność i ciśnienie czynnika roboczego, Δp - różnica ciśnienia niezbędna do działania układu z kompensacją obciążenia

Kolejnym etapem rozwoju hydrostatycznych układów napędowych są systemy LUDV – niezależnego od obciążenia rozdziału wydajności pompy, w których podobnie jak w układach LS, prędkości robocze każdego z elementów wykonawczych mogą być precyzyjnie sterowane – bez względu na wielkość i charakter zmian obciążenia zewnętrznego (rys. 2). Podstawową zaletą tego typu układów jest automatyczne redukowanie prędkości wszystkich odbiorników w przypadku, gdy wydajność pompy jest niewystarczająca, aby zapewnić żądaną chłonność (nastawioną zaworem dławiącym (2)) wszystkich odbiorników.

Przedstawione tendencje rozwojowe hydrostatycznych układów napędowych maszyn i pojazdów (coraz częściej wyposażanych w systemy LS, czy LUDV) i korzyści wynikające z ich wprowadzania sprawiają, że rozwiązania te obejmują kolejne grupy maszyn i pojazdów.

Z przeprowadzonej analizy literatury wynika, iż maszyny wyposażone w hydrostatyczne układy napędowe charakteryzują się większą precyzją sterowania, mniejszymi nadwyżkami dynamicznymi, lepszą ergonomią i podatnością na zdalne i automatyczne sterowanie.

2. Hydrostatyczne układy napędowe w maszynach i pojazdach

Zalety hydrostatycznych układów napędowych sprawiły, iż znajdują one coraz szersze zastosowanie jako układy napędowe szeregu maszyn i pojazdów, szczególnie tych, które wymagają dużej precyzji sterowania lub wprowadzenia zdalnego i automatycznego sterowania.



Rys.2. Sterowanie odbiornikami energii w oparciu o system LUDV

1 – pompa zmiennej wydajności, 2 – zawory dławiące (rozdzielacze), 3 – zawory różnicowe, 4 – zawór zwrotny, 5 - odbiorniki

Jednym z przykładów zastosowania układu hydraulicznego do napędu maszyn i pojazdów jest zdalnie sterowany pojazd trałujący BOŻENA 4 produkowany na Słowacji (rys. 3), który do miejsca realizowanych zadań rozminowania jest transportowany na zestawie niskopodwoziowym, wyposażonym w stanowisko zdalnego sterowania. Pojazd ten wyposażono w trzy niezależne układy hydrauliczne: jazdy, sterowania, osprzętu roboczego.

W układzie jazdy wykorzystano pompę zmiennej wydajności i silniki hydrauliczne stałej chłonności. Takie rozwiązanie napędu układu jazdy umożliwia rozwijanie niewielkich prędkości przemieszczania się pojazdu w czasie rozminowywania terenu (0,5-3 km/h), co ma istotne znaczenie z punktu widzenia skuteczności trałowania. Zastosowanie niezależnych silników hydraulicznych

napędzających koła napędowe pojazdu ułatwia proces zdalnego sterowania jazdą pojazdu.



Rys.3. Zdalnie sterowany pojazd trałujący "Bożena 4" produkcji słowackiej

Kolejnym przykładem zastosowania hydrostatycznego układu napędowego jazdy jest wyprodukowany przez duńską firmę Hydrema trał bijakowy na podwoziu kołowym 910 MCV (rys. 4).



Rys.4. Duński trał bijakowy na podwoziu kołowym 910 MCV firmy Hydrema

W pojeździe tym, podobnie jak w trale "Bożena 4", napęd jazdy w czasie trałowania pola minowego realizowany jest poprzez hydrostatyczny układ napędowy, co zapewnia pojazdowi bezstopniową zmianę prędkości przemieszczania

się w zakresie $0\div1,4$ km/h. W czasie trałowania pojazd przemieszcza się w kierunku przeciwnym do kierunku jazdy transportowej, a bezkierunkowe, kuloodporne opony zapewniają mu jednakową siłę uciągu w obydwu kierunkach jazdy. W czasie transportu po drogach pojazd może poruszać się z maksymalną prędkością 35 km/h.

Innym typowym rozwiązaniem hydrostatycznych układów napędowych w maszynach i pojazdach są układy stosowane w ładowarkach kołowych. W zależności od masy maszyn, a więc od zapotrzebowania mocy, stosuje się różne rozwiązania układów napędowych, z których przykładowym rozwiązaniem jest układ zastosowany w ładowarce kołowej niemieckiej firmy Ahlmann AS 6 M (rys. 5).



Rys.5. Ładowarka kołowa AS 6 M niemieckiej firmy Ahlmann

Ponieważ ładowarki kołowe powinny między innymi charakteryzować się dobrymi cechami trakcyjnymi, zarówno w czasie realizacji zadań technologicznych, jak i w czasie przemieszczania się po drodze, w ładowarce AS 6 M zastosowano układ dwóch silników hydraulicznych (1, 2 – rys. 6) zmiennej chłonności zasilanych jedną pompą zmiennej wydajności (3 – rys. 6). W przypadku realizacji zadań technologicznych, kiedy zwiększone jest zapotrzebowanie mocy układu jezdnego ładowarki, wykorzystywana jest moc obydwu silników hydraulicznych. W czasie transportu, przemieszczania się ładowarki po drodze, jeden z silników jest mechanicznie odłączany od układu napędowego (sprzęgło 4 – rys. 6) i cała wydajność pompy hydraulicznej kierowana jest na drugi silnik hydrauliczny, zapewniając w ten sposób większą prędkość obrotową tego silnika. Takie rozwiązanie układu napędowego ładowarki AS 6 M sprawia, iż maszyna ta może przemieszczać się z prędkością w zakresie od

 $0{\div}15~\text{km/h}$ w czasie pracy oraz $0{\div}30~\text{km/h}$ w czasie przemieszczania się po drogach.



Rys.6. Hydrostatyczny układ napędu jazdy w ładowarce AS 6 M (opis w tekście)

3. Hydrostatyczny układ napędowy jazdy pojazdu Lewiatan

Wśród pojazdów wyposażonych w hydrostatyczne układy napędowe jazdy można znaleźć pojazdy rodzimej produkcji. Przykładem takiego pojazdu jest lekki wielozadaniowy transporter Lewiatan (rys. 7), który powstał w wyniku wzajemnej współpracy firm BIBUS MENOS, HYDROMEGA oraz Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej. Pojazd ten może być wykorzystany zarówno jako nośnik niewielkich ładunków (do 1,5 t), jak również jako pojazd bazowy-nośnik narzędzi lub osprzętów roboczych do wykonywania prac inżynieryjnych. Dobre właściwości trakcyjne w trudno dostępnym terenie, jak również zdolność pokonywania przeszkód wodnych, zdecydowanie rozszerza zakres realizowanych przez pojazd prac. W pojeździe tym koła napędowe są niezależne, napędzane hydraulicznymi silnikami gerotorowymi (rys. 8) - stałej chłonności, zasilanymi pompą zmiennej wydajności sterowanej za pomocą serwozaworu. W czasie wyjeżdżania pojazdu z przeszkody wodnej możliwa jest jednoczesna praca śrub napędowych i wybranych silników kół. W układzie zastosowano specjalne bloki sterujące osiami napędowymi umożliwiające:

włączanie i wyłączanie poszczególnych silników,

- synchronizację pracy kół napędowych,
- skręt w miejscu, przez napęd silników jednej strony pojazdu do przodu, a drugiej strony do tyłu,
- skręt i wybór kierunku pływania,
- wybór kierunku jazdy pojazdu.

Do zasilania wspomagania układu kierowniczego, hamulcowego oraz odbiorników zewnętrznych zainstalowano za pompą główną pompy pomocnicze stałej wydajności.



Rys.7. Wielozadaniowy transporter Lewiatan: a) w czasie prób poligonowych, b) w czasie pokonywania przeszkody wodnej

Sterowanie przekładnią hydrostatyczną realizowane jest poprzez elektroniczny układ automatycznej zmiany przełożenia oddziaływujący na wydajność pompy. Ze względu na wymaganą rozpiętość przełożeń i zastosowanie silników o stałej chłonności wybór wstępny przełożeń terenowych lub szosowych dokonuje się przez odłączanie silników kolejnych osi. Uzyskuje się w ten sposób zmienną, sumaryczną chłonność silników. Na rysunku 9 przedstawiono charakterystykę trakcyjną pojazdu, na której poszczególne krzywe przedstawiają różne warianty przeniesienia napędu na koła napędowe pojazdu:

- 1 napęd realizowany przez sześć silników,
- 2 napęd realizowany przez cztery silniki,
- 3 napęd realizowany przez dwa silniki.

Jednostką napędową wybrano silnik o zapłonie samoczynnym z doładowaniem firmy KUBOTA o mocy ciągłej netto 55 kW.

Zgodnie z charakterystyką pojazd o masie własnej 1,8 t, zakładając w warunkach terenowych wartość współczynnika oporów toczenia 0,02, jest w stanie pokonać wzniesienie o nachyleniu 85%. Prędkość maksymalna pojazdu w jeździe po drodze utwardzonej wynosi około 60 km/h. Operator (patrz wykres), ma możliwość wyboru dwóch zakresów przełożeń terenowych i jednego zakresu przełożeń szosowych.



Rys.8. Uproszczony schemat hydrostatycznego układu napędu jazdy i pływania pojazdu Lewiatan

1, 2, 3 – bloki sterujące osiami napędowymi, 4 – blok sterujący układu pływania, 5 – silnik hydrauliczny napędu śruby pływania, 6 – silnik hydrauliczny napędu kół, 7 – zespół pomp zasilających z silnikiem spalinowym, 8 – blok priorytetowy rozdziału mocy, 9 – blok hydrauliczny układu kierowniczego, 10 – blok hydrauliczny układu hamulcowego, 11 – blok hydrauliczny zasilania urządzeń zewnętrznych, 12 – zespół chłodzącofiltrujący, 13 – zbiornik oleju, 14 – wyjście zewnętrzne do zasilania narzędzi hydraulicznych



4. Podsumowanie

Przedstawione tendencje rozwojowe hydrostatycznych układów napędowych i ich zalety, postępujący rozwój elementów hydraulicznych, ich niezawodność i podatność na sterowanie powodują, że układy te znajdują coraz szersze zastosowanie we współczesnych maszynach i pojazdach, jako układy napędowe jazdy.

Wymagania stawiane współczesnym maszynom i pojazdom, konieczność płynnej zmiany prędkości jazdy w szerokim zakresie, możliwość uzyskiwania małych prędkości, w przypadku niektórych maszyn i pojazdów jest istotnym czynnikiem przemawiającym za wprowadzaniem tych układów.

Podatność tych układów na sterowanie sprawia, iż w układy te coraz częściej wyposaża się maszyny i pojazdy zdalnie i automatycznie sterowane, przewidziane do realizacji prac związanych z zagrożeniem życia i zdrowia ludzkiego.

Wadą hydrostatycznych układów napędowych, ograniczającą zakres ich stosowania w maszynach i pojazdach, jest niższa sprawność w stosunku do napędów mechanicznych i hydrokinetycznych.

Literatura

- Bartnicki A., Kuczmarski F.: Badanie statycznych i dynamicznych właściwości hydrostatycznych układów napędowych z kompensacją obciążenia. XVI Konferencja Naukowa "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych", Zakopane 2003.
- 2. Chodkowski A., Burdziński Z., Balcerzak J., Kołodziej W., Orlik L: Terenowe pojazdy kołowe. Materiały konferencyjne WITPiS 1981.
- 3. Garbacik A. i inni: Kierunki rozwoju napędów i konstrukcji maszyn roboczych. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999.

- 4. Garbacik A. i inni: Studium projektowania układów hydraulicznych. Ossolineum, Kraków 1997.
- 5. Materiały projektowo-techniczne firmy HYDROMEGA.
- 6. Materiały reklamowe firm: AHLMANN, HYDREMA, WAY INDUSTRY a.s.
- Pomierski W.: Zastosowanie modeli matematycznych strat mocy i objętościowych w projektowaniu napędu hydrostatycznego. Materiały konferencji: Napęd, Sterowanie, Automatyzacja Maszyn Roboczych i Pojazdów -WAT 2000.
- 8. Pomierski W., Siejda Z., Zienowicz Z.: Napęd lekkiego wielozadaniowego transportera, nośnika uzbrojenia Lewiatan 5SG. Materiały konferencyjne: Napędy i Sterowanie 2002, VIII Seminarium MTG, Gdańsk 2002.

Synteza regulatora adaptacyjnego dla serwonapędu elektrohydraulicznego

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

Streszczenie. W monografii omówiono problemy syntezy układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego. Podjęto próbę stałej aktualizacji nastaw regulatora systemu regulacji napędu elektrohydraulicznego w trakcie jego pracy on-line. Przedstawiono podstawowy algorytm regulatora PID w postaci cyfrowej. Do zaprojektowania algorytmu adaptacyjnego układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego wykorzystano jego model parametryczny. Przedstawiono schemat doboru nastaw regulatora PID na podstawie odpowiedzi układu regulacji. Istotnym zagadnieniem podczas budowy i dalszego działania adaptacyjnego układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego był dobór czasu próbkowania.

1. Wstęp

Serwonapędy elektrohydrauliczne mają szerokie zastosowanie w różnych dziedzinach techniki, głównie jako układy napędowe maszyn, urządzeń, manipulatorów i robotów. Poważną przeszkodą w uzyskaniu dużej dokładności pozycjonowania i śledzenia w serwonapędach hydraulicznych są działania zmiennych mas i sił obciążających oraz zakłócenia zewnętrzne i wewnętrzne [1]. Niedostosowanie struktury sterowania, wynikające z dużych sił lub momentów obciażających serwonaped elektrohydrauliczny, powoduje duże niedokładności sterowania pozycyjnego i prędkości. W konwencjonalnym podejściu do układów sterowania serwonapędów elektrohydraulicznych algorytmy regulacji opisuje się zbiorem nie sprzężonych ze sobą liniowych obiektów sterowania, dla których stosuje się klasyczne typy regulatorów. Takie podejście jest nadal stosowane w przemysłowych układach sterowania, ale nie zawsze zapewnia to odpowiednią dokładność regulacji. Podczas pracy maszyn i urządzeń hydraulicznych dużą rolę odgrywa możliwość syntezy niestacjonarnego układu sterowania, którego parametry dobierane są w czasie występowania zmiennych obciążeń silnika (siłownika) hydraulicznego [2].

Zbudowano wirtualny układ sterowania cyfrowego serwonapędu elektrohydraulicznego, który posłużył do zaprojektowania adaptacyjnego regulatora PID. Idea regulatora PID jest ogólnie znana w literaturze, podstawową zaletą tego typu regulatora jest jego szerokie stosowanie w przemyśle. Istotnym zagadnieniem jest proces strojenia (dobór parametrów) regulatora. Istnieje wiele technik klasycznych pozwalających na dobór parametrów regulatora za pomocą metody opracowanej przez Ziegler-Nicholsa – czyli strojenia w dziedzinie częstotliwości, oparte na optymalizacji z wykorzystaniem kryteriów całkowych oraz rozkładu pierwiastków w zamkniętej pętli regulacyjnej. W metodach oscylacyjnych przy znajomości transmitancji otwartego układu regulacji dobór nastaw regulatora PID może być wykonany przy korzystaniu kryterium stabilności Routha, Jury lub Nyquista [3]. Wszystkie te metody mają zastosowanie

w układach stacjonarnych pobudzanych w określonym zakresie i charakteryzują się doborem parametrów regulatora "na stałe" oraz na "początku" działania procesu sterowania. Odpowiednie korekty doboru parametrów regulatora przeprowadza się na podstawie tzw. praktyki inżynierskiej, po uruchomieniu systemu sterowania danego obiektu. Można przeprowadzić taki dobór parametrów regulatora, aby zwiększyć jego "stałą odporność" na określone stany zakłócenia i zmniejszyć jego wrażliwość na zakłócenia wejściowe, ale jest to proces trudny i żmudny. W przypadku zmian strukturalnych i parametrycznych układów sterowania proces dostrojenia regulatora trzeba przeprowadzić ponownie.

Podjęto próbę stałej aktualizacji nastaw regulatora systemu regulacji napędu elektrohydraulicznego w trakcie jego pracy on-line, która polegała na następującym podejściu do problemu strojenia parametrów regulatora:

- identyfikacja na bieżąco elektrohydraulicznego układu napędowego z zastosowaniem dyskretnego parametrycznego model obiektu regulacji,
- synteza regulatora poprzez określenie nastaw regulatora według metody drgań krytycznych, tzn. wyznaczenie wzmocnienia krytycznego K_{kr} i okresu krytycznego T_{kr}, a następnie określenie sygnału wyjściowego u_k z regulatora.

Na rysunku 1 przedstawiono strukturę układu regulacji analizowanego serwonapędu elektrohydraulicznego.



Rys.1. Struktura układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego

2. Regulator PID systemów dyskretnych

Ponieważ zaproponowano wirtualny sterownik serwonapędu elektrohydraulicznego, który jest udoskonaleniem i rozwinięciem algorytmu PID, dlatego na wstępie zostanie przedstawiony podstawowy algorytm regulatora PID w po-

staci cyfrowej. Regulator PID określa ciąg dyskretnych wartości sygnału sterującego u_k :

$$u_{k} = K_{P} \left[e_{k} + e_{k-1} + \frac{T_{D}}{T_{I}} e_{k} + \frac{T_{D}}{T_{P}} \left(e_{k} - 2e_{k-1} - e_{k-2} \right) \right] + u_{k-1}$$
(1)

gdzie:

u_k	 – sygnał wyjściowy regulatora w k-tym kroku, 	
K_p	– współczynnik wzmocnienia,	
T_D	– czas różniczkowania,	
T_I	– czas całkowania,	
T_p	– okres próbkowania,	
$e_k = w_k - y_k$	– sygnał błędu w k-tym kroku,	
e_{k-l}	– sygnał błędu w k-1-tym kroku.	
Algorytm w postaci rekursywnej zapisuje się następująco:		

$$u_k = q_0 e_k + q_1 e_{k-1} + q_2 e_{k-2} + u_{k-1}$$
(2)

gdzie:

$$q_0 = K_p \left(I + \frac{T_p}{T_I} + \frac{T_D}{T_p} \right), \qquad q_I = -K_p \left(I + 2\frac{T_D}{T_p} \right), \qquad q_2 = K_p \left(\frac{T_D}{T_p} \right)$$
(3)

Dobór parametrów q_0,q_1, q_2 algorytmu (2) określono według kryterium drugiego rodzaju Ziegler-Nicholsa na podstawie następujących wartości parametrów:

$$K_p = 0.6K_{kr}, T_I = 0.5T_{kr}, T_D = 0.125T_{kr}$$
 (4)

gdzie:

 K_{tr} , T_{tr} – wzmocnienie i okres krytyczny,

 T_p – czas próbkowania.

Transmitancja dyskretna algorytmu PID ma postać:

$$G_{PID}(z) = \frac{U(z)}{E(z)} = \frac{q_0 + q_1 z^{-1} + q_2 z^{-2}}{1 - z^{-1}}$$
(5)

lub

$$G_{PID}(z) = \frac{U(z)}{E(z)} = K_P \left(1 + \frac{T_P}{T_I} \frac{1}{1 - z^{-1}} + \frac{T_D}{T_P} \frac{1 - 2z^{-1} + z^{-2}}{1 - z^{-1}} \right)$$
(6)

Dla obiektu regulacji transmitancję można zapisać ogólnym równaniem:

$$G(z) = \frac{Y(z)}{U(z)}$$

gdzie:

U(z) i Y(z) – wielkości regulacyjne i wielkości wyjściowe.

Transmitancję dyskretną algorytmu PID według wzoru (6) przedstawiono na schemacie blokowym (rys. 2).



Rys.2. Schemat blokowy regulatora z ograniczeniem sygnału wyjściowego u_k. e_k – sygnał błędu $e_k = w_k - y_k$, w_k - zadany sygnał wejściowy, y_k - sygnał wyjściowy z obiektu regulacji, u_k – sygnał wyjściowy z regulatora

Aby uniknąć nadmiernego wzrostu wartości sygnałów wewnętrznych, co mogłoby doprowadzić do niepożądanego przeregulowania sygnału wyjściowego procesu sterowania y_{k} , nałożono ograniczenie sygnału wyjściowego regulatora u_k .

Z regulatora PID można na podstawie jej transmitancji $G_R(z)$ wyodrębnić transmitancje dyskretne regulatorów PI i PD:

- dla regulatora PI:

$$u_{k} = K_{P} \left[e_{k} + e_{k-1} + \frac{T_{D}}{T_{I}} \frac{(e_{k} - e_{k-1})}{2} \right] + u_{k-1}$$

$$dla \ e_{k} = w_{k} - y_{k},$$
(7)

lub w zapisie rekursywnym:

$$u_k = q_0 e_k + q_1 e_{k-1} + q_2 e_{k-2} + u_{k-1}$$
(8)

gdzie:

$$q_0 = K_p \left(1 + \frac{T_p}{2T_I} \right), \qquad q_I = -K_p \left(1 - \frac{T_p}{2T_I} \right)$$
(9)

dla
$$K_p = 0.6 K_{kr}, T_I = 0.5 T_{kr}$$

- dla regulatora PD

$$u_{k} = K_{P} \left[w_{k} + y_{k} + \frac{T_{D}}{T_{I}} e_{k} (y_{k-I} - y_{k}) \right]$$
(10)

gdzie:

 w_k , y_k - sygnały zadany i wyjściowy.

lub w zapisie rekursywnym:

$$u_k = w_0 w_k - q_0 y_k - q_1 y_{k-1} \tag{11}$$

gdzie:

$$w_{0} = K_{p}, q_{0} = K_{p} \left(I + \frac{T_{D}}{T_{p}} \right), q_{1} = -K_{p} \frac{T_{D}}{T_{p}}$$
(12)
dla: $K_{p} = 0.41K_{kr}, T_{D} = \frac{T_{kr}}{20}.$

3. Adaptacyjny dobór parametrów regulatora PID

Głównym celem budowy wirtualnego sterownika elektrohydraulicznego układu napędowego, zaprezentowanej w pracy [4] było wyznaczenie jego parametrów na podstawie parametrów modelu obiektu regulacji w czasie rzeczywistym. Czyli dojście do oczekiwanych parametrów regulatora PID za pośródnictwem parametrów obiektu, który dodatkowo wykazuje cechy niestacjonarności. W algorytmach sterowania adaptacyjnego stosowany jest transmitancyjny model obiektu w postaci dyskretnej, którego współczynniki a_i i *b* muszą być zidentyfikowane:

$$G(z) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} = \frac{b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \dots + b_m z^{-m}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots + a_n z^{-n}}$$
(13)

gdzie:

 $a_{1}, a_{2}, ..., a_{n}, b_{1}, b_{2}, ..., b_{m} - \text{parametry obiektu sterowania,}$ $A(z^{-1}), B(z^{-1}) - \text{wielomiany modelu identyfikowanego obiektu sterowania,}$ $z^{-1} - \text{operator różnicy wstecznej:}$ $v(t)z^{-i} \equiv v(t - i\Delta)$ (14)

gdzie: Δ – okres próbkowania.

Transmitancja dyskretna (13) jest opisem współbieżności czasowych próbkowanych wartości sygnału wejściowego $u(k\Delta)$ i wyjściowego $y(k\Delta)$. Odpowiedź procesu jest określona jednoznacznie przez wartość sygnału u(t). Wprowadzając $t = k\Delta$ określa się reprezentację dynamiki procesu, wykorzystującą wyróżnione dyskretne chwile czasu.

Zgodnie z założeniami do projektowania algorytmów obiektu regulacji – serwonapędu elektrohydraulicznego wykorzystano jego model parametryczny, którego transmitancję w postaci dyskretnej przestawiono w następującej postaci:

$$G_o(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{z^{-d}B(z^{-l})}{A(z^{-l})}$$
(15)

gdzie:

d-opóźnienie dyskretne wynikające z liczby okresów próbkowania T_p .





Rys.3. Schemat metody doboru nastaw regulatora PID na postawie odpowiedzi układu regulacji: P - człon regulatora o wzmocnieniu K_{kr} na granicy stabilności, wielkości w, u, y są odpowiednio: sygnałami wejściowymi, sterującymi i wyjściowymi procesu

regulacji

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych stwierdzono, że najmniejsze wartości ustalonego uchybu położenia otrzymuje się po zastosowaniu adaptacyjnego regulatora PID. Sterowanie adaptacyjne jest szczególnie niezbędne przy kompensacji oddziaływania na układ sił obciążających. Zakłócenia występujące w serwonapędzie elektrohydraulicznym prowadzą do pogorszenia jego współczynników jakości regulacji. W procesie sterowania uwidacznia się to pogorszeniem dokładności pozycjonowania i liniowości prędkości ruchu. Przyczynami zakłóceń występujących w układach sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego mogą być:

- zmiany obciążenia układu wykonawczego, które mogą spowodować zatrzymanie tłoka (a nawet jego cofnięcie) oraz oscylacje prędkości,
- błędy pomiarowe spowodowane przetwornikami i czujnikami pomiarowymi,
- zmiany parametrów obiektu rzeczywistego spowodowane zakłóceniami wewnętrznymi, które powodują zmiany parametrów punktu pracy modelu układu regulacji.

Optymalne nastawy regulatora adaptacyjnego PID uzależnione są od współczynnika wzmocnienia K_{kr} , określonego na granicy stabilności układu regulacji. Określanie granicy stabilności procesu regulacji polega na doborze

nastaw regulatora w czasie rzeczywistym, w całym okresie pracy układu regulacji. Przy założeniu, że stabilność regulatora uzależniona jest tyko od współczynnika wzmocnienia, transmitancję regulatora można przedstawić w uproszczonej postaci:

$$G_R(z) = \frac{U(z)}{E(z)} = K_p \tag{16}$$

gdzie:

E(z) = W(z) - E(z)-błąd regulacji.

Dyskretne wartości sygnału sterującego u_k wynoszą:

$$u_k = K_P \big[w_k - y_k \big] \tag{17}$$

Transmitancja dla zamkniętego układu regulacji:

$$G_{z}(z) = \frac{Y(z)}{W(z)} = \frac{G_{R}(z)G_{o}(z)}{I + G_{R}(z)G_{o}(z)}$$
(18)

Po podstawieniu (16) do (18) rozważony będzie układ sterowania dyskretnego w postaci:

$$G_{z}(z) = \frac{Y(z)}{W(z)} = \frac{z^{-d}K_{P}B(z^{-l})}{A(z^{-l}) + z^{-d}K_{P}B(z^{-l})} = \frac{L(z)}{M(z)}$$
(19)

W dalszej części podczas przeprowadzania analizy stabilności rozpatrywany będzie tylko licznik transmitancji.

$$M(z) = A(z^{-l}) + z^{-d}K_{P}B(z^{-l}) = 0$$
(20)

Zadanie polega na takim doborze współczynników wzmocnienia $K_p = K_{kr}(T_p)$, aby układ zamknięty procesu regulacji był stabilny, czyli musi być spełniony warunek, aby pierwiastki z_i równania charakterystycznego układu zamkniętego znajdowały się w kole jednostkowym przy spełnieniu warunku $|z_i| < I$ dla i = I, 2, ...m.

Na rysunku 4 przedstawiono sygnały wymuszające typu ramp i sin oraz zmiany położenia tłoka siłownika z odpowiadającymi im graficznymi wykresami położeń zer i biegunów transmitancji dyskretnej analizowanego systemu regulacji w kole jednostkowym na płaszczyźnie zespolonej.

W dalszej części pracy analizowano proces adaptacyjnego doboru parametrów K_{kr} i T_{kr} regulatora PID podczas przesterowania serwonapędu elektrohydraulicznego przez wprowadzenie wymuszenia typu ramp przemieszenia tłoka siłownika.



a) Wymuszenie typu ramp i przemieszczenia tłoka siłownika z położenia początkowego $y_{start} = 0,015 m$ do zadanego $y_{zad} = 0,125 m$, dla zadanej prędkości $v_0 = 0,0275 m/s$



b) Wymuszenie typu ramp i przemieszczenia tłoka siłownika z położenia początkowego $y_{start} = 0,015 m$ do zadanego $y_{zad} = 0,125 m$ z inercyjnym wzrostem obciążenia siłowego o wartości $F_{ob} = 4,6 kN$



c) Wymuszenie typu sin i przemieszczenia tłoka siłownika z położenia początkowego $y_{start} = 125 mm$, dla zadanej częstotliwości ruchu 0,48 Hz

Rys.4. Wymuszenia i przemieszczenia tłoka siłownika oraz położenie pierwiastków z_i w kole jednostkowym dyskretnej transmitancji układu regulacji serwonapędu G(z)



Na rysunku 5 przedstawiono zmiany parametrów K_{kr} , T_{kr} oraz charakterystyki pozycjonowania siłownika serwonapędu elektrohydraulicznego dla wymuszeń typu ramp przy różnym obciążeniu siłownika hydraulicznego.

 a) Dla wymuszenia typu ramp przemieszczenie tłoka siłownika z położenia początkowego y_{start} = 0,015 m do zadanego y_{zad} = 0,125 m ze wzrostem obciążenia siłowego od wartości 0,5 kN do wartości F_{ob} = 4,6 kN, T_p = 0,002 s



b) Dla wymuszenia typu ramp przemieszczenie tłoka siłownika z położenia początkowego $y_{start} = 0,015 m$ do zadanego $y_{zad} = 0,125 m$ z pulsacyjnym wzrostem obciążenia siłowego od wartości $F_{ob} = 0,5 kN$ do $F_{ob} = 1,6 kN$, w okresie 1 s, dla $T_p = 0,002 s$

Rys.5. Zmiana parametrów K_{kr} , T_{kr} układu regulacji oraz charakterystyk pozycjonowania siłownika serwonapędu elektrohydraulicznego dla wymuszeń typu ramp przy różnym obciążeniu siłowym

4. Wpływ czasu próbkowania na stabilność układu regulacji

Istotnym zagadnieniem budowy i działania cyfrowego układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego był dobór czasu próbkowania T_p . Oczywiste jest stwierdzenie, że zmniejszenie czasu próbkowania T_p w istotny sposób wpływa na dokładność odwzorowania modelu dyskretnego przy istniejących
ograniczeniach. Pomijając fakt, że zwiększenie ilości próbek sygnałów we/wy podczas operacji A/C w istotny sposób zwiększa zapotrzebowanie na moc obliczeniową, trzeba się liczyć z faktem utraty stabilności układu regulacji dla dostatecznie małego czasu próbkowania T_p . Przeprowadzono badania układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego dla zakresu próbkowania T_p od 0,1 do 0,001 pod kątem utraty jego stabilności. Na rysunku 6 przedstawiono przemieszczenia tłoka siłownika i rozkładu pierwiastków w układzie Im-Re podczas przebiegu procedury adaptacyjnej doboru parametrów układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego.



Rys.6. Przemieszczenia tłoka siłownika (a) i rozkład pierwiastków z_i (b) dla wymuszenia typu ramp z położenia początkowego $y_{start} = 0,015 m$ do zadanego $y_{zad} = 0,125 m$ przy zadanej prędkości ruchu $v_{zad} = 0,03125 m/s$

Analizując uzyskany zakres wartości zer i biegunów (rys. 6) wydaje się, że występowanie ujemnych części rzeczywistej biegunów i nadmierne jej "rozbudowanie" spowodowane jest zbyt małym okresem próbkowania T_p , co w konsekwencji powoduje niestabilność układu regulacji. Zbyt mały okres próbkowania T_p powoduje również pojawienie się koniugowanych biegunów poza okręgiem jednostkowym, co przyczynia się do pojawienia stałej oscylacji sygnału położenia tłoka siłownika hydraulicznego oraz utraty stabilności. Problem dążenia czasu

próbkowania do dolnej granicy $T_p \rightarrow 0$ był wielokrotnie poruszany w pracach Goodwina, który zaproponował rozwiązanie tego problemu poprzez zastosowanie do opisu modelu odniesienia zamiast zwykłego operatora z^i , operatora przyrostowego $\frac{z-1}{T_p}$.

Zastosowanie takiego operatora umożliwia określenie części modelu odniesienia odpowiedzialnej za powstawanie zer i biegunów poza okręgiem jednostkowych i ich dalsze pominięcie. W pracy po dokonaniu oceny właściwości dynamicznych analizowanego układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego wybrano wartość czasu próbkowania $T_p = 0,002 s$, jako kompromis pomiędzy utratą danych pomiarowych, a problemami numerycznymi i utraty stabilności pojawiającymi się w przypadku zbyt małego czasu próbkowania (dla $T_p = 0,001 s$).

5. Podsumowanie

Istotą regulacji adaptacyjnej jest cyfrowe modelowanie serwonapędu elektrohydraulicznego i regulatora adaptacyjnego określonego typu. W ramach syntezy adaptacyjnego układu sterowania z regulatorem PID przeprowadzono szereg korekcji dynamicznych, które prowadziły do zmiany struktury sterowania i parametrów układu elektrohydraulicznego. W wyniku tego otrzymano założone dokładności statyczne i dynamiczne serwonapędu elektrohydraulicznego. Analizowano układ sterowania przy zastosowaniu różnych sygnałów wejściowych oraz zmiennej struktury modeli matematycznych napędu elektrohydraulicznego.

Zastosowanie adaptacyjnego układu regulacji dało pozytywne rezultaty zmniejszenia oddziaływania zewnętrznych sił zakłócających na zachowanie dynamiczne sewonapędu elektrohydraulicznego. Zarówno dobór parametrów modelu, jak i parametrów regulatora odbywa się w czasie rzeczywistym (on-line).

Oprócz "ciągłego" badania zachowania stabilności na regulator adaptacyjny serwonapędu elektrohydraulicznego nałożono ograniczenie dotyczące sygnału sterującego. Istotnym zagadnieniem dotyczącym doboru parametrów regulatora cyfrowego jest prawidłowy dobór czasu próbkowania. Przedstawiony kompromis polegający na doborze określonej wartości czasu próbkowania T_p , jest wynikiem wielu doświadczeń na stanowisku badawczym.

Literatura

- 1. Dindorf, R; Woś P.: Szybkie prototypowanie układu regulacji napędu elektrohydraulicznego, Napędy i Sterowanie, 10, 2005.
- 2. Dindorf R.; Woś P.: Wirtualny układ sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego. Napędy i Sterowanie nr 10, 2006.
- 3. Jelali M; Kroll A.: Hydraulic Servo Systems Modelling, Identification & Control, Springer Verlag, Berlin 2003.
- 4. Woś P.: Regulacja serwonapędów elektrohydraulicznych odpornych na działanie zmiennego obciążenia. Praca doktorska. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2008.

Badania doświadczalne serwonapędu elektrohydraulicznego z regulatorem adaptacyjnym

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

Streszczenie. W monografii omówiono wyniki badań eksperymentalnych serwonapędu elektrohydraulicznego z regulatorem adaptacyjnym. Zagadnienia przedstawione w pracy dotyczyły odporności regulatora adaptacyjnego na zmienne obciążenia oraz na zakłócenia wynikające z niestacjonarnych i losowych oddziaływań wewnętrznych i zewnętrznych serwonapędu elektrohydraulicznego. Otrzymane wyniki badań i wynikające z nich wnioski pozwalają sformułować stwierdzenie, że możliwa jest budowa układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego odpornego na zakłócenia zewnętrzne w postaci skokowej zmiany siły obciążającej siłownik hydrauliczny.

1. Wstęp

W badaniach algorytmów regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego wykorzystano zmodernizowane stanowisko badawcze powstałe w Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach [4]. Na rysunku 1a i 1b przedstawiono stanowisko badawcze składające się z dwóch niezależnie sterowanych obiektów regulacji, składających się z siłowników sterownych zaworem proporcjonalnym przepływowym (2).



Rys.1. Widok elektrohydraulicznego stanowiska badawczego

1a,1b – siłowniki hydrauliczne CJ8D-160-40/22-250z, 2 – proporcjonalny elektrohydrauliczny zawór regulacyjny firmy Bosch typu NG6 841, 3 – czujnik tensometryczny do pomiaru sił, 4 – czujniki tensometryczne do pomiaru ciśnienia

Obciążenie siłownika roboczego, jako siły oporu technologicznego osiągane jest przez dodatkowy siłownik (1b, rys. 1a). Możliwości zmiany obciążania siłowników są następujące: masa od 73,5 kg do 360 kg, siła od 200 N do 8200 N. Sterowanie siłą obciążającą odbywa się za pomocą karty przetworników C/A. Położenie suportu mierzone jest względem korpusu stanowiska za pomocą fotooptycznego przetwornika położenia firmy Heidenhein LS 403. Prędkość suportu jest obliczona przez różniczkowanie położenia tłoczyska siłownika (1a, rys.1b). W układzie dokonywany jest ponadto pomiar ciśnień

w komorach siłownika (4, rys. 1b) obydwu siłowników i ciśnienia w linii zasilania oraz siły oporu technologicznego F_{ob} (3, rys. 1a). Sterowanie siłą obciążającą odbywa się za pomocą karty przetworników C/A. Dodatkowo do pomiaru ciśnień zastosowano czujniki tensometryczne firmy Peltron.

W celu wyeliminowania w czasie pomiarów zmian lepkości cieczy roboczej i wydajności pompy, spowodowanych wahaniami temperatury, zbiornik wyposażono w układ automatycznej stabilizacji temperatury oleju. Umieszczenie sterującego zaworu proporcjonalnego bezpośrednio na odbiorniku zmniejszyło objętość oleju pomiędzy rozdzielaczem, a odbiornikiem co wpłynęło na istotną poprawę charakterystyki dynamicznej układu sterowania.

W szczególności zwiększenie częstości układu powoduje zmniejszenie wartości opóźnień występujących pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią układu. W skład stanowiska wchodzi również zestaw komputerowy w układzie sterowania nadrzędnego wyposażonego w oprogramowanie Matlab/Simulink. Mikrokomputer posiada karty przetworników C/A i A/C typu PCI – DAS1602/16 firmy Measurement Computing Corporation. Karty wraz z czujnikami tensometrycznymi do pomiaru ciśnień i przetwornikiem położenia tworzą układ pomiarowy. Zaimplementowane oprogramowanie symulacyjne umożliwia analizę efektywności projektowania układów sterowania poprzez opracowanie metod i technik identyfikacji obiektów i ich modeli matematycznych w warunkach off–line i czasie rzeczywistym [2].

Badania doświadczalne koncentrowały się głównie na następujących zadaniach [4]:

- budowa układu sterowania (wykonanie modułowej konstrukcji elementów wykonawczych i pomiarowych),
- analiza wpływu warunków obciążenia pobudzenia na wartości identyfikowanych parametrów modelu układu elektrohydraulicznego,
- identyfikacja zakłóceń występujących w układzie elektrohydraulicznym pracującym w warunkach rzeczywistych,
- opracowanie adaptacyjnych algorytmów sterowania odpornych na działanie zmiennych obciążeń,
- stabilizacja prędkości i dokładności pozycjonowania serwonapędu elektrohydraulicznego przy zmianach obciążenia zewnętrznego.

2. Badania właściwości dynamicznych serwonapędu elektrohydraulicznego

W przypadku obiektu o zmiennych parametrach, jakimi są układy elektrohydrauliczne, parametry regulatora docelowego określonego typu powinny być również zmienne w czasie. Powoduje to poszukiwanie takich algorytmów regulacji, które sprostają temu zadaniu [1]. W pracy omówiono wyniki badań eksperymentalnych, przeprowadzonych przy użyciu adaptacyjnego regulatora PID-AWRLS do sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego [5]. Zadania postawione przed algorytmem regulacji adaptacyjnej polegały na prześledzeniu

jakości działania układu regulacji w warunkach zmiany prędkości zadanej v_0 . Szczególnie interesującym zagadnieniem wydaje się być możliwość szybkiej adaptacji nastaw regulatora dla szerokiego zakresu prędkości przemieszczenia tłoka siłownika hydraulicznego.

Prezentowane wykresy na rysunku 2 przedstawiają podstawowe parametry napędu elektrohydraulicznego w wyniku działania adaptacyjnego regulatora PID. Badania przeprowadzono dla wymuszenia typu ramp – zmiana położenia tłoka siłownika od położenia początkowego $y_{start} = 0,015 \text{ m}$ do położenia zadanego $y_{zad} = 0,125 \text{ m}$ dla zadanej prędkości $v_0 = 0,037 \text{ m/s}$. W procesach stacjonarnych (stała prędkość zadana, brak zmiennego obciążenia zewnętrznego) najlepsze współczynniki jakości regulacji uzyskano poprzez wstępne pobudzenie serwonapędu, np. przez skokowe wymuszenie przemieszczenia tłoka siłownika w zakresie od 0 do 15 mm. Układ zostaje wstępnie zidentyfikowany, a parametry identyfikowanego modelu odniesienia w stacjonarnym procesie zmieniają się nieznacznie. Dla małych prędkości siłownika ujawniały się dwa niekorzystne zjawiska: wpływ niedostateczności pobudzania algorytmu identyfikacyjnego i nieliniowość siły tarcia. Gwałtowna zmiana siły tarcia w poczatkowej fazie ruchu tłoka jest kompensowana w dalszej fazie regulacji, natomiast brak dostatecznego pobudzania algorytmu PID-AWRLS ma istotny wpływ na aktualne nastawy regulatora adaptacyjnego.





Rys.2. Proces regulacji z wykorzystaniem algorytmu AWRLS: a) przemieszczenie tłoka, b) prędkość tłoka, c) błąd dynamiczny, d) sygnał sterujący

Określono wpływ wartości zadanej – prędkości v₀ tłoka siłownika hydraulicznego na wskaźniki oceny jakości procesu regulacji: przeregulowanie, odchyłka statyczna, błąd nadążania sygnału przemieszczenia, błąd nadążania sygnału prędkości, czas regulacji. Wskaźniki oceny jakości regulacji adaptacyjnej dla różnej wartości prędkości zadanej v₀ tłoka siłownika hydraulicznego zamieszczono w tabeli 1.

		-		-	_		Tabela 1
Prędkość	Przeregu-	Czas	Odchyłka	Błędy na	adążania	Kryteria całkowe	
	lowanie	regulacji	statyczna	Położenia	Prędkości	Krytena	Carkowe
$v_0[m/s]$	κ_{max} [mm]	t _r [s]	emin[mm]	δ_y [mm]	δ_v [m/s]	ISE	ITSE
0,0123	0,0712	0,2928	0,01825	0,0216	0,0043	1,1040	1,2907
0,0307	0,0945	0,2925	0,01837	0,0438	0,0045	1,2715	1,3724
0,0458	0,1466	0,2924	0,01878	0,0552	0,0049	1,7182	1,4377
0,0766	0,1865	0,2923	0,01928	0,0730	0,0053	2,3953	2,0907
0,1149	0,2266	0,2920	0,01937	0,1044	0,0059	3,2399	3,3151
0,1773	0,2722	0,2911	0,01963	0,1273	0,0078	4,5661	5,6987
0,2365	0,3032	0,2896	0,01978	0,1473	0,0080	5,1455	7,5109
0,2824	0,3341	0,2887	0,01987	0,1660	0,0086	5,3479	9,5353
0,3522	0,3512	0,2838	0,01989	0,1933	0,0092	5,4805	10,9883
0,4180	0,3662	0,2793	0,02007	0,2184	0,0101	5,9203	15,7555
0,4530	0,3662	0,2755	0,02028	0,2308	0,0116	6,5345	17,7146
0,5355	0,3835	0,2664	0,02073	0,2448	0,0133	8,7402	24,3756
0.5814	0.3901	0.2521	0.02107	0.2571	0.0146	9,9269	28.0653

Wskaźniki oceny jakości regulacji adaptacyjnej dla różnej wartości prędkości zadanej v₀ tłoka siłownika hydraulicznego

Wpływ wartości zadanej prędkości v_0 tłoka siłownika hydraulicznego na całkowe kryteria jakości regulacji (całka z kwadratu błędu regulacji ISE oraz całka z iloczynu czasu i kwadratu błędu regulacji ITSE) przedstawiono na rysunku 2.





Rys.3. Wpływ wartości zadanej prędkości v₀ tłoka siłownika hydraulicznego na całkowe kryteria jakości regulacji: a) całka z kwadratu błędu regulacji ISE, b) całka z iloczynu czasu i kwadratu błędu regulacji ITSE

3. Badania odporności regulacji adaptacyjnej na skokowe obciążenia siłownika

Ważnym czynnikiem wpływającym na równomierność pracy serwonapędu elektrohydraulicznego jest zachowanie się układu regulacji w stanach nieustalonych. Szczególnie dotyczy to stanu, w którym serwonapęd elektrohydrauliczny zostanie obciążony skokowo w czasie procesu regulacji. Stan ten określany jest czasem ustalania się prędkości tłoka siłownika od wartości początkowej v_p, przed wystąpieniem zaburzenia obciążenia, do nowej ustalonej prędkości v₀, po powstaniu zaburzenia obciążenia.

Na rysunku 4 przedstawiono zmiany obciążenia siłownika serwonapędu elektrohydraulicznego siłą skokową w zakresie od 0,7 do 8.1 kN.



Rys.4. Zmiana obciążenia siłownika serwonapędu elektrohydraulicznego

Na rysunku 5 przedstawiono odpowiedzi układu regulacji adaptacyjnej (z regulatorem PID-AWRLS) serwonapędu elektrohydraulicznego dla wymuszenia typu ramp. Tłok siłownika przemieszczał się z położenia początkowego $y_{start} = 0,015$ m do położenia zadanego $y_{zad} = 0,125$ m przy obciążaniu siłą F_{ob} w zakresie obciążenia od 0,7 kN do 8,1 kN.



Rys.5. Charakterystyki dynamiczne położenia (a) i prędkości (b) na wymuszenie typu ramp przemieszczenia tłoka siłownika z położenia początkowego $y_{start} = 0,015$ m do położenia zadanego $y_{zad} = 0,125$ m przy wzroście obciążenia w zakresie od 0,7 kN do 8,1 kN

Z powyższych charakterystyk wynika, że zaburzenie ruchu tłoka siłownika zmianą obciążenia F_{ob} wpływa na stany przejściowe prędkości i przemieszczenia. Jeśli tłok siłownika hydraulicznego porusza się według stałej prędkości zadanej v₀ to zmiana jego obciążenia w wyniku działania sił spowoduje spadek, a następnie chwilowy wzrost prędkości tłoka v_{max}. Naturalny spadek prędkości w wyniku wystąpienia obciążenia siłowego zostaje szybko kompensowany adaptacyjnym układem regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego [3]. Stopień jednostajności serwonapędu elektrohydraulicznego określa statyczny współczynnik nierównomierności prędkości:

$$\delta_{vs} = \frac{|v_p - v|}{|v_p|} \tag{1}$$

gdzie:

v_p – prędkość początkowa przed wystąpieniem siły zakłócającej,

 v – prędkość ruchu tłoka siłownika po czasie t_r, po zakończeniu stanu nieustalonego.

Współczynnik nierównomierności prędkości δ_{vs} uzależniony jest nie tylko od wielkości zmian obciążenia, a także od parametrów serwonapędu elektrohydraulicznego oraz parametrów regulatora. W stanach przejściowych stopień jednostajności ruchu tłoka siłownika określono za pomocą dynamicznego współczynnika nierównomierności prędkości δ_{vd} :

$$\delta_{vd} = \frac{|v_{max} - v_p|}{|v_p|} \tag{2}$$

gdzie: v_{max} - chwilowa maksymalna prędkość tłoka siłownika.

Na rysunku 6 przedstawiono wpływ regulatora adaptacyjnego na wartości współczynników δ_{vs} i δ_{vd} sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego z zaburzeniem obciążenia siłownika.





Rys.6. Wpływ regulatora PID-AWRLS na wartości współczynników δ_{vs} i δ_{vd} dla wymuszenia typu ramp przemieszczenia tłoka siłownika z położenia początkowego y_{start} = 0,015 m do zadanego położenia y_{zad} = 0,125 m przy skokowym obciążeniu F_{ob}

4. Podsumowanie

W analizowanym układzie regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego ustalony błąd pozycjonowania nie odbiega od błędów uzyskanych metodami klasycznymi (tabela 1) i zmienia się w zakresie od 18 do 22 µm. W pracy skupiono się na analizie skuteczności zaproponowanego adaptacyjnego algorytmu regulacji dla przypadków wpływu zmiany zadanej prędkości v₀, częstotliwości ruchu tłoka siłownika i obciążenia siłowego siłownika analizowanego serwonapędu elektrohydraulicznego. Najlepsze wyniki dokładności pozycjonowania uzyskano dla wstępnego pobudzenia układu sygnałem skokowym $y_{zad} = 0,015$ m.

Sygnał pobudzania wstępnego istotnie wpływa na czas regulacji t_{r.} Szybki czas narastania sygnału pobudzającego powoduje także szybkie ustalanie wartości parametrów identyfikowanego obiektu regulacji. Ma to również wpływ na właściwy dobór parametrów regulatora adaptacyjnego. W przypadku obciążenia skokowego serwonapędu elektrohydraulicznego pozorna wada układu sterowania, czyli że dla prawidłowego działania układu sterowania potrzebne jest odpowiednio intensywne pobudzanie, staje się w tym przypadku zaletą. Nagłe zmiany obciążenia serwonapędu elektrohydraulicznego powodują szybką adaptację identyfikowanych parametrów modelu i nastaw regulatora. Ograniczenia wyni-

kające z parametrów stanowiska badawczego, np. maksymalne ciśnienie zasilania ($p_0 = 8$ MPa), charakterystyka przepływowa zaworu proporcjonalnego i wartości sygnału sterującego (-7V do +7V) umożliwiają prawidłową pracę układu regulacji do obciążenia do 4,6 kN. W związku z tym nie można stwierdzić, czy dla szerszego zakresu zmian parametrów adaptacyjny układ regulacji spełnia założone oczekiwania dotyczące jakości sterowania.

Literatura

- 1. Dindorf R., Woś P.: Szybkie prototypowanie układu regulacji napędu elektrohydraulicznego. Napędy i Sterowanie nr 10, 2005.
- 2. Dindorf R., Woś P.: Wirtualny układ sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego. Napędy i Sterowanie nr 10, 2006.
- Jelali M., Kroll A.: Hydraulic Servo Systems Modelling, Identification & Control, Springer Verlag, Berlin 2003.
- Woś P.: Regulacja serwonapędów elektrohydraulicznych odpornych na działanie zmiennego obciążenia. Praca doktorska. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2008.
- Woś P., Dindorf R., Wołkow J.: Problemy estymacji parametrów regulatora adaptacyjnego w układach sterowania elektrohydraulicznego. CYLIN-DER'2007 – XVII Ogólnopolska Konferencja "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych". Szczyrk 19-21 września 2007.

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

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Przedstawiono interpretację graficzną mocy strat energetycznych występujących w elementach układów napędu i sterowania hydrostatycznego, a także mocy rozwijanych przez te elementy.

1. Wprowadzenie

Graficzne przedstawianie, za pomocą pól o określonych powierzchniach, mocy strat energetycznych powstających w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego oraz mocy przetwarzanych w hydraulicznych maszynach wyporowych zastosowanych w układzie, staje się narzędziem ułatwiającym porównanie wielkości poszczególnych strat.

W pracach [1–6] i innych, poświęconych aspektom energetycznym pracy przekładni hydrostatycznych, pojawiła się potrzeba rozważania sprawności tych przekładni za pomocą mocy strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w nich występujących.

W pracach [7–10] przedstawiono propozycję, uzasadnionego merytorycznie, podejścia do problematyki strat energetycznych występujących w elementach układów napędu hydrostatycznego. Stwierdzono tam, że dotychczasowa, często spotykana praktyka przedstawiania strat energetycznych w funkcji parametrów, które jednocześnie od tych strat zależą, powinna być zaniechana.

Pracę [10] podsumowano następującymi wnioskami:

- Straty energetyczne w elementach, a także moce tych strat należy przedstawiać jako funkcje parametrów, które od tych strat nie zależą.
- Określanie sprawności elementów układu jako stosunku odpowiednich mocy hydraulicznych i mechanicznych płynących w strumieniu mocy od wału pompy do wału lub tłoczyska silnika hydraulicznego jest formą dokładnego opisu wartości tych sprawności.
- Opis mocy strat i sprawności energetycznych oparty jest na zasadzie zgodności sumy mocy użytecznej silnika hydraulicznego i mocy strat występujących we wszystkich elementach układu z mocą pobieraną przez pompę, a także na zasadzie zgodności iloczynu sprawności elementów układu ze sprawnością będącą stosunkiem mocy użytecznej silnika do mocy pobieranej przez pompę.
- Porównanie mocy strat występujących w elementach stanowi informację ułatwiającą projektowanie układu.

- Przedstawianie pól mocy strat występujących w elementach układu umożliwia wyciąganie wniosków dotyczących np. eliminacji mocy strukturalnych strat objętościowych i ciśnieniowych występujących w elementach sterowania dławieniowego prędkości silnika, w układach o sterowaniu proporcjonalnym i w układach serwomechanizmów hydraulicznych.
- Interpretacja graficzna, powierzchniami pól, mocy strat energetycznych występujących w elementach układu napędu hydrostatycznego oraz mocy rozwijanych przez poszczególne elementy umożliwia porównanie tych strat i mocy z powierzchnią pola mocy odniesienia określonego iloczynem Q_{Pt} p_n teoretycznej wydajności pompy i ciśnienia nominalnego układu.
- Interpretacja graficzna mocy strat umożliwia bezpośrednią ocenę oszczędności energetycznych po wprowadzeniu rozwiązań energooszczędnych, pozwala na bezpośrednie porównanie strat energetycznych przy zmianie lepkości czynnika roboczego lub po zamianie oleju na emulsję olejowo-wodną bądź wodę.

W pracach [8, 10] przedstawiono przykładowo (bez komentarza) interpretację graficzną mocy strat występujących w elementach układu indywidualnego ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego, zasilanego pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia.

Niniejsza publikacja przedstawia i analizuje powierzchnie pół mocy strat energetycznych występujących w elementach układów hydraulicznych o różnych strukturach sterowania prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozważania umożliwiają uświadomienie sobie reguł decydujących o wielkości pół mocy strat wynikających z aktualnych, wymaganych przez napędzane silnikiem urządzenie, parametrów pracy silnika, a więc z jego aktualnego obciążenia M_M i z aktualnej prędkości $\omega_M (n_M)$. Rozważania pozwalają na wyciąganie wniosków dotyczących uzyskiwania wysokiej sprawności energetycznej η układu o wybranej strukturze, a także warunków, które muszą być spełnione, by tę wysoką sprawność osiągnąć. Rozważania umożliwiają także porównanie wielkości mocy ΔP poszczególnych strat wynikających z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego, jak i mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego lub spalinowego), mocy koniecznej do zapewnienia wymaganej niezmienionej wielkości $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej, napędzanego pompą, silnika hydraulicznego.

Opracowanie składa się z dwu części. Część I (niniejsza) przedstawia interpretację graficzną mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układów ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego, Część II – tę samą tematykę, lecz w odniesieniu do układów ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego.

Bibliografię tematu zamieszczono w Części II.

2. Układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia

Rysunek 1 przedstawia interpretację graficzną mocy strat energetycznych w elementach **układu indywidualnego ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego, zasilanego pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia** $p_{P2} = cte \approx p_n$. Zespół sterowania dławieniowego szeregowego zastosowany w układzie może mieć postać serwozaworu bądź rozdzielacza proporcjonalnego (rys. 2), bądź też nastawialnego zaworu dławiącego lub na-stawialnego dwudrogowego regulatora przepływu umieszczonego na dopływie silnika (rys. 3).



Rys.1. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia – $p_{P2} = cte \approx p_n$ (współczynnik "a" wzrostu ciśnienia w zaworze przelewowym a > 0); zespół sterowania dławieniowego szeregowego w postaci: - serwozaworu, - rozdzielacza proporcjonalnego, - nastawialnego zaworu dławiącego, - nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu; k_1 – współczynnik natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie; k_2 – współczynnik spadku prędkości obrotowej np wału pompy w porównaniu z prędkością n_{P0} wału pompy nieobciążonej

Interpretacja graficzna (rys. 1) powierzchni pól mocy strat energetycznych występujących w elementach układu oraz powierzchni pól mocy rozwijanych w tych elementach umożliwia porównanie strat z powierzchnią **pola mocy odniesienia określonego iloczynem** $p_n Q_{Pt}$ ciśnienia nominalnego p_n układu (przyjętego tu jako ciśnienie p_{SP0} otwarcia zaworu przelewowego) i teoretycznej wydajności $Q_{Pt} = q_{Pt} n_{P0}$ pompy.

Poziom ciśnienia nominalnego p_n pracy pompy wynika z potrzeby zapewnienia silnikowi hydraulicznemu maksymalnego spadku Δp_{Mmax} ciśnienia gwarantującego (przy danej chłonności q_{Mt} na obrót silnika) sprostanie maksymalnemu momentowi M_{Mmax} , którym silnik może być przez napędzane nim urządzenie, w pewnym okresie pracy, obciążony.



Rys.2. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n$; zespół sterowania dławieniowego w postaci serwozaworu lub rozdzielacza proporcjonalnego

Wydajność teoretyczna Q_{Pt} pompy wynika z kolei z potrzeby zapewnienia silnikowi hydraulicznemu maksymalnej, wymaganej w pewnych warunkach przez napędzane nim urządzenie, prędkości kątowej ω_{Mmax} (obrotowej n_{Mmax}) wałka silnika. Należy jednocześnie zauważyć, że przyjęcie, jednakowego we wszystkich strukturach sterowania, pola $p_n Q_{Pt}$ mocy odniesienia prowadzi do różniących się nieco zakresów zmiany $0 < \omega_M \leq \omega_{Mmax}$ prędkości i $0 < M_M$ $\leq M_{Mmax}$ obciążenia sterowanego tymi strukturami silnika hydraulicznego.

Aktualna moc $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użyteczna silnika hydraulicznego wynika z iloczynu aktualnego momentu M_M, którym napędzane nim urządzenie obciąża silnik hydrauliczny, i z aktualnej prędkości kątowej ω_M wałka silnika, również wymaganej w danym momencie pracy przez napędzane nim urządzenie. Moc użyteczna P_{Mu} silnika zależna jest więc od aktualnych wymagań stawianych przez napędzane nim urządzenie, a jest niezależna od struktury sterowania oraz od strat występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego o określonej strukturze.

Natomiast moce ΔP strat powstających w elementach układu hydraulicznego są funkcją aktualnej wartości mocy użytecznej P_{Mu} tzn. funkcją aktualnego momentu M_M i aktualnej prędkości ω_M wałka silnika. Wynikają one ponadto ze struktury zastosowanego układu sterowania prędkości silnika, a także z samej jakości elementów składowych układu hydraulicznego (poziomu poszczególnych strat energetycznych w nich występujących).

Na rysunku 1, aktualna moc użyteczna $P_{Mu} = M_M \omega_M$ silnika hydraulicznego, oddawana napędzanemu nim urządzeniu na wale silnika, przedstawiona jest jako pole białego prostokąta, do którego "dodawane" są:

_	pole	$\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \omega_M$	mocy strat mechanicznych w silniku hydrau- licznym,
_	pole	$\Delta P_{Mv} = \Delta p_{Mi} Q_{Mv}$	mocy strat objętościowych w silniku hydraulicznym,
_	pole	$\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M$	mocy strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym,
_	pole	$\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$	mocy strat ciśnieniowych w przewodach układu,
_	pole	$\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$	mocy strukturalnych strat ciśnieniowych w ze- spole sterowania dławieniowego (w serwoza- worze, rozdzielaczu proporcjonalnym, nasta- wialnym zaworze dławiącym, bądź w nasta- wialnym dwudrogowym regulatorze prze- pływu),
_	pole	$\Delta P_{stv} = p_{SP} \left(Q_P - Q_M \right)$	mocy strukturalnych strat objętościowych w zespole sterowania dławieniowego (w za-worze przelewowym),
_	pole	$\varDelta P_{Pp} = \varDelta p_{Pp} Q_P$	mocy strat ciśnieniowych w pompie,
_	pole	$\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$	mocy strat objętościowych w pompie,
_	pole	$\varDelta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$	mocy strat mechanicznych w pompie.



Rys.3. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n$; zespół sterowania dławieniowego w postaci: a – nastawialnego zaworu dławiącego, b – nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu

Suma powierzchni pola prostokąta aktualnej mocy użytecznej P_{Mu} silnika hydraulicznego i powierzchni pól prostokątów ΔP reprezentujących wielkości mocy poszczególnych strat, występujących w rozważanym momencie pracy w elementach hydrostatycznego układu napędu i sterowania, tworzy powierzchnię pola prostokąta odpowiadającą aktualnej mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego bądź spalinowego), wynikającą z iloczynu aktualnego momentu M_P i aktualnej prędkości kątowej ω_P wałka pompy – $P_{Pc} = M_P \omega_P$.

Moc P_{Pc} pobierana przez pompę od napędzającego ją silnika może być większa od mocy odniesienia $p_n Q_{Pt}$, wynikającej z iloczynu ciśnienia nominalnego p_n i teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy.

Wymagany poziom ciśnienia nominalnego p_n pracy pompy i wymagany poziom wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy, wymagane od niej w czasie pracy układu, oraz aktualny niewielki moment M_M obciążający i aktualna niewielka prędkość kątowa ω_M wałka silnika hydraulicznego decydują w tej strukturze sterowania dławieniowego prędkości silnika o znacznych chwilowych wielkościach mocy ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych i mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych. Towarzyszy temu wówczas bardzo niska wartość całkowitej sprawności energetycznej η układu.

Moc ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego może być redukowana prawie do zera w okresie pracy silnika hydraulicznego przy maksymalnym obciążeniu M_{Mmax} jego wałka.

Moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w zespole sterowania dławieniowego maleje z kolei prawie do zera w sytuacji, gdy silnik hydrauliczny pracuje z maksymalną prędkością kątową ω_{Mmax} (obrotową n_{Mmax}).

Praca silnika hydraulicznego w okresie maksymalnego obciążenia M_{Mmax} i jednocześnie maksymalnej prędkości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) sprawia, że zminimalizowana może być wówczas moc strat związanych ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika, a o sumie strat energetycznych w układzie decydują jedynie straty w silniku hydraulicznym, w przewodach łączących i w pompie. Sprawność całkowita η układu osiąga wtedy wysoką wartość η_{max} , zbliżoną do maksymalnej wartości η_{max} sprawności energetycznej układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego (pompą o zmiennej wydajności).

Jednakże, aby móc uzyskać, w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym, możliwość obciążenia silnika hydraulicznego maksymalnym momentem M_{Mmax} zbliżonym do maksymalnej wartości obciążenia M_{Mmax} silnika w układzie o sterowaniu objętościowym, należy umożliwić wzrost szczeliny dławiącej rozdzielacza dławiącego (bądź zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} \approx Q_P$.

Z kolei, aby móc uzyskać, w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym, możliwość nastawiania, rozdzielaczem dławiącym bądź zaworem dławiącym, natężenia maksymalnego $Q_{Mmax} \approx Q_P$ czyli bliskiego wydajności pompy, należy zastosować w układzie zawór przelewowy, który będzie stabilizował poziom ciśnienia $p_{SP} \approx p_n$ pracy pompy przy natężeniu $Q_P - Q_M \approx 0$, tzn. bliskim zera.

3. Układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia

Na rysunku 4 przedstawiono interpretację graficzną mocy strat energetycznych w elementach układu indywidualnego ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego, zasilanego pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym ste-

rowanym w systemie zmiennego ciśnienia – $p_{P2} = var$. Zespół sterowania dławieniowego szeregowego zastosowany w układzie może mieć postać serwozaworu bądź rozdzielacza proporcjonalnego (rys. 5), bądź też postać nastawialnego zaworu dławiącego (tworzącego z zaworem przelewowym sterowanym nastawialny trójdrogowy regulator przepływu) umieszczonego na dopływie do silnika (rys. 6).



Rys.4. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia – $p_{P2} = var$ (współczynnik "a" wzrostu ciśnienia w zaworze przelewowym sterowanym a > 0); zespół sterowania dławieniowego szeregowego w postaci: - serwozaworu, - rozdzielacza proporcjonalnego, - nastawialnego zaworu dławiącego (tworzącego z zaworem przelewowym sterowanym nastawialny trójdrogowy regulator przepływu)

Ciśnienie p_{P2} pracy pompy, sterowane zaworem przelewowym sterowanym SPS, jest tu nastawiane na poziomie o wartość $\Delta p_{SPS} = \Delta p_{DEI|f_{DEImax}, Q_{Pt}} + \Delta p_{CImax} = cte$ wyższym od aktualnego ciśnienia p_2 panującego w przewodzie odpływowym rozdzielacza dławiącego do silnika hydraulicznego. Wartość Δp_{SPS} różnicy ciśnień $\Delta p_{SPS} = p_{P2} - p_2$ musi zapewnić

możliwość uzyskania szczeliną DE1 rozdzielacza dławiącego, sterującą natężenie Q_M strumienia zasilającego silnik hydrauliczny, natężenia Q_M równego teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy – $Q_M = Q_{Pt}$. Pole szczeliny DE1 osiąga wówczas wielkość maksymalną f_{DE1max} z możliwością uzyskania spadku ciśnienia $\Delta p_{DE1|f_{DE1max}, Q_{Pt}}$ wymaganego przez konstrukcję rozdzielacza dławiącego, z jednoczesnym umożliwieniem pokonania maksymalnej wielkości Δp_{C1max} oporów

przepływu mogącej wystąpić na odcinku między pompą a rozdzielaczem. Wartość ciśnienia p_1 przed szczeliną DE1 rozdzielacza dławiącego jest bowiem równa $p_1 = p_{P2} - \Delta p_{C1}$.



Rys.5. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia $p_{P2} = var$; zespół sterowania dławieniowego w postaci serwozaworu lub rozdzielacza proporcjonalnego

Aktualna wartość ciśnienia p_{P2} tłoczenia pompy, o wartość Δp_{SPS} wyższa od aktualnej wartości ciśnienia p_2 na odpływie rozdzielacza dławiącego do silnika hydraulicznego, wynika więc z wartości ciśnienia p_{M1} wymaganego przez silnik na jego dopływie. O maksymalnej granicznej wartości p_{P2max} ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy decyduje zawór przelewowy SP, którego ciśnienie p_{SP0} otwarcia jest równe ciśnieniu nominalnemu p_n układu.



Rys.6. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia p_{P2} = var; zespół sterowania dławieniowego w postaci regulatora przepływu trójdrogowego

Rozwiązanie zdecydowanie redukuje (w porównaniu z układem zasilania stałociśnieniowego) moc $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$ strukturalnych strat ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego, występujących w okresie obciążenia silnika hydraulicznego zmniejszającym się momentem M_M . Zmniejsza się wówczas również moc $\Delta P_{stv} = p_{SPS} (Q_P - Q_M)$ strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym sterowanym mimo tego, że natężenie $Q_0 = Q_P - Q_M$ strumienia strat objętościowych w tym zaworze nieco rośnie w porównaniu z układem zasilania stałociśnieniowego (rys. 1) z racji wyższej (przy niższym ciśnieniu p_{P2} pracy pompy) wydajności Q_P pompy.

W silniku hydraulicznym obrotowym pracującym w obu układach (p = cte i p = var) występują praktycznie takie same wielkości trzech mocy (ΔP_{Mm} , ΔP_{Mv} i ΔP_{Mp}) strat energetycznych (z tendencją do niewielkiego obniżenia mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych i mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku pracującym w układzie p = var).

W porównaniu z układem p = cte, moc $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach układu p = var jest taka sama.

W pompie, z racji jej pracy w układzie zasilania zmiennociśnieniowego, następuje niewielkie powiększenie mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych, zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$ strat objętościowych, a także zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ strat mechanicznych.

W efekcie, w okresie obciążenia silnika hydraulicznego niewielkim momentem M_M, następuje również wyraźne zmniejszenie mocy $P_{Pc} = M_P \ \omega_P$ pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego bądź spalinowego), co, przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \ \omega_M$ użytecznej silnika hydraulicznego, wyraźnie podwyższa sprawność energetyczną η całego układu w porównaniu ze sprawnością η układu zasilania stałociśnieniowego.

Obie struktury ($p = cte \ i \ p = var$) sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego, zasilane pompą o stałej wydajności, mogą osiągnąć, w okresie maksymalnego obciążenia M_{Mmax} i jednoczesnej maksymalnej prędkości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) tego silnika, tę samą maksymalną sprawność całkowitą η_{max} układu. Jest ona zbliżona do wartości maksymalnej sprawności energetycznej η_{max} układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego (pompą o zmiennej wydajności). Układ p = var staje się wówczas układem p = cte, a więc warunki pracy obu układów stają się takie same, a jednocześnie mogą być praktycznie wyeliminowane straty strukturalne ΔP_{stp} i ΔP_{stv} w zespole sterowania dławieniowego. Wymaga to jednakże, podobnie jak w układzie p = cte z pompą o stałej wydajności, możliwości wzrostu pola szczeliny f_{DEmax} rozdzielacza dławiącego (zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} \approx Q_P$. Wymaga to także zastosowania zaworu przelewowego sterowanego mogącego stabilizować wartość $\Delta p_{SPS} = p_{P2} - p_2 = cte$ przy natężeniu $Q_P - Q_M \approx 0$ tzn. bliskim zeru i zaworu przelewowego stabilizującego poziom ciśnienia $p_{SP} \approx p_n$ przy natężeniu $Q_P - Q_M \approx 0$.

4. Układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o zmiennej wydajności, współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia

Rysunek 7 opisuje moce strat energetycznych w elementach **układu indy**widualnego ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego, zasilanego pompą o zmiennej wydajności, współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n$. Zespół sterowania dławieniowego szeregowego zastosowany w układzie może mieć postać serwozaworu bądź rozdzielacza proporcjonalnego (rys. 8), bądź też nastawialnego zaworu dławiącego lub nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu umieszczonego na dopływie silnika (rys. 9 – na przykładzie układu centralnego z silnikami usytuowanymi równolegle i z pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n - w$ okresie pracy jednego silnika).

Zastosowanie, jako źródła zasilania zespołu sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego, zespołu złożonego z pompy o zmiennej wydajności i z regulatora $p_{P2} = cte \approx p_n$ stałego ciśnienia jej pracy eliminuje całkowicie strukturalne straty objętościowe. Aktualna wydajność Q_P pompy dostosowywana jest bowiem regulatorem ciśnienia do aktualnego natężenia Q_M nastawianego zespołem dławiącym, a więc wydajność Q_P pompy jest równa chłonności Q_M silnika hydraulicznego ($Q_P = Q_M$), zaś moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych jest wówczas równa zeru ($\Delta P_{stv} = p_{P2} (Q_P - Q_M) = 0$).



Rys.7. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia – $p_{P2} = cte \approx p_n$ (współczynnik "a" wzrostu ciśnienia sterowanego regulatorem – $a_1 = 0$); zespół sterowania dławieniowego szeregowego w postaci: - serwozaworu, - rozdzielacza proporcjonalnego, - nastawialnego zaworu dławiącego, - nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu

Moc $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$ strat strukturalnych ciśnieniowych występujących w zespole sterowania dławieniowego szeregowego, zasilanego stałociśnieniowo pompą o zmiennej wydajności wyposażoną w regulator ciśnienia, jest bliska mocy strat strukturalnych ciśnieniowych występujących przy zasilaniu tego zespołu ciśnieniem $p_{P2} = cte \approx p_n$ pompy o stałej wydajności współpracującej z zaworem przelewowym (rys. 1).

Nie zmieniają się praktycznie moce strat mechanicznych ΔP_{Mm} , objętościowych ΔP_{Mv} i ciśnieniowych ΔP_{Mp} występujących w silniku hydraulicznym obrotowym.



Rys.8. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n$; zespół sterowania dławieniowego w postaci serwozaworu lub rozdzielacza proporcjonalnego

Nie zmienia się tu, w porównaniu z omówionymi wyżej, układami z pompą o stałej wydajności, moc $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach układu.

W pompie o zmiennej wydajności, zasilającej, wspólnie z regulatorem ciśnienia, zespół sterowania dławieniowego przy ciśnieniu $p_{P2} = cte \approx p_n$, następuje zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych (z racji zmniejszenia Q_P i Δp_{Pp}). Moc $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$ strat objętościowych w pompie jest praktycznie taka sama jak w pompie o stałej wydajności pracującej przy ciśnieniu $p_{P2} = cte \approx$ p_n . Zmniejszeniu ulega natomiast, w porównaniu z pompą o stałej wydajności pracującą w układzie $p_{P2} = cte \approx p_n$, moc $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ strat mechanicznych w pompie (z racji zmniejszenia M_{Pm}).

Zastosowanie, jako źródła zasilania układu o sterowaniu dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego, pompy o zmiennej wydajności z regulatorem ciśnienia, pracującej przy ciśnieniu $p_{P2} = cte \approx p_n$, umożliwia, w okresie pracy silnika przy niewielkiej prędkości ω_M (n_M), poważne obniżenie mocy $P_{Pc} = M_P$ ω_P pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego lub spalinowego). Przy niezmienionej mocy $P_{Mu} =$ $M_M \quad \omega_M$ użytecznej silnika hydraulicznego, wyższa jest więc znacznie sprawność

energetyczna η całego układu w porównaniu ze sprawnością η układu stałociśnieniowego (p = cte) zasilania zespołu dławiącego pompą o stałej wydajności.

Rozważany układ może osiągnąć, w okresie maksymalnego obciążenia M_{Mmax} silnika hydraulicznego i w całym zakresie $0 < \omega_M \le \omega_{Mmax}$ zmiany prędkości silnika, sprawność całkowitą η zbliżoną do wartości sprawności energetycznej η układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika (pompą o zmiennej wydajności). Zminimalizowana bowiem jest wówczas moc $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$ strukturalnych strat ciśnieniowych. Wymaga to, w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego, możliwości wzrostu pola szczeliny f_{DEmax} rozdzielacza dławiącego (bądź zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia

w tej szczelinie przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} = Q_{Pmax}$, czyli równym pełnej wydajności pompy. Wymaga to także prawidłowej pracy regulatora ciśnienia pompy, stabilizującego ciśnienie p_{P2} jej tłoczenia na poziomie $p_{P2} = cte \approx p_n$ w całym zakresie $0 < Q_P \le Q_{Mmax}$ zmiany wydajności pompy.



Rys.9. Układ centralny z silnikami usytuowanymi równolegle i z pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n - w$ okresie pracy jednego silnika

Przy jednoczesnym występowaniu maksymalnego obciążenia M_{Mmax} i maksymalnej prędkości ω_{Mmax} sterowanego, dławieniem szeregowym, silnika hydraulicznego, maksymalna, możliwa do osiągnięcia, sprawność energetyczna η_{max} układu jest więc bliska sprawności η_{max} układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego, czyli bezpośrednio pompą o zmiennej wydajności.

Największe oszczędności energetyczne w rozważanym układzie sterowania dławieniowego szeregowego, w porównaniu z układem sterowania szeregowego zasilanego stałociśnieniowo pompą o stałej wydajności, występują w okresie pracy silnika hydraulicznego przy małej jego prędkości $\omega_M(n_M)$.

5. Układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o zmiennej wydajności, współpracującą z regulatorem *Load Sensing* w systemie zmiennego ciśnienia

Rysunek 10 ilustruje pola mocy strat energetycznych w elementach **układu indywidualnego ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego, zasilanego pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem** *Load Sensing* w systemie zmiennego **ciśnienia** $p_{P2} = var$. Zespół sterowania dławieniowego szeregowego zastosowany w układzie może mieć postać serwozaworu bądź rozdzielacza proporcjonalnego (rys. 11), bądź też nastawialnego zaworu dławiącego lub nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu umieszczonego na dopływie silnika (rys. 12 – na przykładzie układu centralnego z silnikami usytuowanymi równolegle i z pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem *Load Sensing* – w okresie pracy jednego silnika).



Rys.10. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem *Load Sensing* w systemie zmiennego ciśnienia – $p_{P2} = var$ (współczynnik "a," wzrostu ciśnienia sterowanego regulatorem $a_1=0$); zespół sterowania dławieniowego szeregowego w postaci: - serwozaworu, - rozdzielacza proporcjonalnego, nastawialnego zaworu dławiącego, - nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu

Zastosowanie, jako źródła zasilania zespołu sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego, zespołu złożonego z pompy o zmiennej wydajności współpracującej z regulatorem *Load Sensing* (LS) eliminuje całkowicie strukturalne straty objętościowe w układzie. Podobnie jak w układzie zasilania zespołu sterowania dławieniowego szeregowego pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem $p_{P2} = cte \approx p_n$, czyli zasilania stałym ciśnieniem, wyeliminowane są tutaj strukturalne straty objętościowe. Moc ΔP_{stv} tych strat jest równa zeru ($\Delta P_{stv} = p_{P2} (Q_P - Q_M) = 0$), ponieważ aktualna wydajność Q_P pompy dostosowana jest regulatorem LS do aktualnego natężenia Q_M nastawianego zespołem dławiącym (czyli $Q_P = Q_M$).



Rys.11. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem *Load Sensing* w systemie zmiennego ciśnienia $p_{P2} = var$; zespół sterowania dławieniowego w postaci serwozaworu lub rozdzielacza proporcjonalnego

Ciśnienie p_{P2} pracy pompy, nastawiane regulatorem LS, jest, tak jak w układzie zasilania zespołu sterowania dławieniowego szeregowego pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym SPS zmiennego ciśnienia (rys. 5), nastawiane na poziomie o wartość $\Delta p_{LS} = \Delta p_{DEI|f_{DEI|max}, Q_{Pl}} + \Delta p_{CImax} = cte$ wyższym od aktualnego ciśnienia p₂ panującego w przewodzie odpływowym rozdzielacza dławiącego do silnika hydraulicznego. Wartość $\Delta p_{LS} = p_{P2} - p_2$ różnicy ciśnień musi zapewnić możliwość uzyskania, szczeliną DE1 rozdzielacza dławiącego (sterującą natężenie Q_M strumienia zasilającego silnik hydrauliczny), natężenia Q_M równego teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy (przy współczynniku b = 1 nastawy jej wydajności) ($Q_M = Q_{Pt}$). Pole szczeliny DE1 osiąga wówczas wielkość maksymalną f_{DEImax} i możliwość uzyskania spadku ciśnienia $\Delta p_{LS} = \Delta p_{DEI|f_{DEImax}, Q_{Pt}}$ wymaganego przez konstrukcję rozdzielacza dławiącego, z jednoczesnym umożliwieniem pokonania maksymalnej wielkości Δp_{CImax} oporów przepływu mogących wystąpić w przewodzie między pompą a rozdzielaczem.



Rys.12. Układ centralny z silnikami usytuowanymi równolegle i z pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem *Load Sensing* w systemie zmiennego ciśnienia $p_{P2} = var - w$ okresie zasilania jednego silnika

Podobnie więc, jak w układzie sterowania dławieniowego szeregowego zasilanego pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym SPS zmiennego ciśnienia, aktualna wartość ciśnienia p_{P2} tłoczenia pompy, o wartość Δp_{LS} wyższa od aktualnej wartości ciśnienia p₂ na odpływie rozdzielacza dławiącego do silnika hydraulicznego, dostosowuje się do wartości ciśnienia p_{M1} wymaganego przez silnik na jego dopływie. O maksymalnej granicznej wartości p_{P2max} ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy decyduje i tu zawór przelewowy SP, którego ciśnienie p_{SP0} otwarcia jest równe ciśnieniu nominalnemu p_n układu.

W układzie *Load Sensing* zasilania zespołu sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego zmniejszona zostaje zdecydowanie (w porównaniu z sytuacją w układzie zasilanym pompą o zmiennej wydajności

współpracującą z regulatorem ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n$ (rys. 7)) moc $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$ strat strukturalnych ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego występujących w okresie obciążenia silnika hydraulicznego mniejszym momentem. Przy jednoczesnym wyeliminowaniu mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w zespole sterowania dławieniowego, układ LS umożliwia obniżenie do nieznacznej wielkości sumy mocy ΔP_{st} strukturalnych strat energetycznych wynikających z zastosowania dławienia szeregowego jako formy precyzyjnego sterowania prędkości silnika hydraulicznego.

W silniku hydraulicznym obrotowym pracującym w układzie LS występują praktycznie takie same wielkości trzech mocy (ΔP_{Mm} , $\Delta P_{M\nu}$ i ΔP_{Mp}) strat energetycznych jak w poprzednich układach (z tendencją do niewielkiego obniżenia mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych i mocy $\Delta P_{M\nu}$ strat objętościowych w silniku pracującym w układzie p = var, w tym przypadku – w układzie LS).

Moc $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach układu z zasilaniem LS zespołu sterowania dławieniowego pozostaje, przy danej prędkości ω_M (n_M) silnika, niezmieniona tzn. równa wielkościom ΔP_C w wyżej wymienionych układach.

W pompie o zmiennej wydajności, współpracującej z regulatorem *Load* Sensing w układzie zasilania zmiennociśnieniowego (p = var) zespołu sterowania dławieniowego prędkości silnika hydraulicznego, następuje (w porównaniu z trzema wyżej omówionymi układami sterowania dławieniowego szeregowego i przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika) zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych w pompie (z racji zmniejszenia $Q_P i \Delta p_{Pp}$), zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$ strat objętościowych w pompie (z racji zmniejszenia $\Delta p_{Pi} i Q_{Pv}$) oraz zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ strat mechanicznych w pompie (z racji zmniejszenia M_{Pm} przy niewielkim powiększeniu ω_P).

Zastosowanie, jako źródła zasilania układu o sterowaniu dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego, pompy o zmiennej wydajności z regulatorem *Load Sensing*, pracującej przy ciśnieniu $p_{P2} = \Delta p_{LS} + p_2 \approx \Delta p_{LS} + p_{M1}$ czyli o niewielką wartość wyższym od aktualnego ciśnienia p_{M1} wymaganego przez silnik hydrauliczny na jego dopływie (czemu towarzyszy obniżenie do nieznacznej wielkości mocy ΔP_{st} strukturalnych strat energetycznych w zespole sterowania dławieniowego) obniża sumę mocy strat energetycznych w układzie do wielkości niewiele wyższej od sumy mocy strat występujących

w elementach układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika (bezpośrednio zmienną wydajnością pompy). Moc $P_{Pc} = M_P \omega_P$ pobierana przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego lub spalinowego jest więc tu nieco tylko wyższa od mocy P_{Pc} pompy o zmiennej wydajności napędzającej bezpośrednio silnik hydrauliczny.

Rozważany układ LS pracuje więc w całym zakresie $0 < M_M \leq M_{Mmax}$ zmiany obciążenia silnika hydraulicznego i w całym zakresie $0 < \omega_M \leq \omega_{Mmax}$ zmiany jego prędkości ze sprawnością energetyczną η niewiele tylko niższą od sprawności η układu o sterowaniu objętościowym (bezpośrednio pompą o zmiennej wydajności). Różnica między sprawnościami całkowitymi η obydwu tych układów będzie tym mniejsza im większa będzie możliwość wzrostu pola szczeliny f_{DEmax} rozdzielacza dławiącego (bądź zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia w tej szczelinie przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} = Q_{Pmax}$ (czyli równym pełnej wydajności pompy). Wymaga to także prawidłowej pracy regulatora LS pompy dostosowującego, w całym zakresie $0 \leq Q_P \leq Q_{Mmax}$ zmiany wydajności pompy, ciśnienie p_{P2} jej tłoczenia na poziomie o wartość $\Delta p_{LS} = p_{P2} - p_2 = cte$ wyższym od ciśnienia p_2 w przewodzie odpływowym rozdzielacza dławiącego (zaworu dławiącego) do silnika hydraulicznego.

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

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Przedstawiono interpretację graficzną mocy strat energetycznych występujących w elementach układów napędu i sterowania hydrostatycznego, a także mocy rozwijanych przez te elementy.

6. Układ ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika

Rysunek 13 obrazuje pola mocy strat energetycznych występujących w elementach **układu indywidualnego ze sterowaniem dławieniowym rów-noległym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego**. Zespół sterowania dławieniowego równoległego może mieć postać nastawialnego zaworu dławiącego (rys. 14a), bądź nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu (rys. 14b) umieszczonego na odgałęzieniu przewodu tłocznego pompy.

Zastosowanie pompy o stałej wydajności ($Q_P = cte$) w układzie ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika jest warunkiem koniecznym z punktu widzenia możliwości uzyskiwania w miarę dokładnej zmiany natężenia Q_M strumienia skierowanego do silnika i zmiany prędkości ω_M (n_M) silnika za pomocą zmiany natężenia Q_0 strumienia sterowanego zaworem dławiącym (dwudrogowym regulatorem przepływu), a skierowanego do zbiornika ($Q_M = Q_P - Q_0$).

Aktualna, wymagana przez napędzane silnikiem urządzenie (i taka sama jak w układach o strukturach według rys. 1, 4, 7 i 10), moc $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użyteczna silnika hydraulicznego (niezależna od zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika) wpływa w inny (niż w układach ze sterowaniem dławieniowym szeregowym) sposób na generowane w układzie straty strukturalne.

Aktualny niewielki moment M_M obciążający silnik hydrauliczny ma bezpośredni wpływ na obniżony poziom ciśnienia p_{P2} tłoczenia pompy, ciśnienia wynikającego z sumy spadku Δp_M ciśnienia w silniku i strat Δp_C ciśnienia w przewodach układu ($p_{P2} = \Delta p_M + \Delta p_C$). W rezultacie, moc ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych jest sprowadzona do zera ($\Delta P_{stp} = 0$), zaś moc ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych jest wyraźnie mniejsza niż w układzie z pompą o stałej wydajności zasilającą zespół sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika ($\Delta P_{stv} = p_{P2} (Q_P - Q_M)$).

W silniku hydraulicznym obrotowym, pracującym w warunkach sterowania jego prędkości za pomocą dławienia równoległego, występują moce ΔP_{Mm} strat mechanicznych, moce $\Delta P_{M\nu}$ strat objętościowych i moce ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych zbliżone do mocy ΔP_{Mm} , $\Delta P_{M\nu}$ i ΔP_{Mp} , które występowałyby w takim silniku przy sterowaniu jego prędkości za pomocą sterowania dławieniowego szeregowego (z tendencją do niewielkiego obniżenia mocy ΔP_{Mm} strat mecha-

nicznych i mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych, ze względu na obniżenie ciśnienia p_{M2} na odpływie z silnika w układzie ze sterowaniem dławieniowym równo-ległym).

Moc $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach rozważanego układu ze sterowaniem dławieniowym równoległym jest równa mocy ΔP_C strat ciśnieniowych w rozważanych wyżej czterech układach ze sterowaniem dławieniowym szeregowym.



Rys.13. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego zasilany pompą o stałej wydajności; zespół sterowania dławieniowego równoległego w postaci: - nastawialnego zaworu dławiącego, - nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu

W pompie o stałej wydajności, z racji jej pracy przy ciśnieniu p_{P2} tłoczenia niższym niż w układach ze sterowaniem dławieniowym szeregowym, następuje niewielkie powiększenie mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych, a jednocześnie wyraźne zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$ strat objętościowych a także zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ strat mechanicznych.

W okresie obciążenia silnika hydraulicznego niewielkim momentem M_M , w rezultacie sumarycznego zmniejszenia mocy strat w elementach układu, następuje zmniejszenie mocy $P_{Pc} = M_P \ \omega_P$ pobieranej przez pompę od napędza-

jącego ją silnika (elektrycznego bądź spalinowego) w porównaniu z mocą P_{Pc} pobieraną przez pompę o stałej wydajności zastosowaną w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika. Przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika hydraulicznego, podwyższa to sprawność energetyczną η całego układu w porównaniu ze sprawnością η układu ze sterowaniem dławieniowym szeregowym zasilanego pompą o stałej wydajności.

Omawiana struktura układu hydraulicznego, z pompą o stałej wydajności i ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika hydraulicznego, może osiągnąć, w okresie pracy przy maksymalnej prędkości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) sterowanego silnika i w całym zakresie $0 < M_M \le M_{Mmax}$ zmiany jego obciążenia, sprawność energetyczną η równą sprawności całkowitej η układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego (pompą o zmiennej wydajności).



Rys.14. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego; zespół sterowania dławieniowego w postaci: a) nastawialnego zaworu dławiącego, b) nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu
7. Układ ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika pompą o zmiennej wydajności

Rysunek 15 interpretuje pola mocy strat energetycznych występujących w elementach układu ze sterowaniem objętościowym, pompą o zmiennej wydajności, prędkości silnika hydraulicznego obrotowego.

Sterowanie objętościowe prędkości ω_M (n_M) wału silnika hydraulicznego (o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału) za pomocą zmiany, wymaganej przez silnik, jego chłonności Q_M , umożliwiającej uzyskanie prędkości ω_M (n_M) zadanej przez napędzane silnikiem urządzenie, jest realizowane za pomocą zmiany wydajności pompy bezpośrednio zasilającej silnik (rys. 16).

Wymagana prędkość $\omega_M(n_M)$ silnika uzyskiwana jest tu odpowiednią wydajnością Q_P pompy ($Q_M = Q_P$). Wyeliminowane więc są zarówno strukturalne straty objętościowe ($\Delta P_{stv} = 0$), jak i strukturalne straty ciśnieniowe ($\Delta P_{stp} = 0$) związane ze strukturą zespołu sterowania dławieniowego prędkości silnika hydraulicznego.



Rys.15. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem objętościowym, pompą o zmiennej wydajności, prędkości silnika hydraulicznego obrotowego o stałej chłonności na obrót



Rys.16. Układ indywidualny ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego pompą o zmiennej wydajności

Aktualne ciśnienie p_{P2} tłoczenia pompy wynika z sumy aktualnego spadku Δp_M ciśnienia, wymaganego przez napędzany silnik hydrauliczny, oraz ze strat Δp_C ciśnienia występujących w przewodzie łączącym pompę z silnikiem oraz w przewodzie odpływowym silnika. O maksymalnej granicznej wartości p_{P2max} ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy decyduje zawór bezpieczeństwa (zam-knięty w trakcie normalnej pracy pompy czyli w zakresie ciśnienia $0 < p_{P2} \le p_n$), którego ciśnienie otwarcia jest wyższe od wartości p_n ciśnienia nominal-nego układu (maksymalnego ciśnienia ciągłej pracy układu).

W silniku hydraulicznym obrotowym, pracującym w układzie o sterowaniu jego prędkości $\omega_M (n_M)$ pompą o zmiennej wydajności, występują takie same wielkości mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych, mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych i mocy ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych jak w układzie, w którym do zmiany prędkości $\omega_M (n_M)$ stosowane jest sterowanie dławieniowe równoległe, a układ jest zasilany pompą o stałej wydajności. Moce ΔP_{Mm} strat mechanicznych oraz ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku są tu nieco niższe od mocy tych strat, które wystąpiłyby w silniku sterowanym za pomocą układu z dławieniem szeregowym, w którym występuje dławienie strumienia również na odpływie silnika (ciśnienie p_{M2} odpływu z silnika jest w związku z tym wyższe).

Moc $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego pompą o zmiennej wydajności jest, przy danej niezmienionej wymaganej prędkości $\omega_M (n_M)$ wału silnika, równa mocy ΔP_C strat występujących w układach o sterowaniu dławieniowym szeregowym bądź równoległym prędkości silnika.

W pompie o zmiennej wydajności, zasilającej bezpośrednio silnik hydrauliczny, występuje (przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika) obniżenie mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych (z racji zmniejszenia Δp_{Pp} i Q_P), obniżenie mocy $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$ strat objętościowych (z racji zmniejszenia Δp_{Pi} i Q_{Pv}) oraz obniżenie mocy $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ strat mechanicznych (w związku ze zmniejszeniem M_{Pm} przy niewielkim powiększeniu ω_P).

W układzie o sterowaniu objętościowym (pompą o zmiennej wydajności) prędkości silnika hydraulicznego (o stałej chłonności na obrót), suma aktualnej (niezmienionej w stosunku do mocy P_{Mu} w rozważanych wyżej układach) mocy użytecznej $P_{Mu} = M_M \ \omega_M$ silnika hydraulicznego oraz mocy $\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \ \omega_M$ strat mechanicznych w silniku, mocy $\Delta P_{Mv} = \Delta p_{Mi} \ Q_{Mv}$ strat objętościowych w silniku, mocy $\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} \ Q_M$ strat ciśnieniowych w silniku, mocy $\Delta P_{C} = \Delta p_C \ Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach łączących układu hydraulicznego, oraz mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} \ Q_P$ strat ciśnieniowych w pompie, mocy $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} \ Q_{Pv}$ strat objętościowych w pompie i mocy $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \ \omega_P$ strat mechanicznych w pompie decyduje o tym, że moc $P_{Pc} = M_P \ \omega_P$ wymagana przez pompę na jej wale od napędzającego pompę silnika (elektrycznego bądź spalinowego) jest mniejsza w porównaniu z mocą P_{Pc} pobieraną przez pompę w, omawianych wyżej, układach ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika hydraulicznego.

Sprawność energetyczna $\eta = P_{Mu}/P_{Mc}$ układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności jest więc najwyższą spośród sprawności η rozważanych układów w całym zakresie zmiany $0 < \omega_M \le \omega_{Mmax}$ prędkości i $0 < M_M \le M_{Mmax}$ obciążenia silnika hydraulicznego. Należy jednak dodać, że przewaga energetyczna układu o sterowaniu prędkości ω_M (n_M) silnika hydraulicznego pompą o zmiennej wydajności nad układami o sterowaniu dławieniowym prędkości silnika wyraźnie maleje przy prędkości ω_M silnika zbliżającej się do ω_{Mmax} i obciążenia silnika zbliżającego się do M_{Mmax} .

8. Układ ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika pompą o zmiennej wydajności i silnikiem o zmiennej chłonności na obrót pracujący przy ciśnieniu nominalnym p_n

Rysunek 17 obrazuje pola mocy strat energetycznych w układzie indywidualnym o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego za pomocą jednoczesnej zmiany wydajności na obrót wału pompy i zmiany chłonności na obrót wału silnika, układzie pracującym przy ustalonym ciśnieniu w przewodzie tłocznym pompy równym ciśnieniu nominalnemu pracy układu – $p_{P2} = p_n$.

Na rysunku rozważany jest układ ze sterowaniem objętościowym prędkości ω_M (n_M) zespołem tzw. obiegu wtórnego silnika (dostosowującym, poprzez zmianę chłonności q_{Mgv} na obrót wału silnika, spadek Δp_M ciśnienia w silniku do wartości $\Delta p_M = p_n - \Delta p_C$ i jednocześnie nastawiającym, wymaganą przez napędzane silnikiem urządzenie, prędkość ω_M (n_M) silnika); układ zasilany jest pompą (o zmiennej wydajności q_{Pgv} na obrót jej wału) wyposażoną w regulator ciśnienia $p_{P2} = p_n$.

Rozwiązanie (rys. 18) umożliwia korzystanie z maksymalnej mocy użytecznej P_{Pu} pompy (wynikającej z iloczynu ciśnienia p_{P2} pracy pompy równego ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu ($p_{P2} = p_n$) i maksymalnej wydajności Q_{Pmax} pompy osiąganej przy współczynniku $b = q_{Pgv}/q_{Pt} = 1$ zmiany wydajności na obrót pompy) także w okresie mniejszego obciążenia silnika hydraulicznego (momentem $M_M < M_{Mmax}$), poprzez wzrost, w tym okresie pracy, prędkości ω_M silnika powyżej jego prędkości nominalnej ω_{Mn} ($\omega_M > \omega_{Mn}$).



Rys.17. Interpretacja graficzna strat mocy w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego:

- Układ indywidualny ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego pompą o zmiennej wydajności na obrót i silnikiem o zmiennej chłonności na obrót, pracujący przy ciśnieniu nominalnym $p_{P2} = cte \approx p_n$; chłonnością q_{Mgv} na obrót silnika ustalane jest, przy danym jego obciążeniu M_M , ciśnienie nominalne w przewodzie tłocznym pompy – $p_{P2} = p_n$, wydajnością q_{Pgv} na obrót pompy sterowana jest prędkość obrotowa n_M silnika,
- Układ centralny ze sterowaniem objętościowym prędkości silników hydraulicznych obrotowych w obiegach wtórnych silników zasilany pompą o zmiennej wydajności na obrót wyposażoną w regulator ciśnienia $p_{P2} = cte = p_n$ (koncepcja Rexroth) praca w okresie zasilania jednego silnika (współczynnik "a1" wzrostu ciśnienia sterowanego regulatorem ciśnienia pompy $a_1 = 0$)



Rys.18. Układ indywidualny ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego za pomocą jednoczesnej zmiany wydajności na obrót wału pompy i zmiany chłonności na obrót wału silnika, układ pracujący przy ustalonym ciśnieniu w przewodzie tłocznym pompy równym ciśnieniu nominalnemu pracy układu – $p_{P2} = p_n$



Rys.19. Układ centralny z silnikami obrotowymi usytuowanymi równolegle, ze sterowaniem objętościowym prędkości każdego silnika zespołem tzw. obiegu wtórnego, układ zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = cte \approx p_n$ (koncepcja firmy Rexroth) – w okresie pracy jednego silnika

Ciśnienie nominalne w przewodzie tłocznym pompy – $p_{P2} = p_n$, przy danym obciążeniu M_M silnika, ustalane jest zmieniającą się chłonnością q_{Mgv} na obrót wału silnika; wydajnością q_{Pgv} na obrót pompy sterowana jest prędkość $\omega_M(n_M)$ silnika.

Idea zasilania przez jedną pompę (o zmiennej wydajności q_{Pgv} na obrót wału), przy stałym poziomie ciśnienia $p_{P2} = p_n$ w jej przewodzie tłocznym, dwóch lub większej liczby jednocześnie pracujących silników hydraulicznych (o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału) została wykorzystana przez firmę Rexroth w koncepcji hydraulicznego układu centralnego (z równolegle usytuowanymi względem siebie i jednocześnie pracującymi silnikami) ze sterowaniem objętościowym prędkości każdego silnika hydraulicznego obrotowego zespołem tzw. obiegu wtórnego silnika, układu zasilanego pompą o zmiennej wydajności na obrót wału pompy wyposażoną w regulator ciśnienia $p_{P2} = p_n$ (rys. 19 – układ centralny w okresie pracy jednego silnika).

Sterowanie prędkości ω_M (n_M), każdego z jednocześnie pracujących w układzie centralnym silników hydraulicznych, własnym zespołem obiegu wtórnego, sprowadza się do zastosowania rozwiązania, w którym chłonnością q_{Mgv} na obrót silnika dostosowywany jest, wymagany przez silnik, spadek Δp_M ciśnienia w silniku do wartości $\Delta p_M = p_n - \Delta p_C$ (a więc do wartości wynikającej z różnicy ciśnienia $p_{P2} = p_n$ w przewodzie tłocznym pompy i oporów Δp_C w przewodach łączących układu) a jednocześnie tym zespołem nastawiana jest, wymagana przez napędzane silnikiem urządzenie, prędkość ω_M (n_M) silnika.

Zastosowanie rozwiązania układu centralnego z równolegle usytuowanymi względem siebie silnikami hydraulicznymi obrotowymi, w którym o prędkości ω_M (n_M) każdego z silników napędzających jednocześnie pracujące urządzenia decyduje jego własny zespół obiegu wtórnego (związany konstrukcyjnie z silnikiem) eliminuje konieczność nastawiania natężenia Q_M skierowanego do każdego silnika zespołem sterowania dławieniowego umieszczonym na odgałęzieniu do silnika i szeregowo względem silnika. A więc rozwiązanie takie eliminuje moc $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$ strukturalnych strat ciśnieniowych występujących w zespole sterowania dławieniowego (w serwozaworze, rozdzielaczu proporcjonalnym, nastawialnym zaworze dławiącym bądź w nastawialnym dwudrogowym regulatorze przepływu).

Warunki pracy takiego układu centralnego w okresie zasilania jednego silnika są bardzo zbliżone (z punktu widzenia występujących w układzie mocy strat energetycznych) do warunków pracy, wyżej przedstawionego, układu indywidualnego o sterowaniu objętościowym pompą i silnikiem (z jedną pompą o zmiennej wydajności na obrót wału napędzającą jeden silnik hydrauliczny o zmiennej chłonności na obrót wału), w którym w przewodzie tłocznym pompy panuje, niezależnie od aktualnego obciążenia M_M silnika hydraulicznego, stałe ciśnienie $p_{P2} = p_n$. Różni te dwa układy wielkość pompy; w układzie indywidualnym, jej nominalna wydajność Q_{Pn} musi zapewnić wymaganą nominalną chłonność Q_{Mn} napędzanego nią silnika, w układzie centralnym – nominalna wydajność Q_{Pn} pompy musi być większa, by dostarczyć strumień

o natężeniu wynikającym z sumy wymaganych nominalnych chłonności Q_{Mni} , jednocześnie pracujących i równolegle podłączonych do przewodu tłocznego pompy, silników.

Przyjmijmy jednakże, w celu umożliwienia porównania mocy strat występujących w tych dwóch układach o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego z mocami strat występujących we wcześniej omówionych układach indywidualnych, że w obu układach (indywidualnym i centralnym rozpatrywanym w okresie zasilania jednego silnika) zastosowana jest pompa o wydajności nominalnej Q_{Pn} wymaganej przez nominalną chłonność Q_{Mn} sterowanego jednego silnika. Przy założeniu takim, warunki pracy obu układów i występujące w nich moce strat energetycznych są identyczne.

Rozważmy pola mocy strat w elementach na przykładzie układu centralnego według koncepcji firmy Rexroth, ze sterowaniem objętościowym prędkości każdego silnika zespołem tzw. obiegu wtórnego, układu pracującego w okresie zasilania jednego silnika.

W silniku hydraulicznym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału, pracującym przy spadku ciśnienia $\Delta p_M = p_n - \Delta p_C$ (czyli nieco tylko niższym od ciśnienia nominalnego p_n), mocy użytecznej $P_{Mu} = M_M \omega_M$, niezmienionej w porównaniu z poprzednimi układami (rys. 1, 4, 7, 10, 13 i 15), a więc wynikającej z takiego samego, wymaganego przez napędzane urządzenie, momentu M_M i z tej samej wymaganej prędkości ω_M wału silnika, towarzyszą inaczej ukształtowane pola mocy strat występujących w silniku.

Moc $\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \omega_M$ strat mechanicznych w silniku jest zależna (obok ω_M) od momentu M_{Mm} tych strat. Moment M_{Mm} strat mechanicznych w silniku nie zależy praktycznie od prędkości $\omega_M (n_M)$ i od aktualnej chłonności q_{Mgv} na obrót wału silnika, a zależy głównie od wielkości momentu M_M obciążającego silnik. W związku z tym, wielkość powierzchni pola mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych (rys. 17) jest praktycznie taka sama jak wielkość pola ΔP_{Mm} w układzie z pompą o zmiennej wydajności na obrót napędzającą silnik o stałej chłonności q_{Mt} na obrót (rys. 15), chociaż kształt pola ΔP_{Mm} (podobnie jak kształt pola $P_{Mu} = M_M \omega_M$ niezmienionej mocy użytecznej), przedstawiony na płasz-czyźnie o współrzędnych (p – ciśnienie, Q – natężenie), jest inny.

Moc $\Delta P_{Mv} = \Delta p_{Mi} Q_{Mv}$ strat objętościowych w silniku hydraulicznym, przy niezmienionej (w porównaniu z poprzednimi układami) niewielkiej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika (głównie przy niewielkim obciążeniu M_M) rośnie w rozważanym układzie wielokrotnie w porównaniu z mocą ΔP_{Mv} strat objętościowych w silniku o stałej chłonności q_{Mt} na obrót (rys. 15). Wynika to z jednoczesnego dużego wzrostu spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika, jak i z towarzyszącego mu, dużego wzrostu natężenia Q_{Mv} strat objętościowych.

Z kolei, moc $\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M$ strat ciśnieniowych w kanałach (i w rozdzielaczu) silnika (o małej chwilowej chłonności q_{Mgv} na obrót wału) wyraźnie maleje zarówno ze względu na spadek chłonności Q_M silnika (przy niezmienionej n_M) jak i ze względu na, towarzyszący mu, spadek Δp_{Mp} . A więc moc

 ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku o małej chwilowej wartości chłonności q_{Mgv} na obrót wału jest niższa od mocy ΔP_{Mp} tych strat w silniku o stałej chłonności q_{Mt} na obrót (rys. 15).

Sądzić jednak należy, że w silniku hydraulicznym tłokowym osiowym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału, pracującym przy stałym spadku Δp_M ciśnienia bliskim ciśnienia nominalnego p_n układu, zysk związany ze zmniejszoną mocą ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych będzie dużo mniejszy od straty wynikającej z wyraźnie powiększonej (w porównaniu z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót – rys. 15) mocy ΔP_{Mv} strat objętościowych. W efekcie, sprawność η_M silnika pracującego w takich warunkach jest niższa.

Moc $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach układu pracującego przy ustalonym ciśnieniu $p_{P2} = p_n$ w przewodzie tłocznym pompy jest wyraźnie zmniejszona w porównaniu z mocą ΔP_C tych strat w układzie z silnikiem hydraulicznym o stałej chłonności q_{Mt} na obrót. Wynika to z wyraźnego zmniejszenia natężenia Q_M strumienia w przewodach. Towarzyszy temu również zmniejszenie strat Δp_C ciśnienia w przewodach.

Z punktu widzenia mocy ΔP_C strat w przewodach łączących, układ z silnikiem hydraulicznym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót, pracujący przy stałym ciśnieniu $p_{P2} = p_n$ w przewodzie tłocznym pompy, ma dużą przewagę nad układami z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót, w których zmniejszonemu momentowi M_M obciążającemu silnik towarzyszy mniejszy spadek Δp_M ciśnienia wymagany przez silnik a w efekcie – niższy poziom ciśnienia p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy ($p_{P2} < p_n$). Przy dłuższych przewodach i w warunkach niskiej temperatury (dużej lepkości) czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), zysk wynikający z oszczędności energetycznych w przewodach układu z $p_{P2} = p_n$ może być znaczący.

W pompie o zmiennej wydajności, współpracującej z regulatorem $p_{P2} = p_n$, jej wydajność Q_P , przy niezmienionej mocy użytecznej $P_{Mu} = M_M \omega_M$ napędzanego przez pompę silnika hydraulicznego (sterowanego zespołem obiegu wtórnego), jest mniejsza od wydajności Q_P takiej pompy zasilającej silnik hydrauliczny o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału (a więc w sytuacji, gdy ciśnienie p_{P2} jest mniejsze od ciśnienia nominalnego – $p_{P2} < p_n$ (rys. 15)). Towarzyszy temu również wyraźne zmniejszenie mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych w kanałach (i w rozdzielaczu) pompy (zarówno ze względu na spadek wydajności Q_P pompy jak i na, towarzyszący mu, spadek strat Δp_{Pp} ciśnienia).

Moc $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} Q_{Pv}$ strat objętościowych w pompie, przy niezmienionej (w porównaniu z poprzednimi układami) niewielkiej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika, rośnie w rozważanym układzie wielokrotnie w porównaniu z mocą ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie o zmiennej wydajności zasilającej bezpośrednio silnik hydrauliczny o stałej chłonności q_{Mt} na obrót (gdy $p_{P2} < p_n$) (rys. 15). Moc ΔP_{Pv} strat objętościowych jest tu praktycznie równa mocy ΔP_{Pv} w pompie zasilającej układ o sterowaniu dławieniowym prędkości silnika, współpracującej również z regulatorem w systemie stałego ciśnienia $p_{P2} = p_n$ (chociaż wówczas wydajność Q_P pompy jest większa (rys. 7)).

Rozważając pompę zasilającą silnik hydrauliczny sterowany w obiegu wtórnym (a więc pracującą przy stałym ciśnieniu $p_{P2} = p_n$ i przy wydajności Q_P odpowiedniej do aktualnej mocy użytecznej $P_{Pu} = Q_P p_n$ pompy wynikającej z aktualnej mocy użytecznej $P_{Mu} = M_M \omega_M$ napędzanego silnika) można w pierwszym, dużym przybliżeniu stwierdzić, że wielkość momentu $M_{Pi} = \Delta p_{Pi}$ $q_{Pgy}/2\Pi$ indykowanego w jej komorach roboczych jest rzędu momentu M_{Pi} pompy o zmiennej wydajności zasilającej silnik o stałej chłonności q_{Mt} na obrót (rys. 15). Wynika to z faktu, że przy podobnej aktualnej mocy użytecznej pompy, np. dwukrotnemu przyrostowi Δp_{Pi} ciśnienia w komorach pompy towarzyszy mniej więcej dwukrotny spadek q_{Psy} wydajności na obrót pompy. Można więc przyjąć, w dużym przybliżeniu, że moment M_{Pm} strat mechanicznych, proporcjonalny do momentu indykowanego M_{Pi} ($M_{Pm} \sim M_{Pi}$) będzie w obu przypadkach zbliżony. W efekcie, można również przyjąć, że powierzchnia pola $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ mocy strat mechanicznych w pompie będzie podobna do powierzchni pola ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie zasilającej układ z silnikiem hydraulicznym o stałej chłonności q_{Mt} na obrót (rys. 15), chociaż kształt pola ΔP_{Pm} jest inny.

Podobnie jak w silniku hydraulicznym sterowanym własnym obiegiem wtórnym i pracującym w sposób ciągły przy spadku Δp_M ciśnienia bliskim ciśnieniu nominalnemu p_n układu, praca pompy przy ciśnieniu $p_{P2} = p_n$ wiąże się z zyskiem energetycznym wynikającym ze zmniejszenia, przy danej niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika, mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} Q_P$ strat ciśnieniowych w pompie oraz z dużą stratą energetyczną związaną z powiększeniem mocy $\Delta P_{Pv} = Q_{Pv} \Delta p_{Pi}$ strat objętościowych w pompie w porównaniu z mocami tych strat występującymi w pompie o zmiennej wydajności zasilającej silnik o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału (rys. 15). Przy porównywalnych mocach $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ strat mechanicznych w pompie pracującej w tych dwóch układach (rys. 15 i 17), suma mocy strat w pompie pracującej przy $p_{P2} = p_n$ jest większa a jej sprawność energetyczna η_P się obniża.

Suma mocy strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału i w pompie o zmiennej wydajności q_{Pgv} na obrót wału pracujących w układzie o krótkich przewodach łączących, przy ciśnieniu w przewodzie tłocznym pompy równym ciśnieniu nominalnemu $(p_{P2} = p_n)$, może być, w okresie małego obciążenia M_M silnika (rys. 17), dużo wyższa od sumy mocy strat w układzie z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału sterowanym objętościowo pompą o zmiennej wydajności (rys. 15).

W warunkach pracy układu z $p_{P2} = p_n$ (z p_{P2} niezależnym od obciążenia M_M silnika), układu o długich przewodach łączących (o większych stratach Δp_C ciśnienia w przewodach), pracującego przy dużej lepkości v czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), suma mocy strat energetycznych może z kolei okazać się niższą od sumy strat w układzie z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału i z pompą o zmiennej wydajności (rys. 15). Przy dużej lepkości oleju bowiem, zyski energetyczne związane z obniżeniem strat ciśnieniowych w elementach układu (głównie w przewodach łączących), uzyskane w wyniku zmniejszenia natężenia $Q_P = Q_M$, mogą się okazać duże, natomiast moce strat

objętościowych ΔP_{Pv} w pompie i ΔP_{Mv} w silniku nie wzrosną tak znacznie, jak przy mniejszej lepkości.

9. Wnioski

- 1. Rozdziały 2–5 (Część I) ilustrują pola mocy strat energetycznych występujących w elementach układu indywidualnego, w którym do sterowania prędkości silnika hydraulicznego (o stałej chłonności na obrót) zastosowane jest dławienie szeregowe strumienia cieczy roboczej celem uzyskania wielkości Q_M natężenia odpowiadającej wymaganej, przez napędzane silnikiem urządzenie, prędkości kątowej ω_M (obrotowej n_M). Zastosowany rozdzielacz dławiący (rozdzielacz nadążny – serwozawór, rozdzielacz proporcjonalny) bądź nastawialny zawór dławiący lub nastawialny dwudrogowy regulator przepływu umożliwiają precyzyjną zmianę prędkości silnika. Jako źródło zasilania układu ze sterowaniem dławieniowym szeregowym zastosowana może być w układzie tańsza pompa o stałej wydajności współpracująca z zaworem przelewowym lub z zaworem przelewowym sterowanym, bądź pompa o wydajności zmiennej współpracująca z regulatorem stałego ciśnienia lub z regulatorem *Load Sensing* zmiennego ciśnienia.
 - 1.1. Rozdział 2 przedstawia układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia.

Wymagany poziom ciśnienia nominalnego p_n pracy pompy i wymagany poziom wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy, wymagane od niej w czasie pracy układu, oraz aktualny niewielki moment M_M obciążający i aktualna niewielka prędkość kątowa ω_M wałka silnika hydraulicznego decydują w tej strukturze sterowania dławieniowego prędkości silnika o znacznych chwilowych wielkościach mocy ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych i mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych. Towarzyszy temu wówczas bardzo niska wartość całkowitej sprawności energetycznej η układu.

Moc ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego może być redukowana prawie do zera w okresie pracy silnika hydraulicznego przy maksymalnym obciążeniu M_{Mmax} jego wałka.

Moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w zespole sterowania dławieniowego maleje z kolei prawie do zera w sytuacji, gdy silnik hydrauliczny pracuje z maksymalną prędkością kątową ω_{Mmax} (obrotową n_{Mmax}).

Praca silnika hydraulicznego w okresie maksymalnego obciążenia M_{Mmax} i jednocześnie maksymalnej prędkości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) sprawia, że zminimalizowana może być wówczas moc strat związanych ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika, a o sumie strat energetycznych w układzie decydują jedynie straty w silniku hydraulicznym, w przewodach łączących i w pompie. Sprawność całkowita η układu osiąga wtedy wysoką wartość η_{max} , zbliżoną do maksymalnej wartości

 η_{max} sprawności energetycznej układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego (pompą o zmiennej wydajności).

Jednakże, aby móc uzyskać, w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym, możliwość obciążenia silnika hydraulicznego maksymalnym momentem M_{Mmax} zbliżonym do maksymalnej wartości obciążenia M_{Mmax} silnika w układzie o sterowaniu objętościowym, należy umożliwić wzrost szczeliny dławiącej rozdzielacza dławiącego (bądź zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} \approx Q_P$.

Z kolei, aby móc uzyskać, w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym, możliwość nastawiania, rozdzielaczem dławiącym bądź zaworem dławiącym, natężenia maksymalnego $Q_{Mmax} \approx Q_P$, czyli bliskiego wydajności pompy, należy zastosować w układzie zawór przelewowy, który będzie stabilizował poziom ciśnienia $p_{SP} \approx p_n$ pracy pompy przy natężeniu $Q_P - Q_M \approx 0$, tzn. bliskim zera.

1.2. Rozdział 3 przedstawia układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia.

W efekcie zastosowania zaworu przelewowego sterowanego, w okresie obciążenia silnika hydraulicznego niewielkim momentem M_M , następuje również wyraźne zmniejszenie mocy $P_{Pc} = M_P \omega_P$ pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego bądź spalinowego), co, przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika hydraulicznego, wyraźnie podwyższa sprawność energetyczną η całego układu w porównaniu ze sprawnością η układu zasilania stałociśnieniowego.

Obie struktury ($p = cte \ i \ p = var$) sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego, zasilane pompą o stałej wydajności, mogą osiągnąć, w okresie maksymalnego obciążenia M_{Mmax} i jednoczesnej maksymalnej prędkości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) tego silnika, tę samą maksymalną sprawność całkowitą η_{max} układu. Jest ona zbliżona do wartości maksymalnej sprawności energetycznej η_{max} układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego (pompą o zmiennej wydajności). Układ p = var staje się wówczas układem p =cte, a więc warunki pracy obu układów stają się takie same a jednocześnie mogą być praktycznie wyeliminowane straty strukturalne ΔP_{stp} i ΔP_{stv} w zespole sterowania dławieniowego. Wymaga to jednakże, podobnie jak w układzie p = cte z pompą o stałej wydajności, możliwości wzrostu pola szczeliny f_{DEmax} rozdzielacza dławiącego (zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} \approx Q_P$. Wymaga to także zastosowania zaworu przelewowego sterowanego mogącego stabilizować wartość $\Delta p_{SPS} = p_{P2} - p_2 = cte$ przy natężeniu $Q_P - Q_M \approx 0$, tzn. bliskim zeru i zaworu przelewowego stabilizującego poziom ciśnienia $p_{SP} \approx p_n$ przy natężeniu $Q_P - Q_M \approx 0$.

1.3. Rozdział 4 przedstawia układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem w systemie stałego ciśnienia.

Zastosowanie, jako źródła zasilania układu o sterowaniu dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego, pompy o zmiennej wydajności z regulatorem ciśnienia, pracującej przy ciśnieniu $p_{P2} = cte \approx p_n$, umożliwia, w okresie pracy silnika przy niewielkiej prędkości ω_M (n_M), poważne obniżenie mocy $P_{Pc} = M_P \,\omega_P$ pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego lub spalinowego). Przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \,\omega_M$ użytecznej silnika hydraulicznego, wyższa jest więc znacznie sprawność energetyczna η całego układu w porównaniu ze sprawnością η układu stałociśnieniowego (p = cte) zasilania zespołu dławiącego pompą o stałej wydajności.

Układ może osiągnąć, w okresie maksymalnego obciążenia M_{Mmax} silnika hydraulicznego i w całym zakresie $0 < \omega_M \le \omega_{Mmax}$ zmiany prędkości silnika, sprawność całkowitą η zbliżoną do wartości sprawności energetycznej η układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika (pompą o zmiennej wydajności). Zminimalizowana bowiem jest wówczas moc $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} \ Q_M$ strukturalnych strat ciśnieniowych. Wymaga to, w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego, możliwości wzrostu pola szczeliny f_{DEmax} rozdzielacza dławiącego (bądź zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia w tej szczelinie przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} = Q_{Pmax}$, czyli równym pełnej wydajności pompy. Wymaga to także prawidłowej pracy regulatora ciśnienia pompy, stabilizującego ciśnienie p_{P2} jej tłoczenia na poziomie $p_{P2} = cte \approx p_n$ w całym zakresie $0 < Q_P \le Q_{Mmax}$ zmiany wydajności pompy.

Przy jednoczesnym występowaniu maksymalnego obciążenia M_{Mmax} i maksymalnej prędkości ω_{Mmax} sterowanego, dławieniem szeregowym, silnika hydraulicznego, maksymalna, możliwa do osiągnięcia, sprawność energetyczna η_{max} układu jest więc bliska sprawności η_{max} układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego, czyli bezpośrednio pompą o zmiennej wydajności.

Największe oszczędności energetyczne w rozważanym układzie sterowania dławieniowego szeregowego, w porównaniu z układem sterowania szeregowego zasilanego stałociśnieniowo pompą o stałej wydajności, występują w okresie pracy silnika hydraulicznego przy małej jego prędkości ω_M (n_M).

1.4. Rozdział 5 przedstawia układ ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika zasilany pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem *Load Sensing* w systemie zmiennego ciśnienia. Zastosowanie, jako źródła zasilania układu o sterowaniu dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego, pompy o zmiennej wydajności z regulatorem *Load Sensing*, pracującej przy ciśnieniu $p_{P2} = \Delta p_{LS} + p_2 \approx \Delta p_{LS} + p_{M1}$, czyli o niewielką wartość wyższym od aktual-

nego ciśnienia p_{MI} wymaganego przez silnik hydrauliczny na jego dopływie (czemu towarzyszy obniżenie do nieznacznej wielkości mocy ΔP_{st} strukturalnych strat energetycznych w zespole sterowania dławieniowego) obniża sumę mocy strat energetycznych w układzie do wielkości niewiele wyższej od sumy mocy strat występujących w elementtach układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika (bezpośrednio zmienną wydajnością pompy). Moc $P_{Pc} = M_P \ \omega_P$ pobierana przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego lub spalinowego jest więc tu nieco tylko wyższa od mocy P_{Pc} pompy o zmiennej wydajności napędzającej bezpośrednio silnik hydrauliczny.

Układ LS pracuje więc w całym zakresie $0 < M_M \leq M_{Mmax}$ zmiany obciążenia silnika hydraulicznego i w całym zakresie $0 < \omega_M \leq \omega_{Mmax}$ zmiany jego prędkości ze sprawnością energetyczną η niewiele tylko niższą od sprawności η układu o sterowaniu objętościowym (bezpośrednio pompą o zmiennej wydajności). Różnica między sprawnościami całkowitymi η obydwu tych układów będzie tym mniejsza im większa będzie możliwość wzrostu pola szczeliny f_{DEmax} rozdzielacza dławiącego (bądź zaworu dławiącego) do wielkości wymagającej nieznacznego spadku $\Delta p_{DEmin} \approx 0$ ciśnienia w tej szczelinie przy natężeniu maksymalnym $Q_{Mmax} = Q_{Pmax}$ (czyli równym pełnej wydajności pompy). Wymaga to także prawidłowej pracy regulatora LS pompy dostosowującego, w całym zakresie $0 \leq Q_P \leq Q_{Mmax}$ zmiany wydajności pompy, ciśnienie p_{P2} jej tłoczenia na poziomie o wartość $\Delta p_{LS} = p_{P2} - p_2 = cte$ wyższym od ciśnienia p_2 w przewodzie odpływowym rozdzielacza dławiącego (zaworu dławiącego) do silnika hydraulicznego.

 Rozdział 6 przedstawia układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika. Zespół sterowania dławieniowego równoległego może mieć postać nastawialnego zaworu dławiącego bądź nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu umieszczonego na odgałęzieniu przewodu tłocznego pompy.

Aktualna, wymagana przez napędzane silnikiem urządzenie (i taka sama jak w układach o strukturach sterowania dławieniowego szeregowego przedstawionych w rozdziałach 2–5), moc $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użyteczna silnika hydraulicznego (niezależna od zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika) wpływa w inny (niż w układach ze sterowaniem dławieniowym szeregowym) sposób na generowane w układzie straty strukturalne.

W okresie obciążenia silnika hydraulicznego niewielkim momentem M_M , w rezultacie sumarycznego zmniejszenia mocy strat w elementach układu, następuje zmniejszenie mocy $P_{Pc} = M_P \omega_P$ pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego bądź spalinowego) w porównaniu z mocą P_{Pc} pobieraną przez pompę o stałej wydajności zastosowaną w układzie ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika. Przy niezmienionej mocy $P_{Mu} = M_M \omega_M$ użytecznej silnika hydraulicznego, podwyższa to sprawność energetyczną η całego układu w porównaniu ze

sprawnością η układu ze sterowaniem dławieniowym szeregowym zasilanego pompą o stałej wydajności.

Struktura układu hydraulicznego, z pompą o stałej wydajności i ze sterowaniem dławieniowym równoległym prędkości silnika hydraulicznego, może osiągnąć, w okresie pracy przy maksymalnej prędkości ω_{Mmax} (n_{Mmax}) sterowanego silnika i w całym zakresie $0 < M_M \le M_{Mmax}$ zmiany jego obciążenia, sprawność energetyczną η równą sprawności całkowitej η układu o sterowaniu objętościowym prędkości silnika hydraulicznego (pompą o zmiennej wydajności).

 Rozdział 7 przedstawia układ o sterowaniu objętościowym prędkości silnika pompą o zmiennej wydajności.

W układzie o sterowaniu objętościowym (pompą o zmiennej wydajności) prędkości silnika hydraulicznego (o stałej chłonności na obrót), suma aktualnej (niezmienionej w stosunku do mocy P_{Mu} w rozważanych wyżej układach) mocy użytecznej $P_{Mu} = M_M \ \omega_M$ silnika hydraulicznego oraz mocy $\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \ \omega_M$ strat mechanicznych w silniku, mocy $\Delta P_{Mv} = \Delta p_{Mi} \ Q_{Mv}$ strat objętościowych w silniku, mocy $\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} \ Q_M$ strat ciśnieniowych w silniku, mocy $\Delta P_C = \Delta p_C \ Q_M$ strat ciśnieniowych w przewodach łączących układu hydraulicznego, oraz mocy $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Pp} \ Q_P$ strat ciśnieniowych w pompie, mocy $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Pi} \ Q_{Pv}$ strat objętościowych w pompie i mocy $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \ \omega_P$ strat mechanicznych w pompie decyduje o tym, że moc P_{Pc} $= M_P \ \omega_P$ wymagana przez pompę na jej wale od napędzającego pompę silnika (elektrycznego bądź spalinowego) jest mniejsza w porównaniu z mocą P_{Pc} pobieraną przez pompę w, omawianych wyżej, układach ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika hydraulicznego.

Sprawność energetyczna $\eta = P_{Mu}/P_{Mc}$ układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności jest więc najwyższą spośród sprawności η rozważanych układów w całym zakresie zmiany $0 < \omega_M \le \omega_{Mmax}$ prędkości i $0 < M_M \le M_{Mmax}$ obciążenia silnika hydraulicznego. Należy jednak dodać, że przewaga energetyczna układu o sterowaniu prędkości ω_M (n_M) silnika hydraulicznego pompą o zmiennej wydajności nad układami o sterowaniu dławieniowym prędkości silnika wyraźnie maleje przy prędkości ω_M silnika zbliżającej się do ω_{Mmax} i obciążenia silnika zbliżającego się do M_{Mmax} .

4. Rozdział 8 przedstawia układ indywidualny o sterowaniu objętościowym prędkości silnika za pomocą jednoczesnej zmiany wydajności na obrót wału pompy i zmiany chłonności na obrót wału silnika, układ pracujący przy ustalonym ciśnieniu w przewodzie tłocznym pompy równym ciśnieniu nominalnemu – $p_{P2} = p_n$.

Rozwiązanie umożliwia korzystanie z maksymalnej mocy użytecznej P_{Pu} pompy (wynikającej z iloczynu ciśnienia p_{P2} pracy pompy równego ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu ($p_{P2} = p_n$) i maksymalnej wydajności Q_{Pmax} pompy osiąganej przy współczynniku $b = q_{Pgy}/q_{Pt} = 1$ zmiany wydajności na obrót pompy) także w okresie mniejszego obciążenia silnika hy-

draulicznego (momentem $M_M < M_{Mmax}$), poprzez wzrost, w tym okresie pracy, prędkości ω_M silnika powyżej jego prędkości nominalnej ω_{Mn} ($\omega_M > \omega_{Mn}$).

W silniku hydraulicznym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału, pracującym przy spadku ciśnienia $\Delta p_M = p_n - \Delta p_C$ (czyli nieco tylko niższym od ciśnienia nominalnego p_n), mocy użytecznej $P_{Mu} = M_M \omega_M$, niezmienionej w porównaniu z poprzednimi układami przedstawionymi w rozdziałach 2–7, a więc wynikającej z takiego samego, wymaganego przez napędzane urządzenie, momentu M_M i z tej samej wymaganej prędkości ω_M wału silnika, towarzyszą inaczej ukształtowane pola mocy strat występujących w silniku.

Z punktu widzenia mocy ΔP_C strat w przewodach łączących, układ z silnikiem hydraulicznym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót, pracujący przy stałym ciśnieniu $p_{P2} = p_n$ w przewodzie tłocznym pompy, ma dużą przewagę nad układami z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót, w których zmniejszonemu momentowi M_M obciążającemu silnik towarzyszy mniejszy spadek Δp_M ciśnienia wymagany przez silnik a w efekcie – niższy poziom ciśnienia p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy ($p_{P2} < p_n$). Przy dłuższych przewodach i w warunkach niskiej temperatury (dużej lepkości) czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), zysk wynikający z oszczędności energetycznych w przewodach układu z $p_{P2} = p_n$ może być znaczący.

Suma mocy strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym o zmiennej chłonności q_{Mgv} na obrót wału i w pompie o zmiennej wydajności q_{Pgv} na obrót wału pracujących w układzie o krótkich przewodach łączących, przy ciśnieniu w przewodzie tłocznym pompy równym ciśnieniu nominalnemu ($p_{P2} = p_n$), może być, w okresie małego obciążenia M_M silnika, dużo wyższa od sumy mocy strat w układzie z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału sterowanym objętościowo pompą o zmiennej wydajności (Rozdział 7).

W warunkach pracy układu z $p_{P2} = p_n$ (z p_{P2} niezależnym od obciążenia M_M silnika), układu o długich przewodach łączących (o większych stratach Δp_C ciśnienia w przewodach), pracującego przy dużej lepkości v czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), suma mocy strat energetycznych może z kolei okazać się niższą od sumy strat w układzie z silnikiem o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału i z pompą o zmiennej wydajności. Przy dużej lepkości oleju bowiem, zyski energetyczne związane z obniżeniem strat ciśnieniowych w elementach układu (głównie w przewodach łączących), uzyskane w wyniku zmniejszenia natężenia $Q_P = Q_M$, mogą się okazać duże, natomiast moce strat objętościowych ΔP_{Pv} w pompie i ΔP_{Mv} w silniku nie wzrosną tak znacznie jak przy mniejszej lepkości.

Literatura

- Paszota Z.: Aspects énergétiques des transmissions hydrostatiques, Monografia. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 293 s., 199 rys., bibliograf. 41 poz., 2002.
- Paszota Z.: Model of losses and efficiency of an energy saving hydraulic servomechanism system, Marine Technology Transactions, Polish Academy of Sciences, Branch in Gdansk, vol. 18, s. 85–105, rys. 8, bibliograf. 8 poz., 2007.
- Paszota Z.: Energy saving in a hydraulic servomechanism system, *Proc.* 17th Symposium on Theory and Practice of Shipbuilding in memoriam prof. Leopold Sorta, Opatija, 19th 21st October 2006, s. 349–364, 11 rys., bibliograf. 11 poz.
- 4. Skorek G.: Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia, Praca doktorska w toku, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Promotor: Z.Paszota
- Paszota Z.: Energy Saving in a Hydraulic Servomechanism System Theory and Examples of Laboratory Verification, Brodogradnja, Journal of Naval Architecture and Shipbuilding Industry, Zagreb, June 2007, Volume 58, Number 2, s. 146–157, 18 rys., bibliograf. 10 poz.
- Paszota Z.: Hydraulic Servomechanism System. Examples of Reduction of Power Losses in the Variable Pressure Power Supply, International Scientific – Technical Conference "Hydraulics and Pneumatics'2007", Wrocław, 10–12 października 2007, s. 13, 13 rys., bibliograf. 10 poz.
- Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część I – Silnik hydrauliczny. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Andrzeja Medera i Adama Klicha. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007, s. 99–120, 3 rys., bibliograf. 6 poz.
- Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część II – Przewody, zespół sterowania dławieniowego, pompa. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Andrzeja Medera i Adama Klicha. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007, s. 121–139, 1 rys., bibliograf. 6 poz.

- Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część I Silnik hydrauliczny. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny, Nr 11 (103) Rok IX, Listopad 2007, s. 120–129, rys. 3, bibliograf. 8 poz..
- Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część II Przewody, zespół sterowania dławieniowego, pompa. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo techniczny, Nr 12 (104) Rok IX, Grudzień 2007, s. 121–129, rys.1, bibliograf. 8 poz.

Pneumatyczno-hydrauliczny układ do konwersji energii. Możliwości wykorzystania do zabezpieczania maszyn i urządzeń

Stanisław Gumuła – Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie. W monografii przedstawiono analizę wyników badań eksperymentalnych pneumatyczno-hydraulicznego przetwornika energii. Przetwornik stwarza możliwość szybkiej konwersji energii kinetycznej obiektu w energię kinetyczną strugi płynu wy-rzucanej poza przetwornik. Energia kinetyczna obiektu ulegającego zderzeniu jest częściowo akumulowana w tłokowym akumulatorze pneumatycznym, a częściowo przekazywana przez wzmacniacz hydrauliczny strudze cieczy, która wypływa przez dyszę z dużą prędkością, tym samym z dużą energią kinetyczną. Przetwornik może znaleźć zastosowanie jako urządzenie do ochrony obiektów, będących w ruchu w przypadku zderzenia z innym obiektem.

1. Wprowadzenie

Istnieje kilka rozwiązań konstrukcyjnych przetworników, stwarzających możliwość szybkiego przejmowania i rozpraszania energii kinetycznej obiektów, będących w ruchu w przypadku ich zderzenia z nieruchomą przeszkodą. Tego typu przetworniki mogą być pneumatyczno-mechaniczne i pneumatycznohydrauliczne. Pierwszy typ przetworników i ich charakterystyki dynamiczne prezentowane były na konferencjach "Cylinder" 2005, 2006 i 2007. Aktualnie zaprezentujemy rozwiązanie konstrukcyjne i charakterystyki dynamiczne przetwornika pneumatyczno-hydraulicznego (PHPE – pneumatyczno-hydrauliczny przetwornik energii).

2. Budowa i zasada działania urządzenia

Urządzenie pokazane zostało schematycznie na rysunku 1. Podstawowe części urządzenia to: konstrukcja nośna przetwornika – 1, końcówka odbierająca uderzenie (do połączenia ze zderzakiem) – 2, blokada ruchu powrotnego tłoczyska – 3, tłok przejmujący siłę uderzenia – 4, kanały powietrzne – 5, sprężyna pneumatyczna przejmująca część energii uderzenia (pneumatyczny akumulator energii) – 6, tłok swobodny oddzielający część pneumatyczną od hydraulicznej – 7, ciecz przekazująca energię (zbiornik cieczy nr 1) – 8, hydrauliczny tłokowy wzmacniacz siły – 9, tłoki umocowane na jednym tłoczysku przekazujące siłę i energię do cieczy – 10, kanały powietrzne – 11, ciecz przejmująca energię i zamieniająca swoją energię ciśnienia na energię kinetyczną wypływu (zbiornik cieczy nr 2) – 12, dysza zbieżno-rozbieżna obniżająca opory wypływu oraz przyspieszająca prędkość wypływu – 13.

Zasada działania urządzenia jest następująca: podczas uderzenia w element 2, część energii zostaje przekazana do akumulatora pneumatycznego 6, a część jest przekazana za pośrednictwem tłoka 7, do zbiornika cieczy 8. Układ tłoków 9 ograniczający zbiornik cieczy 8 stanowi hydrauliczny wzmacniacz siły, wywierający dużą siłę na ciecz w zbiorniku 12. Duża siła wywołuje duże ciśnienie w zbiorniku 12 i pod wpływem tego ciśnienia ciecz wypływa ze

zbiornika przez dyszę zbieżno-rozbieżną do otoczenia. W otoczeniu energia kinetyczna strugi ulega rozproszeniu.



Rys.1. Schemat rozwiązania konstrukcyjnego pneumatyczno-hydraulicznego przetwornika energii

3. Stanowisko badawcze i metoda badań



Rys.2. Schemat stanowiska badawczego

Obiektem badań był przetwornik pokazany schematycznie na rysunku 1. Schemat stanowiska badawczego pokazany został na rysunku 2. Podstawowym elementem stanowiska było wahadło – 1. Wahadło wyposażone było w zderzak zawierający przetwornik – 2. Do wahadła przymocowany był układ pomiarowy do określania przebiegu drogi, prędkości i przyspieszenia w funkcji czasu – 3. Rejestracja tych wielkości dokonywana była przed zderzeniem i podczas zderzenia. Równocześnie do wahadła przymocowany był akcelerometr do pomiaru i rejestracji przeciążeń (sił bezwładności) – 4. Wahadło zderzało się z przeszkodą – 5. Przeszkoda wyposażona była w urządzenia do pomiaru i rejestracji siły uderzenia – 6.

4. Wyniki badań

Przedstawimy wyniki badań uzyskane podczas jednego z eksperymentów, w którym wahadło posiadające masę m = 100 kg, długość 1 = 3,2 m, poruszające się z prędkością v = 7,2 m/s (25,9 km/h), czyli posiadające energię kinetyczną ruchu postępowego $E_k = 2590$ J, uderzyło w nieruchomą przeszkodę zderzakiem połączonym z wahadłem za pośrednictwem przetwornika energii.

Wyniki badań przedstawione zostały w postaci wykresów na rysunkach 3, 4, 5, 6, 7 i 8. Przebiegi parametrów fizycznych charakteryzujących badany proces rejestrowane były w ciągu czasu $\Delta t = 100$ ms. W przyjętej na rysunkach skali czasu, w chwili równej zeru z przeszkodą zetknął się przymocowany do wahadła czujnik przesunięcia mierzący drogę w funkcji czasu, oznaczony na rysunku 2 numerem 3. W tej samej chwili rozpoczęła się rejestracja wszystkich parametrów. Wahadło przesuwało się nadal ze stałą prędkością do chwili czasu t = 20 ms. W chwili czasu wynoszącej 20 ms nastąpił początek zderzenia, to znaczy z przeszkodą zetknęła się przednia część przetwornika, która jest ruchoma względem wahadła i konstrukcji nośnej przetwornika. Od tej chwili czołowa część przetwornika nie wykonywała już względem przeszkody żadnego ruchu, natomiast nadal w ruchu znajdowało się wahadło. Ruch wahadła względem przedniej części przetwornika uruchomił elementy przetwornika, a te spowodowały konwersję energii kinetycznej wahadła.





Przebieg drogi – x(t) w czasie zbliżania się wahadła do przeszkody oraz podczas procesu zderzenia przedstawia rysunek 3. Długość drogi, na której wahadło traciło prędkość i energię wynosiła $\Delta x = 0,2$ m. Długość tej drogi można w pewnym zakresie kształtować ciśnieniem początkowym w akumulatorze pneumatycznym. Przebieg prędkości ruchu wahadła – v(t), określonej miernikiem prędkości, przedstawia rysunek 4.





Przebieg przyspieszenia (w tym przypadku opóźnienia), określonego jako pochodna prędkości v(t) względem czasu, przedstawia rysunek 5.



Rys.5. Przebieg opóźnienia wahadła w funkcji czasu podczas procesu zderzenia z nieruchomą przeszkodą

Przyspieszenie to będące wielkością kinematyczną oznaczone przez \overline{a} , zostało na rysunku wyrażone w bezwymiarowych jednostkach względnych odniesionych do przyspieszenia ziemskiego ($\frac{\overline{a}}{g}$). Przebieg prędkości w funkcji czasu, pokazany został na rysunku 4. Przebieg przyspieszenia w funkcji czasu, pokazany na rysunku 5, można również określić na podstawie zarejestrowanego przebiegu drogi w funkcji czasu przedstawionego na rysunku 3.



Rys.6. Przebieg przeciążenia w układzie współrzędnych związanym z wahadłem

Rysunek 6 pokazuje określony za pomocą akcelerometru przebieg przeciążenia. Przeciążenie będące wielkością dynamiczną, zgodnie ze swoją definicją, również wyrażone jest w jednostkach względnych odniesionych do przyspieszenia ziemskiego i oznaczone $\frac{\overline{b}}{g}$.

Rysunek 7 pokazuje przebieg siły uderzenia wahadła w przeszkodę – F(t). Rysunek 8 przedstawia przebieg procesu tracenia energii kinetycznej – E_k (t) przez wahadło uderzające w przeszkodę za pośrednictwem przetwornika (w niektórych przypadkach nad wielkościami wektorowymi pominięto kreski wskazujące, że jest to wektor, ponieważ rozpatrywany model zjawiska jest jednowymiarowy a na krótkim odcinku, na którym następuje proces zderzenia ruch wahadła przyjęto jako prostoliniowy).



Rys.7. Przebieg siły uderzenia wahadła w nieruchomą przeszkodę w funkcji czasu



Rys.8. Przebieg procesu tracenia energii kinetycznej przez wahadło uderzające w nieruchomą przeszkodę

5. Analiza wyników badań

Przedstawiony na rysunku 6 przebieg przeciążenia $\frac{b}{g}$, w nieinercjalnym układzie współrzędnych związanym z wahadłem, zgodnie z zależnością:

$$\overline{\mathbf{B}} = -\mathbf{m}\overline{\mathbf{a}} \tag{1}$$

daje przebieg wartości siły bezwładności (siły biernej) działającej na wahadło i na inne masy poruszające się wraz z wahadłem. Siła bezwładności skierowana jest przeciwnie do występującego przyspieszenia (opóźnienia), czyli w jednowymiarowym układzie współrzędnych skierowanym i zorientowanym jak na rysunku 2, posiada znak dodatni.

Na rysunku 7 przedstawiony jest przebieg siły uderzenia wahadła o przeszkodę – \overline{F} . W przyjętym układzie współrzędnych posiada ona również znak dodatni. Siła \overline{F} po zmianie znaku określa siłę reakcji przeszkody działającą na wahadło – \overline{R} .

Wzdłuż współrzędnej x podczas zderzenia, na wahadło działają tylko te dwie siły: \overline{R} oraz \overline{B} . Porównując przebiegi siły \overline{B} (wartości przeciążenia przedstawione na rysunku 6 po pomnożeniu przez iloczyn mg) oraz siły \overline{R} (wartości siły \overline{F} przedstawione na rysunku 7 po zmianie znaku) widać, że ich przebiegi są bardzo zbliżone, natomiast znaki posiadają przeciwne. Zatem z dobrym przybliżeniem spełniają równanie:

$$\overline{\mathbf{R}} + \overline{\mathbf{B}} = 0 \tag{2}$$

Przy braku działających na wahadło zewnętrznych sił czynnych, zależność (2) wyraża zasadę d'Alemberta. Można zatem powiedzieć, że badane wahadło potraktowane jako bryła sztywna w ruchu postępowym prostoliniowym spełnia zasadę d'Alemberta.

Dalsza analiza wyników badań ujawnia niezwykle ciekawe zjawisko: zarejestrowane wartości przeciążenia – rysunek 6, posiadają w tych samych chwilach czasu znacznie mniejsze wartości niż zarejestrowane bezwymiarowe przebiegi przyspieszenia – rysunek 5.

Przeanalizujmy jeszcze, związany z wprowadzeniem do zabezpieczanego wahadła przetwornika, problem zmiany wartości siły uderzenia wahadła w przeszkodę podczas zderzenia. Z zależności (2) wiemy, że obniżeniu wartości siły bezwładności musi towarzyszyć obniżenie wartości siły uderzenia i odwrotnie.

Porównajmy wyniki otrzymane z eksperymentu z wynikami, których należałoby się spodziewać w oparciu o zasadę pędu i popędu. Opierając się na tej zasadzie należy przyjąć, że popęd siły uderzenia wahadła w przeszkodę – $\overline{\pi}$ jest równy zmianie pędu wahadła – $\Delta \overline{p}$. Co oznacza, że spełniona powinna być zależność:

$$\Delta \overline{\mathbf{p}} = \overline{\pi} \tag{3}$$

którą można również zapisać:

$$d(m\overline{v}) = \overline{F}dt \tag{4}$$

Pęd wahadła przed zderzeniem wynosił $\overline{p} = 720$ Ns, natomiast po zderzeniu zero. Zatem wielkość ta jest równocześnie zmianą pędu. Popęd określony na podstawie wyników pomiarów przebiegu czasowego siły uderzenia w przeszkodę pokazanego na rysunku 7 wynosi około $\overline{\pi} = 240$ Ns. Popęd siły uderzenia wahadła w przeszkodę jest kilkakrotnie mniejszy niż zmiana pędu wahadła wywołana działaniem tej siły. Dzięki wprowadzeniu przetwornika zmiana pędu wahadła zderzającego się z przeszkodą, następuje nie tylko na skutek popędu działającej na wahadło siły reakcji, ale również na skutek odpływu jego energii. Stwierdzonych zależności nie można interpretować jako odstępstwa od zasady pędu i popędu, nie można bowiem jednego równania (3) lub (4) zastosować do zespołu poruszających się mas, jaki stanowią wahadło i elementy przetwornika energii.

6. Podsumowanie

Przedstawiony pneumatyczno-hydrauliczny przetwornik energii posiada właściwości podobne do demonstrowanego wcześniej przetwornika pneumatyczno-mechanicznego. Na podstawie przeprowadzonych eksperymentów i analiz można stwierdzić, że poprzez konwersję energii kinetycznej obiektów będących w ruchu w inny rodzaj energii, można znacznie obniżać popęd sił uderzenia powstających przy zderzeniach tych obiektów z przeszkodami oraz znacznie obniżać siły bezwładności związane z utratą prędkości na skutek tych zderzeń.

Procesowi zderzenia można zatem nadać taki przebieg, że bryła obiektu uderzającego w przeszkodę za pośrednictwem przetwornika energii, zanim sama dotrze do przeszkody, będzie miała energię kinetyczną i prędkość równą zeru albo stanowiącą tylko część energii i prędkości posiadanej przed zetknięciem się zderzaka z przeszkodą.

W tak krótkim czasie, jaki trwa proces zderzenia, jest bardzo trudno dokonać rozproszenia tak znacznej energii kinetycznej metodami tradycyjnymi. Niemożność rozproszenia tej energii w sposób zaplanowany i kontrolowany sprawia, że jest ona zamieniana na pracę niszczenia.

Przedstawiony pneumatyczno-hydrauliczny przetwornik energii stwarza możliwość zastosowania go do ochrony różnego typu obiektów fizycznych przed skutkami zderzeń.

Wykaz oznaczeń

- t czas,
- x współrzędna liniowa,
- m masa,

- długość wahadła, 1
- $\overline{\pi}$ poped,
- \overline{p} pęd,
- \overline{B} siła bezwładności,
- $\overline{\mathbf{F}}$ - siła uderzenia obiektu ruchomego w przeszkodę,
- \overline{R} siła reakcji przeszkody,
- E_k energia kinetyczna ruchu postępowego wahadła, określona na podstawie przebiegu prędkości,
- droga, przemieszczenie liniowe, $\overline{\mathbf{X}}$
- $\overline{\mathbf{v}}$ – prędkość liniowa wahadła,
- przyspieszenie liniowe wahadła, określone na podstawie przebiegu jego a prędkości v(t),
- $\frac{\overline{a}}{g}$ - bezwymiarowe przyspieszenie liniowe,
- $\frac{\overline{b}}{g}$ - przeciążenie,
- $\overline{\mathbf{b}}$ - jednostkowa siła bezwładności (dla m = 1), określona na podstawie zmierzonego przeciążenia.

Literatura

- 1. Gumuła S.: Pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii. Koncepcja metody zabezpieczania obudowy zmechanizowanej przed skutkami tąpań. Konferencja Naukowo-Techniczna Cylinder 2007. Gliwice-Szczyrk 2007.
- 2. Gumuła S., Łągiewka L.: A method of impact and inertia force reduction during collisions between physical objects. Journal of Technical Physics nr 1/2007.

Wpływ oleju i emulsji HFA-E na straty i bilans mocy w hydraulicznych silnikach satelitowych

Paweł Śliwiński – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Olej i emulsja oleju w wodzie typu HFA-E to ciecze różniące się lepkością, gęstością i własnościami smarnymi. W związku z tym zasilając hydrauliczne silniki satelitowe tymi cieczami obserwuje się różnice w stratach hydraulicznych, objętościowych i mechanicznych. Straty te mają wpływ na sprawność przetwarzania energii hydraulicznej w mechaniczną, a tym samym na bilans mocy silnika.

1. Wstęp

Obecnie większość układów hydraulicznych jest zasilanych olejem. Jednak olej jako ciecz robocza ma bardzo ograniczone zastosowanie w miejscach, gdzie występuje zagrożenie pożarowe. W takiej sytuacji, w układach hydraulicznych stosuje się ciecze niepalne, jak emulsje oleju w wodzie. Jest to szczególnie ważne w przypadku stosowania w górnictwie podziemnym, w przemyśle metalurgicznym, zbrojeniowym oraz w lotnictwie.

W górnictwie do napędu narzędzi ręcznych, takich jak: wiertarki, piły taśmowe, kotwiarki itp. potrzebne są silniki hydrauliczne o małych objętościach roboczych. Biorąc pod uwagę trudne warunki pracy tych urządzeń w kopalniach, kilka polskich firm zaoferowało hydrauliczne silniki satelitowe zasilane emulsją typu HFA-E. Firmami tymi są: FAMA i HYDROMECH (produkują hydrauliczne silniki satelitowe typu HF o geometrycznej objętości roboczej od 40 do 160 cm³/obr. (rys. 1) oraz STOSOWANIE MASZYN (nowy typ hydraulicznych silników satelitowych SM o bardzo małej geometrycznej objętości roboczej od 5 do 73 cm³/obr.). Firma FAMA Sp. z o.o. produkuje także hydrauliczne silniki satelitowe typu HS o dużej geometrycznej objętości roboczej od 500 cm³/obr. do 6300 cm³/obr. (rys. 1). Konstrukcje silników HS, HF i SM opisano w [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10].

W laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej badano wszystkie typy wyżej wymienionych silników satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E.

Olej mineralny i emulsja HFA-E to ciecze różniące się lepkością, gęstością i własnościami smarnymi [4, 5, 6, 7, 8, 10]. Wobec tego rodzaj cieczy ma wpływ na straty objętościowe, mechaniczne i hydrauliczne w silniku hydraulicznym, a tym samym ma wpływ na przemianę energii w tym silniku. Różnicę w przetwarzaniu energii w silniku zasilanym olejem i emulsją HFA-E pokazano bazując na wynikach badań silnika typu SM o geometrycznej objętości roboczej $q = 28,9 \text{ cm}^3$ /obr. (rys. 1). W silniku tym luzy osiowe satelitów i wirnika w mechanizmie roboczym wynosiły 20 µm. Jest to wartość luzów wystarczająca dla silnika zasilanego olejem. Dla silnika zasilanego cieczą o niskiej lepkości (jaką jest emulsja HFA-E) luz ten jest zdecydowanie za duży, głównie ze względu na zbyt duże straty objętościowe w silniku.



W obecnie produkowanych silnikach satelitowych typu SM wartość luzu osiowego wynosi poniżej 5 μ m. Charakterystyki silnika SM przedstawione w niniejszej monografii nie są więc prawdziwe dla obecnie produkowanych silników. Charakterystyki te mają tylko pokazać i uzmysłowić jak duży jest wpływ rodzaju cieczy roboczej (oleju i cieczy o niskiej lepkości) na efektywne osiągi silnika.

2. Mierzone parametry silnika



Rys.2. Parametry mierzone w silniku badanym W trakcie badań silnika mierzono następujące parametry (rys. 2):

- natężenie przepływu Q (chłonność silnika), Q*
 w [l/min];
- ciśnienie p₁ i p₂ w [MPa];
- prędkość obrotową wału n w [obr./min];
- obciążenie silnika (moment obrotowy) M w [Nm].

Badania silnika hydraulicznego przeprowadzono z użyciem:

- oleju Total Azolla 46 (o temp. na dopływie do silnika 43°C i lepkości kinematycznej v = 40cSt);

 emulsji HFA-E przygotowanej na bazie koncentratu Isosynth VX110BF (1% koncentratu w wodzie) (badania przy temp. emulsji 30°C i lepkości kinematycznej v = 0,86cSt).

Przepływ Q w trakcie badań był utrzymywany na stałym zadanym poziomie (Q = const dla M = var).

3. Moc strat w silniku hydraulicznym

Moc hydrauliczna silnika P_H jest sumą mocy użytecznej silnika P_M (moc mechaniczna) i mocy strat w silniku P_L :

$$P_H = P_M + P_L \tag{1}$$

gdzie:

$$P_{H} = Q \cdot \Delta p \tag{2}$$

$$P_M = \frac{\pi}{30} \cdot M \cdot n \tag{3}$$

 P_L jest sumą mocy strat mechanicznych P_{ml} , mocy strat ciśnieniowych P_{pl} , i mocy strat objętościowych P_{vl} :

$$P_{L} = \underbrace{\frac{\pi}{30} \cdot M_{ml} \cdot n}_{P_{ml}} + \underbrace{\Delta p_{ich} \cdot Q}_{P_{pl}} + \underbrace{\Delta p_{i} \cdot Q_{l}}_{P_{vl}}$$
(4)

4. Straty objętościowe

Straty objętościowe Q₁ w silniku hydraulicznym, dla Q = const, są wynikiem różnicy ciśnienia Δp_i , występującego w komorach mechanizmu roboczego silnika i ponadto zależą od ściśliwości cieczy roboczej K, względnej prędkości ścianek szczelin v, wysokości szczelin h i lepkości dynamicznej cieczy μ [1]:

$$Q_{l} = f(\Delta p_{i}, K, \nu, h, \mu)_{O=const}$$
⁽⁵⁾

Wyniki badań silników satelitowych pokazały, że głównymi czynnikami mającymi wpływ na wartość strat objętościowych są Δp_i i μ . Straty objętościowe można określić równaniem:

$$Q_l = Q - q \cdot n \tag{6}$$

Miejsca występowania strat objętościowych w silniku satelitowym pokazano na rysunku 3. We wszystkich typach silników satelitowych nie występuje przeciek do komory wału Q_{el} , a więc $Q = Q^*$.

Charakterystyki strat objętościowych w badanym silniku SM zasilanym olejem i emulsją HFA-E pokazano na rysunku 4.



Rys.3. Mechanizm roboczy silnika satelitowego oraz miejsca występowania strat objętościowych



Rys.4. Charakterystyki strat objętościowych w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

Wyniki badań wykazały, że straty objętościowe są kilkunastokrotnie większe w przypadku zasilania silnika emulsją. Biorąc pod uwagę jedynie lepkość cieczy i laminarny charakter przepływu oleju i emulsji w szczelinach, stosunek strat objętościowych emulsji i oleju wynosiłby:

$$k_s = \frac{Q_{l,E}}{Q_{l,O}} = \frac{\mu_O}{\mu_E} \approx 40 \tag{7}$$

gdzie:

 $\begin{array}{ll} Q_{l,O}, \, Q_{l,E} - straty \; objętościowe \; w \; silniku \; zasilanym \; emulsją \; i \; olejem; \\ \mu_O, \; \mu_E & - \; lepkość \; dynamiczna \; oleju \; i \; emulsji. \end{array}$

W rzeczywistości, w szczelinach mechanizmu roboczego silnika zasilanego emulsją, praktycznie w całym zakresie Δp_i , występuje przepływ turbulentny niezupełnie rozwinięty. Opierając się na wynikach badań laboratoryjnych stwierdzono, że [3, 4]:

$$k_{s} = \frac{Q_{l,E}}{Q_{l,O}} = 0,9 \cdot \frac{\mu_{O}}{\mu_{E}} \cdot \Delta p_{i}^{-3/7}$$
(8)

Tak, więc straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją są co najwyżej kilkanaście razy większe w porównaniu do strat objętościowych w tym samym silniku zasilanym olejem.

5. Straty mechaniczne

Moment strat mechanicznych M_{ml} w silniku hydraulicznym, dla Q = const, zależy od obciążenia silnika M, prędkości obrotowej n oraz własności smarnych cieczy roboczej [2]:

$$M_{ml} = f(M, n, wlas.smarne)_{O=const}$$
(9)

Moment ten jest efektem sił tarcia mechanicznego, sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego oraz sił bezwładności cieczy zamkniętej w komorach mechanizmu roboczego.

Obszary występowania tarcia w silniku satelitowym pokazano na rysunku 5.



Rys.5. Obszary występowania tarcia w silniku satelitowym

A – pomiędzy rotorem a uszczelniaczem, B, C – pomiędzy planetą, satelitą i płytką kompensacyjną, D, E – pomiędzy zębami satelitów i planetą oraz obwodnicą, F – w łożyskach, G, H – w uszczelnieniach, 1 – planeta, 2 – satelita, 3 – obwodnica, 4 – uszczelniacz

Charakterystyki momentu strat mechanicznych w badanym silniku SM zasilanym olejem i emulsją HFA-E przedstawiono na rysunku 6. Emulsja HFA-E, jako ciecz robocza wykazuje gorsze własności smarne niż olej [6, 7]. Tak,

więc moment strat mechanicznych jest większy w silnikach zasilanych emulsją, zwłaszcza w zakresie wysokich obciążeń.



Rys.6. Charakterystyki momentu strat mechanicznych w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

6. Straty ciśnienia

Straty ciśnienia Δp_{ich} 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 :

$$\Delta p_{ich} = f(Q, \mu, \rho) \tag{10}$$

Straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych Δp_{ich} są sumą strat spowodowanych składową laminarną i składową turbulentną natężenia przepływu:

$$\Delta p_{ich} = \underbrace{C_{l} \cdot \mu \cdot Q}_{skladowa \ laminarna} + \underbrace{C_{l} \cdot \rho \cdot Q^{2}}_{skladowa \ lurbulentna}$$
(11)

gdzie: C₁ i C₁ są stałymi zależnymi głównie od wymiarów geometrycznych wewnętrznych kanałów silnika.

Badania laboratoryjne silników satelitowych wykazały, że składowa laminarna przepływu w kanałach wewnętrznych silnika jest bardzo mała. Wobec tego dominującym przepływem jest przepływ turbulentny. Czyli dominującym parametrem cieczy wpływającym na wartość oporów przepływu w kanałach wewnętrznych jest jej gęstość. Ponieważ gęstość emulsji jest większa od gęstości oleju, więc dla Q = const, straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych są wyższe dla emulsji niż dla oleju. Charakterystyki strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych badanego silnika SM zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E pokazano na rysunku 7.



Rys.7. Charakterystyki strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

Należy zaznaczyć, że straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych nie zależą od obciążenia silnika [2].

7. Konsekwencje strat w silniku

Prędkość obrotowa i spadek ciśnienia w silniku hydraulicznym zależą odpowiednio od strumienia cieczy dostarczanego do silnika i od obciążenia silnika. Zmiana obciążenia M powoduje zmianę strat mechanicznych i objętościowych (rys. 5 i 6). Tak, więc dla Q = const, zmiana obciążenia M powoduje zmianę prędkości obrotowej silnika (rys. 8). Efektywną prędkość obrotową silnika można opisać wzorem:

$$n = \frac{Q - (Q_l)_{M = \text{var}}}{q} \tag{12}$$

Jeśli obciążenie M silnika wzrośnie do odpowiednio wysokiej wartości wtedy $Q_1 = Q$ i w efekcie n = 0 (ciśnienie p₁ oczywiście wzrasta) lub otworzy się zawór bezpieczeństwa (jeśli wzrost ciśnienia p₁ jest zbyt duży).

Przyrost ciśnienia w silniku o Δp_{ml} jest spowodowany występowaniem strat mechanicznych M_{ml} w silniku (rys. 9). Podobnie zmiana natężenia przepływu Q powoduje zmianę strat ciśnienia Δp_{ich} w kanałach wewnętrznych silnika (rys. 9). Oczywiste jest, że zmiana Q (dla M = const) powoduje zmianę prędkości n. Siły bezwładności elementów mechanizmu roboczego także ulegną zmianie w skutek zmiany Q. Na rysunku 9 zaznaczono składową Δp_{il} , która jest efektem występowania w silniku sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego.



Rys.8. Charakterystyki prędkości obrotowej silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E



Rys.9. Charakterystyki strat ciśnienia w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

Generalnie, wzrost ciśnienia Δp_1 w silniku hydraulicznym wynosi:

$$\Delta p_l = \Delta p_{ich} + \Delta p_{ml} \tag{13}$$

W rezultacie, spadek ciśnienia Δp w silniku hydraulicznym jest sumą ciśnienia Δp_t będącego efektem tylko obciążenia i przyrostu ciśnienia Δp_l , będącego efektem występowania w silniku strat mechanicznych i oporów przepływu w kanałach wewnętrznych:

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_l \tag{14}$$

Charakterystyki spadków ciśnienia w badanym silniku SM zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E pokazano na rysunku 10.



Rys.10. Charakterystyki spadków ciśnienia w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

8. Bilans mocy

Straty ciśnienia, straty mechaniczne i straty objętościowe mają wpływ na bilans mocy silnika hydraulicznego. Na rysunku 11 pokazano przykład bilansu mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E dla natężenia przepływu Q = 10 l/min i obciążenia silnika momentem M = 70 Nm.



Rys.11. Bilans mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

Z powyższych charakterystyk widać, że w silniku zasilanym emulsją HFA-E występują znacznie większe moce strat, niż w silniku zasilanym olejem. Badania silników dowiodły, że moce strat wzrastają wraz z obciążeniem silnika (rys. 12).

W silnikach zasilanych emulsją największą składową mocy strat jest moc strat objętościowych. W rzeczywistości może się tak zdarzyć, że przy dużym obciążeniu silnika (tutaj około 90 Nm) zasilanego emulsją cała moc dostarczona do silnika będzie stracona powodując, że $P_M = 0$ i oczywiście n = 0.


Rys.12. Charakterystyki mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

9. Podsumowanie

Hydrauliczne silniki satelitowe, zwłaszcza silniki typu HF i SM są powszechnie stosowane w przemyśle górniczym, gdzie medium roboczym jest ciecz HFA-E. Wyniki badań nad silnikami satelitowymi pokazują, że rodzaj cieczy ma ogromny wpływ na sprawność przetwarzania energii w silniku. Większe moce strat obserwuje się w silnikach zasilanych emulsją. Największe różnice występują w mocy strat objętościowych.

Stwierdzono, że w przypadku zasilania silnika emulsją straty objętościowe są nawet kilkunastokrotnie większe niż w przypadku takiego samego silnika zasilanego olejem. Straty te są główną przyczyną bardzo niskiej sprawności całkowitej silnika zasilanego emulsją. Na przykład dla badanego silnika pracującego przy Q = 10 l/min i M = 70 Nm, sprawność całkowita wynosi 73,4% (zaś sprawność objętościowa 86,1%) w przypadku zasilania olejem a w przypadku zasilania emulsją tylko 8,4% (zaś sprawność objętościowa 10,1%).

Podstawowym parametrem konstrukcyjnym silnika satelitowego, który ma największy wpływ na przecieki wewnętrzne jest wysokość szczelin mechanizmu roboczego, tj. wielkość luzu osiowego satelitów i planety (wirnika). W badanym silniku SM luz osiowy planety i satelitów wynosił 20 μ m. Luzy te są zbyt duże dla silnika zasilanego cieczą o niskiej lepkości. Obecnie firma STOSOWANIE MASZYN produkuje silniki satelitowe typoszeregu SM z małymi luzami osiowymi – poniżej 5 μ m. Wyniki badań tych silników zostaną wkrótce opublikowane.

Wykaz oznaczeń

Μ	obciążenie silnika hydraulicznego	Nm
M_{ml}	moment strat mechanicznych w silniku	Nm
\mathbf{P}_{ml}	moc strat mechanicznych w silniku	kW
\mathbf{P}_{pl}	moc strat ciśnieniowych	kW

moc strat objętościowych	kW
moc hydrauliczna silnika	kW
moc użyteczna silnika (moc mechaniczna)	kW
moc strat w silniku	kW
natężenie przepływu (chłonność silnika)	l/min
straty objętościowe w silniku	l/min
współczynnik krotności strat objętościowych emulsji i oleju	_
prędkość obrotowa wału silnika	obr./min
ciśnienie w kanale dopływowym i odpływowym silnika	MPa
lepkość kinematyczna	cSt
gęstość cieczy	kg/m ³
spadek ciśnienia w silniku	MPa
różnica ciśnienia w komorach mechanizmu roboczego silnika	MPa
straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silnika	MPa
przyrost ciśnienia spowodowany siłami bezwładności mecha- nizmu roboczego	MPa
przyrost ciśnienia w silniku spowodowany stratami	MPa
teoretyczny spadek ciśnienia w silniku	MPa
	moc strat objętościowych moc hydrauliczna silnika moc użyteczna silnika (moc mechaniczna) moc strat w silniku natężenie przepływu (chłonność silnika) straty objętościowe w silniku współczynnik krotności strat objętościowych emulsji i oleju prędkość obrotowa wału silnika ciśnienie w kanale dopływowym i odpływowym silnika lepkość kinematyczna gęstość cieczy spadek ciśnienia w silniku różnica ciśnienia w silniku straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silnika przyrost ciśnienia spowodowany siłami bezwładności mecha- nizmu roboczego przyrost ciśnienia w silniku spowodowany stratami teoretyczny spadek ciśnienia w silniku

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.
- 3. Śliwiński P.: Model strat objętościowych w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E. Konferencja Mechanika 2007, Gdańsk, Wydział Mechaniczny Politechnika Gdańska, 2007.
- 4. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w szczelinach hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 5/2007.
- 5. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w kanałach wewnętrznych hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 4/2007.
- 6. Śliwiński P.: Lubricant property and rolling contact fatigue test of water-inoil emulsion type HFA-E and oil Total Azolla 46 as working liquids in

hydraulic systems. 4rd Fluid Power Net International PhD Symposium. Purdue University, Sarasota/Florida, 2006.

- 7. Śliwiński P.: Właściwości smarne cieczy roboczych układów hydraulicznych. Olej Total Azolla 46, emulsja HFA-E oraz woda. Hydraulika i Pneumatyka nr 6/2007.
- Śliwiński P., Balawender A.: Badania i opis zjawisk nowego typoszeregu silników hydraulicznych satelitowych z kompensacją luzów. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne '2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku", Wrocław, 17-19 maja 2005.
- 9. Śliwiński P., Balawender A.: Stanowisko, metodyka i badania silników hydraulicznych zasilanych emulsją wodno-olejową. Konferencja CYLIN-DER 2004 "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych", 2004.
- 10. Śliwiński P.: Research of low-speed high torque planet motors supplied with oil-in-water emulsion as working liquid. 3rd Fluid Power Net International PhD Symposium, Technical University of Catalonia, Terrassa, Spain, 2004.

Ocena zdatności hydraulicznych pomp i silników uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia

Ryszard Jasiński – Politechnika Gdańska

Streszczenie. Bezpieczeństwo maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym odgrywa coraz większą rolę. Jednocześnie zdarzające się srogie zimy oraz upalne lata powodują, że projektanci maszyn mają wiele trudności z wykonaniem zdatnych do pracy urządzeń w ekstremalnych warunkach otoczenia, także w ujemnych temperaturach. Z tych powodów przebadano hydrauliczne zespoły przetwarzające energię w warunkach szoku termicznego (oziębione zespoły zasilano gorącym czynnikiem roboczym). W pracy przedstawiono metody pozwalające określić parametry prawidłowego rozruchu zespołów oraz układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia. Badania eksperymentalne hydraulicznych pomp i silników wykonano w laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej.

1. Wstęp

Układy hydrauliczne, które stosowane są w wielu maszynach i urządzeniach, powinny pracować bez awarii w różnych warunkach atmosferycznych. Wyjątkowo niekorzystny jest wpływ niskiej temperatury na zdolność do pracy napędu hydraulicznego w okresie rozruchu maszyny, szczególnie po długim okresie postoju. W okresie rozruchu napęd hydrauliczny charakteryzuje się niewielką sprawnością, drganiami linii hydraulicznej oraz podwyższoną hałaśliwością. W tych bardzo niekorzystnych warunkach następuje zdecydowane zmniejszenie żywotności zespołów hydraulicznych, także częstsze występowanie awarii układów.

Rozruch zespołów hydraulicznych w niskiej temperaturze otoczenia może się odbywać przy zastosowaniu zimnego lub też gorącego czynnika roboczego, jakim najczęściej jest olej hydrauliczny.

Możliwe są następujące przypadki uruchomienia układu hydraulicznego w niskich temperaturach (rys. 1):

- wszystkie zespoły układu hydraulicznego maszyny roboczej w momencie rozruchu mają taką samą niską temperaturę początkową, tj. z układu zasilania płynie czynnik roboczy o niskiej temperaturze do oziębionych zespołów sterujących i wykonawczych;
- 2. olej w zbiorniku jest rozgrzany, natomiast układ zasilający, zespoły sterujące i wykonawcze oziębione;
- 3. układ zasilający ma temperaturę wyższą niż oziębione zespoły sterujące i wykonawcze;
- 4. zespoły wykonawcze są oziębione, natomiast układ zasilania i zespoły sterujące posiadają temperaturę wyższą.



Rys.1. Cztery przypadki warunków uruchomienia układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia

W pierwszym przypadku (1) w momencie rozruchu cały układ hydrauliczny włącznie z olejem posiada temperaturę równą temperaturze otoczenia, natomiast w pozostałych przypadkach rozruchu układów (2, 3, 4) olej tuż przed samym zasileniem oziębionego zespołu jest podgrzewany do temperatury znacznie większej aniżeli temperatura otoczenia – są to warunki szoku termicznego.

Podczas zasilania zespołu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego powstaje nieustalony stan cieplny. Następuje niejednakowe nagrzewanie się poszczególnych elementów zespołu, wskutek różnych cech konstrukcyjnych i materiałowych. Powoduje to różną w czasie rozszerzalność cieplną elementów zespołu, co wpływa na zmianę wielkości luzów między współpracującymi elementami.

2. Badanie hydraulicznych pomp i silników w niskich temperaturach otoczenia

W laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej przebadano w warunkach szoku termicznego kilka konstrukcji pomp i silników hydraulicznych [1-5].

Przebadano pompy: wielotłoczkowe osiowe PWK 27 firmy Hydrotor (rys. 2), PVM016R1D serii PVplus firmy Parker (rys. 3), zębatą PZ-2-K-10 firmy Hydrotor (rys. 4) oraz silniki: satelitowy SOK 100 firmy Hydroster (rys. 5), orbitalne TF 170 firmy Parker (rys. 6) i GMR 160 firmy Rexroth (rys. 7). Są one powszechnie stosowane w układach napędowych maszyn.



Rys.2. Pompa PWK 27 [6] firmy Hydrotor z otworami pod termopary w elementach nieruchomych

1 - pokrywa, 2 - korpus przedni, 3 - blok cylindrowy - obszar nr 1, 4 - blok cylindrowy - obszar nr 2, 5 - pokrywa bloku cylindrowego, 6 - korpus tylny



Rys.3. Pompa wielotłoczkowa osiowa PVM016R1D serii PVplus firmy Parker [7] Miejsca umieszczenia termopar w pompie 1 i 2 w tarczy oporowej, 4 i 5 – w korpusie na wysokości wirnika, 3 i 6 – w płycie symetrycznie w pobliżu kanałów ssania/tłoczenia



Rys.4. Pompa zębata PZ-2-K-10 firmy Hydrotor

Zaznaczone są miejsca pomiaru temperatury w:

- kole zębatym,
- korpusie,
- pokrywie, płycie.



Rys.5. Silnik SOK produkcji firmy Hydroster

1 – korpus, 2 – wirnik, 3 – satelita, 4 – wał, 5, 6 – pokrywy, 7 – pierścień ustalający, 8, 9 – zawór zwrotny, 10, 11 – pierścienie, 12 – kołek, 13 – kolektor



 $\frac{1}{12}$ $\frac{3}{14}$ $\frac{5}{15}$ $\frac{6}{1}$ $\frac{1}{12}$ $\frac{1}{12}$ $\frac{1}{12}$ $\frac{1}{12}$ $\frac{1}{15}$ $\frac{1}{15}$

Rys.6. Silnik orbitalny TF 170 firmy Parker 1 – rozrząd, 2 – korpus, 3 – wałek uzębiony, 4 – rolka, 5 – wirnik, 6 – kadłub

Rys.7. Silnik orbitalny GMR 160 firmy Rexroth z czujnikami do pomiaru temperatury

1 – wał, 2 – pokrywa przednia, 3 – kadłub, 4 – wałek uzębiony, 5 – wirnik, 6 – korpus, 7 – pokrywa tylna, 8 – tarcza rozrządcza, 9 – rolka (oznaczenia na rysunku T1 ÷T8 określają miejsce pomiaru temperatury za pomocą termopary o tym samym oznaczeniu)

3. Określenie luzu pomiędzy współpracującymi elementami podczas rozruchu zespołu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego

Zmiany luzów pomiędzy współpracującymi elementami zespołów hydraulicznych podczas rozruchu urządzenia w omawianych warunkach zależą od

wielu czynników: obciążenia, temperatury otoczenia i oleju, natężenia przepływu oleju.

Na rysunku 8 przedstawiono luzy: geometryczny l_0 , montażowy l_m i efektywny l_e . Luz geometryczny l_0 jest określony rzeczywistymi wymiarami współpracujących elementów. Podczas montażu elementów zespołu hydraulicznego luz geometryczny l_0 ulega zmniejszeniu o odkształcenia sprężyste elementów Δl_m w wyniku zacisku montażowego.



Rys.8. Analiza wymiarowa określająca luz efektywny między współpracującymi elementami zespołu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego Luz efektywny l_e zależy od luzu montażowego $l_m = l_0 - \Delta l_m$, odkształceń sprężystych elementów zespołów hydraulicznych Δl_p , w wyniku oddziaływania ciśnienia oleju oraz różnicy rozszerzalności cieplnej liniowej Δl_t współpracujących elementów podzespołu.

Luz efektywny można określić w czasie rozruchu (τ) oziębionego zespołu w rozpatrywanych warunkach z zależności:

$$l_e(\tau) = l_m + \Delta l_p(\tau) - \Delta l_t(\tau) \tag{1}$$

Oddziaływanie ciśnienia na elementy ruchome i nieruchome zespołu hydraulicznego powoduje ich odkształcenie. Ciśnienie wpływa na zwiększenie luzu. Im ciśnienie jest większe w komorach zespołu, tym bardziej zwiększa się efektywny luz w wyniku odkształceń sprężystych elementów zespołu hydraulicznego $\Delta l_p(\tau)$ podczas zasilania go w warunkach szoku termicznego.

4. Przykładowe wyniki przeprowadzonych badań pompy PWK 27 w warunkach szoku termicznego

4.1. Określenie zmiany luzu efektywnego pomiędzy tłoczkiem a tuleją cylindryczną

Na rysunku 9 przedstawiony jest początkowy przebieg nagrzewania tłoczka oraz przebieg nagrzewania pokrywy bloku cylindrowego. Na podstawie analizy kilku przebiegów nagrzewania się tłoczka podczas badań, stwierdzono, że tempo nagrzewania się tłoczka jest zawsze mniejsze bądź równe tempie nagrzewania stopki hydrostatycznej. Do celów obliczenia luzu pomiędzy tłoczkiem a tuleją cylindryczną przyjęto zamiast przebiegu temperatury nagrzewania tłoczka, przebieg temperatury nagrzewania się stopki hydrostatycznej, gdyż nastąpiło uszkodzenie termopary pomiaru temperatury tłoczka (rys. 9).



Rys.9. Temperatura tłoczka, stopki hydrostatycznej, bloku cylindrowego i różnicy temperatur między tłoczkiem i blokiem cylindrowym dla parametrów rozruchu: temperatura otoczenia -20°C, temperatura oleju 48°C, prędkość obrotowa 1100 obr./min, ciśnienie na tłoczeniu 5,2 MPa

Zmiany luzu promieniowego podczas rozruchu oziębionej do -20° C pompy zasilanej gorącym olejem o temperaturze 48°C i prędkości obrotowej wału pompy 1100 obr./min przedstawiono na rysunku 10.



Rys.10. Zmiana luzu pomiędzy tłoczkiem i tuleją rozrządczą dla parametrów pracy pompy po rozruchu: temperatura komory chłodniczej -20°C, temperatura oleju 48°C, prędkość obrotowa 1100 obr./min, ciśnienie na tłoczeniu 5,2 MPa

Największy spadek luzu wystąpił w około 30 sekundzie rozruchu pompy (rys. 10). W tym właśnie okresie dochodzi do największej różnicy temperatur pomiędzy temperaturą tłoczka i temperaturą tulei rozrządczej. W dalszej części rozruchu następuje wyrównywanie się temperatur współpracujących części, co prowadzi do wzrostu luzu promieniowego do pożądanych wartości.

4.2. Sprawność pompy PWK 27 podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego

Rozruch pompy PWK-27 w warunkach szoku termicznego powoduje obniżenie sprawności hydrauliczno-mechanicznej. W pierwszych sekundach po rozruchu (dla parametrów: ciśnienie na tłoczeniu 9,15 MPa, wydajność 30 dm³/min, temperatura otoczenia -12°C, temperatura oleju 49°C) sprawność hydrauliczno-mechaniczna wynosiła 0,65 i wzrosła w czasie 300 sekund do 0,85 (rys. 11). Sprawność zależy w dużej mierze od obciążenia pompy, które w omawianym przypadku wynosiło zaledwie 9 MPa. Im wyższe jest ciśnienie obciążające pompę, tym wyższa jest jej sprawność hydrauliczno-mechaniczna, jednocześnie niższa sprawność objętościowa.



Rys.11. Sprawność całkowita, objętościowa i hydrauliczno-mechaniczna dla parametrów: ciśnienie na tłoczeniu 9,15 MPa, wydajność 30 dm³/min, temperatura otoczenia -12°C, temperatura oleju 49°C

Pompa PWK-27 charakteryzuje się bardzo wysoką sprawnością objętościową bliską jedności. Podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego sprawność objętościowa nieznacznie maleje do 0,97 (rys. 11).

5. Przykładowe wyniki przeprowadzonych badań pompy PZ2-K-10 pracującej jako silnik w warunkach szoku termicznego

Podczas procesu nagrzewania pompy PZ2-K-10 pracującej jako silnik w warunkach szoku termicznego sprawność całkowita (rys. 12) rośnie do 0,8 w czasie 200 sekund. Niska sprawność objętościowa spowodowana jest wysokim ciśnieniem zasilania silnika. Wraz ze wzrostem temperatury silnika sprawność objętościowa maleje.



Rys.12. Charakterystyki sprawności w funkcji czasu podczas rozruchu silnika PZ2-K-10 dla parametrów: $Q = 6 \text{ dm}^3/\text{min}$, M = 11 Nm, $\Delta T = 53^{\circ}\text{C}$

6. Metody określenia obszarów prawidłowego i nieprawidłowego działania zespołu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego

Zarejestrowane charakterystyki podczas badań eksperymentalnych nagrzewania elementów zespołów hydraulicznych oraz opracowana metodyka obróbki danych umożliwiają ocenę zmiany luzu efektywnego w procesie rozruchu w warunkach szoku termicznego.

Luz ten można wyznaczyć za pomocą kilku metod (rys. 13):

- eksperymentalnej
- analitycznej
- symulacji komputerowej.

Metody te umożliwiają określenie prawidłowej lub nieprawidłowej pracy zespołu (układu) hydraulicznego.



Rys.13. Metody określające prawidłową lub nieprawidłową pracę podzespołu (układu) hydraulicznego

Na podstawie badań eksperymentalnych zespołów hydraulicznych (metoda eksperymentalna) można określić obszary ich prawidłowego działania. Dla każdego przebadanego w laboratorium zespołu hydraulicznego określono obszary prawidłowego i nieprawidłowego działania.

Jednym z badanych zespołów w warunkach szoku termicznego była pompa PWK 27.

Temperaturę w komorze chłodniczej ustalano w zakresie od -20 do 20°C. Ciśnienie oleju Total Azolla 46 na wyjściu z pompy nastawiano w zakresie od 5 do 12 MPa, a prędkość obrotową od 500 do 2500 obr./min.

Badania pompy PWK27 wykazały, że pracuje ona podczas rozruchu w pewnych warunkach nieprawidłowo.

W przypadku, gdy rozruch ten przebiega przy niskim ciśnieniu po stronie tłocznej pompy około 5 MPa i prędkości obrotowej powyżej 1500 obr./min (rys. 14). Nieprawidłowa praca objawiała się chwilowym brakiem odciążenia hydrostatycznego w miejscu współpracy stopki hydrostatycznej z tarczą oporową, w początkowej fazie rozruchu pompy. Nieprawidłowej pracy pompy PWK 27 w warunkach szoku termicznego można zapobiec przez zastosowanie zaworu przelewowego umieszczonego za pompą, podnoszącego ciśnienie co najmniej do 5 MPa.



Rys.14. Parametry rozruchu pompy PWK27 w warunkach szoku termicznego

Drugą metodą wyznaczenia luzu efektywnego jest metoda analityczna. Metoda pozwala wyznaczyć przebiegi efektywnego luzu dla różnych warunków zasilania zespołów hydraulicznych według zależności 1.

Temperatury ruchomych i nieruchomych elementów zespołów hydraulicznych w funkcji czasu można określić na podstawie równań [1]:

$$T_{R}(\tau) = T_{ol} - \Delta T_{ol-ot} \cdot e^{-\sigma_{R} \cdot \tau}$$
⁽²⁾

$$T_N(\tau) = T_{ol} - \Delta T_{ol-ot} \cdot e^{-\sigma_N \cdot \tau}$$
(3)

gdzie:

 $\sigma_{R} = \frac{\alpha_{R} \cdot F_{WR} \cdot \psi_{R}}{m_{R} \cdot c_{R}} , \sigma_{N} = \frac{\alpha_{N} \cdot F_{WN} \cdot \psi_{N}}{m_{N} \cdot c_{N}} - \text{tempa nagrzewania elementów ruchomych i}$

nieruchomych,

 $\Delta T_{ol-ot} = T_{ol} - T_{ot}$ - różnica temperatur oleju T_{ol} i otoczenia T_{ot},

- ψ_R , ψ_N stopnie nierównomierności rozkładu temperatur w elementach ruchomych i nieruchomych [1],
- α_R, α_N współczynniki przejmowania ciepła (rys. 15),
- m_R, m_N masy elementów ruchomych i nieruchomych,
- F_{WR}, F_{WN} powierzchnie elementów ruchomych i nieruchomych wymiany ciepła od oleju,
- c_R, c_N ciepła właściwe elementów ruchomych i nieruchomych.

Podczas rozruchu zespołu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego nie dojdzie do wykasowania efektywnego luzu (l_e > 0), przy założeniu $\Delta p_p = 0$, jeżeli będzie spełniona nierówność wyznaczona na podstawie zależności 1, 2, 3:

$$l_m + (T_{ol} - T_0) \cdot (h_N \cdot \beta_N - h_R \cdot \beta_R) + \Delta T_{ol-ot} \cdot (h_R \cdot \beta_R \cdot e^{\frac{-\alpha_R \cdot F_{WR} \psi_R \cdot \tau}{m_R \cdot c_R}} - h_N \cdot \beta_N \cdot e^{\frac{-\alpha_N \cdot F_{WN} \cdot \psi_N \cdot \tau}{m_N \cdot c_N}}) > 0$$
(4)

gdzie:

 β_{R} , β_{N} - współczynniki liniowej rozszerzalności cieplnej elementów ruchomych (R) i nieruchomych (N),

 T_0 - temperatura pomiaru wymiaru liniowego elementów,

 h_R , h_N - wymiary liniowe elementów ruchomych (R) i nieruchomych (N).

Na zmianę efektywnego luzu według zależności (4) mają wpływ: powierzchnie wymiany ciepła, masy elementów, ciepła właściwe elementów, współczynniki przejmowania ciepła, luz początkowy, różnice temperatur oleju i otoczenia.

Na podstawie zarejestrowanych przebiegów temperatur nagrzewających się elementów zespołów podczas badań eksperymentalnych wyznaczono współczynniki przejmowania ciepła (rys. 15) od oleju do powierzchni elementów badanych zespołów, które są niezbędne w celu określenia efektywnego luzu między współpracującymi elementami zespołu.



Rys.15. Charakterystyki współczynników przejmowania ciepła w zależności od średniej prędkości przepływu oleju dla silnika satelitowego, orbitalnego, szybkoobrotowego zębatego, rozdzielacza suwakowego (RE2510/101), pompy wielotłoczkowej osiowej(PV16)

Trzecia metoda określenia obszaru prawidłowego działania zespołu hydraulicznego w zależności od natężenia przepływu (prędkości obrotowej) oraz różnicy temperatur oleju i zespołu hydraulicznego to metoda symulacji komputerowej.

W celu przeprowadzenia obliczeń numerycznych nagrzewania elementów zespołów hydraulicznych niezbędne jest przyjęcie odpowiednich warunków. Jednym z nich jest współczynnik przejmowania ciepła od oleju do powierzchni nagrzewających się elementów (rys. 15). Symulacja komputerowa nagrzewania elementów zespołów umożliwia interpretację zjawisk występujących w badanych zespołach, a zwłaszcza określenie zmiany luzów w procesie rozruchu. Można określić warunki, przy których możliwa jest bezpieczna ich eksploatacja. Na rysunku 16 przedstawiono wyniki symulacji komputerowej nagrzewania elementów zespołów hydraulicznych między innymi: silnika satelitowego (rys. 16a), silnika szybkoobrotowego zębatego (rys. 16b).

Wykonano symulację komputerową nagrzewania się innych zespołów hydraulicznych, takich jak: pompy PWK 27, silnika orbitalnego GMR 160. Na podstawie rozkładu pól temperatury elementów zespołów hydraulicznych wyznaczono przebiegi temperatur w tych miejscach, w których były wykonane pomiary eksperymentalne. Porównując przebiegi temperatury nagrzewających się elementów zespołów z symulacji z uzyskanymi z eksperymentu stwierdzono dużą zbieżność.



Rys.16. Nagrzewanie się zespołów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego: a) silnika SOK 100 w 50 sekundzie (natężenie przepływu 104 dm³/min, temperatura otoczenia 0 °C, temperatura oleju 46 °C), b) pompy PZ2-K-10 w 80 sekundzie (temperatura otoczenia -21°C, temperatura oleju 53°C, prędkość obrotowa 600 obr./min, ciśnienie robocze 10 MPa)



Rys. 17. Przebieg temperatury korpusu wg eksperymentu i symulacji komputerowej (punkt T3 - rys. 4). Warunki rozruchu: temperatura otoczenia -21°C, temperatura oleju 53°C, prędkość obrotowa 6000br./min, ciśnienie robocze 10 MPa

Porównując ze sobą przebiegi temperatury korpusu pompy PZ2-K-10 (rys. 4) otrzymane podczas badań eksperymentalnych i symulacji komputerowej (rys. 17) wyraźnie widać, że są zbieżne.

7. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych zespołów hydraulicznych: silników satelitowych, silników orbitalnych, pomp i silników zębatych, pomp tłoczkowych, stwierdzono, że w warunkach szoku termicznego może dochodzić do nieprawidłowego ich działania, szczególnie przy dużej różnicy temperatur oleju i zespołów w chwili początkowej.

Została stworzona baza danych z wartościami współczynników przejmowania ciepła od oleju do powierzchni obmywanej w zależności od prędkości przepływu oleju dla różnych zespołów hydraulicznych. Na podstawie tych danych, za pomocą metody symulacji komputerowej lub analitycznej, można określić obszary parametrów (natężenia przepływu (prędkości obrotowej) oraz różnicy temperatur oleju i zespołu hydraulicznego) prawidłowego działania zespołów (układów) hydraulicznych w warunkach szoku termicznego. Dla przykładu na rysunku 18 zilustrowano określone za pomocą symulacji komputerowej obszary parametrów rozruchu w warunkach szoku termicznego hydraulicznego satelitowego silnika SOK 1600 z efektywnym luzem montażowym 51 µm w warunkach szoku termicznego (największego w ofercie produkcyjnej ZUO HYDROSTER), który nie był badany eksperymentalnie.



Rys.18. Obszary pracy silnika SOK 1600 w warunkach szoku termicznego

Metody analityczna i symulacji komputerowej do określenia obszaru prawidłowego działania zespołu (układu) hydraulicznego w warunkach szoku termicznego mogą być wykorzystane przez projektantów w konstruowaniu zespołów hydraulicznych i projektowaniu układów hydraulicznych wykorzystywanych w urządzeniach i maszynach pracujących w warunkach niskich temperatur otoczenia.

Literatura

- 1. Jasiński R.: Działanie wolnoobrotowych silników hydraulicznych w warunkach szoku termicznego. Praca doktorska, promotor: A. Balawender. Gdańsk 2002.
- 2. Jasiński R.: Badanie eksperymentalne pompy wielotłoczkowej osiowej PWK 27 firmy HYDROTOR w niskich temperaturach otoczenia, Czasopismo: Napędy i sterowanie 4/08.
- 3. Kamrowski Ł.: Badania eksperymentalne działania gerotorowego silnika hydraulicznego podczas rozruchu w warunkach niskiej temperatury otoczenia. Praca dyplomowa, promotor R. Jasinski, Gdańsk 2005.
- 4. Łazaronek A.: Badania eksperymentalne działania wielotłoczkowej pompy hydraulicznej podczas rozruchu w warunkach niskiej temperatury otoczenia. Praca dyplomowa, promotor R. Jasinski, Gdańsk 2005.
- 5. Tomczak P.: Badania eksperymentalne działania szybkoobrotowego silnika hydraulicznego podczas rozruchu w niskich temperaturach otoczenia. Praca dyplomowa, promotor R. Jasinski, Gdańsk 2004.
- 6. Osiecki A., Osiecki L.: Prace rozwojowe nad nową konstrukcją pomp wielotłoczkowych osiowych. Hydraulika i Pneumatyka 4/98, s. 4÷9, Wrocław, 1998.
- 7. Materiały firmy Parker

Adaptacja łuków kolan zainstalowanych na rurociągu do pomiaru strumienia objętości płynu

Łukasz Malinowski – ABB Sp. z o.o. Centrum Badawcze, Kazimierz Rup, Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

Streszczenie: W pracy podjęto próbę wykorzystania zainstalowanych na rurociągu łuków kolan do kontroli lub pomiaru strumienia objętości (masy) przepływającego płynu. W celu praktycznej realizacji wcześniej opracowanej metody zbudowano stanowisko doświadczalne, na którym zainstalowano dwa łuki kolan o przekrojach niekołowych. Obliczenia numeryczne wykonano za pomocą pakietu FLUENT 6.1. Otrzymane rezultaty porównano z odpowiednimi wynikami uzyskanymi za pomocą pomiaru kryzowego.

1. Wprowadzenie

Przepływomierze kolanowe mogą być stosowane do pomiaru strumienia przepływu gazów, cieczy oraz zawiesin [1, 3]. Zalecane są zwłaszcza do pomiaru dużych strumieni przepływu.

Zasada działania przepływomierza kolanowego polega na wykorzystaniu zależności strumienia objętości płynu od różnicy ciśnień zmierzonych w punktach po obu stronach kolana. Klasyczny sposób pomiaru sprowadza się do wyznaczenia wspomnianej różnicy ciśnień, następnie do przyporządkowania odpowiedniego strumienia płynu, opierając się na wcześniej wyznaczonej charakterystyce przyrządu. Niekiedy zamiast charakterystyk przyrządu wykorzystuje się proste zależności algebraiczne otrzymane z opracowania wyników badań doświadczalnych. Zależności te określone są dla konkretnych parametrów przepływu i obarczone mogą być znacznymi błędami [1, 6, 7]. W celu uzyskania zadowalającej dokładności i powtarzalności, w przypadku klasycznego pomiaru, znane przepływomierze kolanowe muszą być często wzorcowane indywidualnie nawet dla tego samego płynu z uwagi na zmieniające się warunki pracy [1]. W praktyce często zdarza się również, że produkowane łuki kolan, zwłaszcza te o większych gabarytach, posiadają znaczne tolerancje wymiarów. Objawia się to najczęściej owalizacją ich przekrojów poprzecznych oraz trudnością znalezienia identycznych egzemplarzy np. w celu zamiany.

Aby wyeliminować wymienione wady metody klasycznej opracowano w pracach [6, 7] nową metodę pomiaru strumienia objętości (masy) płynu w zastosowaniach do przepływomierzy kolanowych. Cechą charakterystyczną tej metody jest dwuparametrowe (Δp , Re) badanie wyznaczanego strumienia objętościowego płynu. Istota metody polega na tym, że dokonuje się w warunkach przepływu ustalonego, pomiaru różnicy ciśnienia w dwóch, skrajnych punktach leżących na siecznej kąta kolana, po jego obu stronach. W następnej fazie pomiaru porównuje się zmierzoną wartość różnicy ciśnienia (Δp_{tuk}) z odpo-

wiednia wartościa (Δp_{num}), wyznaczana na drodze rozwiązania numerycznego równań bilansu masy i pędu oraz równań opisujących wybrany model turbulencji, tak dopasowując badaną wartość strumienia objętościowego (masowego) przepływu w procesie obliczeń, aby wspomniane różnice ciśnień były sobie równe z założoną dokładnością, równą np. niedokładności pomiaru ciśnienia. W obliczeniach numerycznych uwzględnia się również dokładna geometrię obszaru przepływu oraz zmierzona temperature płynu, na podstawie której określa się właściwości termofizyczne płynu. W pierwszym kroku obliczeń zakłada się dwie skrajne wartości liczby Reynolds'a (Re₀ i Re₁), którym odpowiada odpowiednio minimalna i maksymalna wartość mierzonego strumienia objętości za pomocą analizowanego przepływomierza kolanowego. W następnej fazie pomiaru, poszukiwana wartość strumienia objętościowego przepływu wyznacza się w sposób numeryczny dokonując minimalizacji wyrażenia stanowiącego różnicę pomiędzy wielkością zmierzoną (Δp_{luk}) i odpowiednią obliczoną (Δp_{num}). Proces minimalizacji wspomnianej różnicy ciśnień (różnica zmierzona i obliczona) przeprowadzony zostaje za pomocą metody siecznych [6, 7].

W niniejszej pracy zastosowano opracowaną metodę pomiaru [6, 7] do identyfikacji lub kontroli strumienia objętości (masy) przepływającego płynu w rurociągach z zainstalowanymi łukami kolan o zdeformowanych przekrojach poprzecznych.

2. Opis stanowiska badawczego

W celu praktycznej realizacji zastosowanej metody pomiaru strumienia objętości przepływającego płynu zbudowane zostało stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiony został na rysunku 1. Podstawową częścią tego stanowiska jest rurociąg *1* o średnicy wewnętrznej $D_w = 146$ mm wykonany z PCV, złożony z czterech części: odcinka poziomego o długości $L_1 + L_2 = (4,6 + 4,3)$ m, łuku kolana I oraz odcinka pionowego za kolanem I o długości $L_3 = 0,8$ m. Następnie zamontowano łuk kolana II i za nim prostoliniowy odcinek rury o długości $L_4 = 2,1$ m. W połowie poziomego odcinka rury umieszczono kryzę pomiarową 2 o średnicy wewnętrznej d_{kryza} = 114,75 mm [1, 5]. Pomiar spadku ciśnienia na kryzie wykonywany był za pomocą przetwornika ciśnienia *3* i miernika *4*. Otworki impulsowe do odbioru ciśnienia na kryzie były wykonane w odległości 25 mm od kryzy, zarówno po stronie dopływowej, jak i odpływowej. Wszystkie długości odcinków prostych rurociągu zostały dobrane tak, aby spełnione były wymagania norm dotyczących pomiarów wielkości za pomocą zastosowanych przyrządów [1, 5].

Na siecznej łuków kolan wykonano po dwa otwory impulsowe do pomiaru różnicy ciśnienia (rys. 1). Wspomnianą różnicę ciśnienia mierzono za pomocą zestawu przetwornika ciśnienia *3*, wraz z miernikiem cyfrowym *4*.



 1 - rurociąg z zamontowanymi kolanami, 2 - kryza pomiarowa, 3 - przetworniki ciśnienia, 4 - mierniki cyfrowe, 5 - termoanemometr, 6 - stożek z blachy, 7 - wentylator promieniowy, 8 - przetwornica częstotliwości (falownik), 9 - regulator częstotliwości

Do miernika 4 podłączona została również sonda do pomiaru temperatury typu oporowego (PT 100). Na podstawie zmierzonej temperatury przepływającego powietrza określa się następnie jego właściwości termofizyczne (ρ , ν). Jak widać z rysunku 1 opisany rurociąg jest umieszczony po stronie ssawnej wentylatora, aby wyeliminować zaburzenia przepływu wynikające z jego pracy. Koniec rurociągu połączono za pomocą stożka z blachy 6 z króćcem ssawnym wentylatora 7.

Żądany strumień objętościowy przepływu regulowany był za pomocą tyrystorowej przetwornicy częstotliwości 8, która umożliwiała płynną regulację obrotów wentylatora. Dodatkowo w celu identyfikacji profilu prędkości w siecznej kolan wykonywano odpowiednie pomiary składowej prędkości za pomocą termoanemometru 5. Termoanemometr 5 był wprowadzany wymiennie do otworów impulsowych przeznaczonych do pomiaru różnicy ciśnienia. Wbudowane na stanowisku badawczym łuki kolan mają kąty zakrzywienia $\varphi = 90^{\circ}$ i nominalną średnicę $D_n = 145$ mm. Opisane łuki kolan wykonane są z PCV i odznaczają się dużym stopniem gładkości zarówno powierzchni wewnętrznych, jak też zewnętrznych. Ze względu na stosunkowo duże tolerancje wymiarów łuków kolan dostępnych w handlu, przed ich zainstalowaniem dokonano

szczegółowych oględzin i pomiarów. Dołożono przede wszystkim wielu starań, aby wybrać spośród dostępnych w handlu dwa bardzo podobne łuki kolan. W szczególności dokonano dokładnego pomiaru promienia krzywizny oraz średnic w dwóch głównych płaszczyznach przekroju poprzecznego.

Aby wyznaczyć średni promień krzywizny łuku kolana, dokonano rzutowania jego konturów na płaszczyznę poziomą (przed zamontowaniem na rurociągu). Następnie połączono końce zakrzywionych konturów za pomocą odcinków linii prostej (cięciwy C_z i C_w) jak na rysunku 2. Mierząc długości cięciw C_z i C_w oraz strzałek ugięcia S_z i S_w odpowiednio, wyznaczono promienie R_z i R_w łuku kolana ze wzoru [4]:

$$R_z = \frac{C_z^2}{8S_z} + \frac{S_z}{2} \tag{1}$$

$$R_{w} = \frac{C_{w}^{2}}{8S_{w}} + \frac{S_{w}}{2}$$
(2)

Średni promień krzywizny wyznaczano z zależności:

$$R = \frac{R_z + R_w}{2} \tag{3}$$

Jak wspomniano wyżej, starano się wybrać spośród dostępnych w handlu, dwa najbardziej zbliżone łuki. Dla wybranych łuków kolan zmierzono: $C_z =$ 830 mm, $S_z = 172$ mm, $C_w = 630$ mm i $S_w = 130$ mm. Po podstawieniu zmierzonych wartości C_z , C_w , S_z i S_w do wzorów (1)–(3) otrzymano wartości średniego promienia krzywizny R = 518 mm.



Rys.2. Sposób pomiaru cięciw i strzałek ugięcia łuków

Pomiary przekrojów poprzecznych łuków kolan wykonano również w sposób pośredni. Początkowo dokonano pomiaru średnic zewnętrznych w czterech płaszczyznach wzajemnie prostopadłych. Następnie zmierzono w odpowiednich miejscach grubości ścianek łuków za pomocą grubościomierza ultradźwiękowego. Na podstawie otrzymanych pomiarów i oględzin zewnętrznych odtwo-

rzono przebieg krawędzi wewnętrznej przekroju poprzecznego. Warto zaznaczyć, że zmierzone bezpośrednio grubości ścianek łuków kolan w miejscu wykonanych otworów do pomiaru różnicy ciśnienia umożliwiły dokładną kalibrację grubościomierza ultradźwiękowego (MG 232 S). Dla omawianych kolan wynoszą one: $D_{w_a} = 139,5$ mm, $D_{w_b} = 146$ mm. Nadmienić należy również, że dla starannie wybranych łuków kolan (łuk I i II) odchylenia ich wymiarów były nieznaczne.

Odległość pomiędzy kolanami została tak dobrana, aby spełnione były wymagania prawidłowego pomiaru [1] odnośnie długości prostego odcinka rurociągu za pierwszym kolanem. Długość ta jednakże celowo nie spełnia tych wymagań w przypadku odcinka prostego przed drugim kolanem. Dzięki temu na tak zbudowanym stanowisku możliwe było dodatkowo sprawdzenie wpływu długości odcinków prostych poprzedzających kolana na dokładność pomiaru za pomocą przepływomierza kolanowego. Taki sposób połączenia łuków kolan umożliwiał ocenę ewentualnego efektu instalacji przepływomierza.

3. Wyznaczenie strumienia objętości płynu zgodnie z ideą zastosowanej metody

Aby można było zrealizować obliczenia numeryczne zgodnie z ideą opracowanej metody należało, w przypadku rozważanego stanowiska, zbudować model geometryczny. W modelu geometrycznym przyjeto długość odcinka prostoliniowego przed pierwszym kolanem równa $L_2 = 20D_w$. Po stronie odpływowej drugiego kolana założono odcinek o długości L4 = 10Dw. Zamodelowany odcinek pomiędzy kolanami posiada długość dokładnie taką, jaka jest w rzeczywistości na stanowisku, to jest $L_3 = 0,796$ m. Ze względu na nieznaczne różnice średnic łuków zamontowanych na stanowisku badawczym w modelu numerycznym łuki obydwu kolan posiadają te same wymiary równe wymiarom kolana pierwszego patrząc w kierunku przepływu ($D_{w a} = 139,5 \text{ mm i } D_{w b} =$ 146 mm). Opracowany model geometryczny stanowiska przedstawiono na rysunku 3. Czarną strzałką oznaczony został kierunek przepływu płynu. Przedstawiony na rysunku 3a model geometryczny wypełniono siatką objętości skończonych za pomoca programu GAMBIT, bedacego preprocesorem pakietu FLUENT [2]. Na rysunku 3b przedstawiono sposób podziału przestrzennego obszaru całkowania numerycznego w przekroju wlotowym rurociągu. Stosunek grubości najmniejszego elementu graniczącego ze ścianą do średnicy rury w prezentowanym modelu wynosi $\delta r / D = 0,00137$. Współczynnik przyrostu wymiaru grubości (stosunek grubości elementu poprzedniego do następnego) równa się 1,5. Uzyskana siatka podziału jest siatką strukturalną wykorzystującą elementy graniastosłupowe o podstawie czworokątnej. Do oceny wygenerowanej siatki zastosowano parametr skośności. Wartość wspomnianego parametru skośności w rozważanym przypadku nie przekracza 0,5.

Uwzględniając opracowany, realistyczny model geometryczny przepływu płynu na stanowisku badawczym, przeprowadzono obliczenia numeryczne za pomocą pakietu FLUENT 6.1 [2] zgodnie z ideą prezentowanej metody pośredniego pomiaru strumienia przepływu. Badania doświadczalne umożliwiające otrzymanie danych pomiarowych w celu pośredniego wyznaczenia strumienia objętościowego przepływu przeprowadzono na opisanym w poprzednim rozdziale stanowisku badawczym. Pomiaru różnicy ciśnienia na łuku kolan Δp_{huk} oraz dla porównania na kryzie Δp_{kryza} zamontowanej na poziomym odcinku rurociągu przed kolanem I dokonywano przy stałej nastawie obrotów wentylatora. Warto zaznaczyć, że warunki przepływu ustalonego na opisanym stanowisku badawczym były osiągane w krótkim czasie, wynoszącym około kilkanaście sekund.



Rys.3. Model geometryczny stanowiska badawczego (a) oraz siatka podziału w przekroju wlotowym rurociągu (b)

W celu wyznaczenia obliczeniowej różnicy ciśnienia (Δp_{num}) dokonano całkowania równań ruchu płynu wraz z równaniami wybranego modelu turbulencji (k- ω SST [2, 6, 7]. Do obliczeń zastosowano pakiet o nazwie FLUENT 6.1 [2]. Obliczenia realizowano na jednostce dwuprocesorowej Intel Xeon. Jak wspomniano w opisie prezentowanej metody pośredniego pomiaru strumienia objętości płynu, w równaniach ruchu płynu występuje w postaci współczynnika nieznana wartość liczby Reynolds'a. Wartość Re wyznaczamy, zgodnie z ideą prezentowanej metody, żądając w procesie obliczeń spełnienia warunku:

$$F(Re) = |\Delta p_{luk} - \Delta p_{num}| \le \varepsilon$$
(4)

gdzie:

 $\epsilon-$ zadana, mała wielkość, której wartość równa się np. niedokładności pomiaru ciśnienia.

W obliczeniach zakładano dopuszczalną odchyłkę mierzonego ciśnienia wynoszącą $\varepsilon \le 0,1$ Pa. Do wyznaczenia minimum różnicy ciśnień (4) zastosowano metodę siecznych [6, 7]. W metodzie tej każde następne przybliżenie

pierwiastka (4) wyliczane jest na podstawie dwóch poprzednich. Pierwsze przybliżenie (Re₂) wyznacza się na podstawie zależności:

$$Re_{2} = Re_{1} - \frac{F(Re_{1})(Re_{1} - Re_{0})}{F(Re_{1}) - F(Re_{0})}$$
(5)

natomiast każde następne przybliżenie pierwiastka zależności (4) wyznacza się ze wzoru:

$$Re_{n} = Re_{n-1} - \frac{F(Re_{n-1})(Re_{n-1} - Re_{n-2})}{F(Re_{n-1}) - F(Re_{n-2})}, \quad n > 2$$
(6)

Proces obliczeń kończy się w momencie spełnienia warunku (4). Strumień objętościowy rozważanego przepływomierza kolanowego wyznaczamy z zależ-ności:

$$Q_{num} = \frac{\pi D_w v}{4} Re \tag{7}$$

gdzie: Re jest ostatnio wyliczoną wartością liczby Reynolds'a.

Ze względu na brak procedur optymalizacyjnych w pakiecie FLUENT [2] wynikła konieczność opracowania odpowiedniej procedury sprzęgającej ten pakiet ze wspomnianą procedurą numeryczną realizującą ideę metody siecznych. Procedura ta została napisana w języku C++(Borland C++ Builder 6.0). Do uruchomienia kolejnych iteracji wykorzystane zostały pliki "journal" pakietu FLUENT [2]. Po zakończeniu obliczeń dla danej wartości liczby Re procedura porównuje wartości różnicy ciśnienia, po czym uruchamia kolejne obliczenia dla nowo wyznaczanej wartości liczby Re, bądź też przerywa proces iteracji, jeśli zależność (4) została spełniona. Maksymalna ilość wykonanych iteracji w przeprowadzonych w tej pracy obliczeniach nie przekraczała n = 8.

Po uruchomieniu procedury obliczeniowej, opracowanej dla realizacji prezentowanej metody pomiaru strumienia przepływu za pomocą przepływomierza kolanowego o znanej geometrii, podajemy tylko następujące parametry:

- gęstość płynu,
- lepkość kinematyczną płynu (v),
- zmierzoną różnicę ciśnienia na krańcach siecznej łuku (Δp_{huk}),
- dopuszczalną wartość odchylenia wyznaczonych wartości różnicy ciśnienia (błąd pomiaru różnicy Δp_{łuk}).

Określić musimy również zakres pomiarowy przepływomierza podając minimalną i maksymalną wartość liczby Re opisującej badane przepływy.

Jak wynika z opisu stanowiska badawczego, na stanowisku tym zamontowano kryzę pomiarową. Wartości pomierzonych za pomocą kryzy strumieni przepływu Q_{kryza} posłużyły do wyznaczenia odpowiadających im wartości liczby Re_{kryza} .

W tabeli 1 przedstawiono w celu porównania wartości strumienia przepływu uzyskane z pomiaru kryzowego na stanowisku badawczym oraz analogiczne, uzyskane zgodnie z ideą prezentowanej w pracy metody, otrzymane z pomiarów różnicy ciśnień na pierwszym łuku kolana. Przedstawione w ostatniej kolumnie tabeli odchylenia względne cechują się bardzo niskimi wartościami. W przepływach charakterystycznych liczbami Reynolds'a o wartościach Re > 50000 omawiane odchylenia względne nie przekraczają 1,2%. Jedynie w przypadku powolniejszych przepływów (Re < 50000) wyliczone odchylenia osiągały wyższe wartości, co może być interpretowane dużym błędem pomiaru małych wartości spadków ciśnienia zarówno na kryzie pomiarowej, jak i na łuku kolana.

Zestawienie wartości strumienia przepływu wyznaczonych zgodnie z ideą prezentowanej metody na pierwszym kolanie i odpowiednich wynikających z pomiaru kryzowego

						Tabela 1
Δp_{kryza}	Re _{kryza}	Q _{kryza}	Δp_{huk1}	Δp_{num1}	Q _{num1}	$\frac{Q_{kryza} - Q_{num1}}{Q_{kryza}} \cdot 100\%$
[Pa]		[m ³ /s]	[Pa]	[Pa]	[m ³ /s]	[%]
77	46920	0,08727	8,8	8,7442	0,085797	1,69
118	57882	0,107658	13,8	13,7807	0,107508	0,14
174	70088	0,130362	20,5	20,5422	0,131015	-0,50
244	82810	0,154024	28,2	28,1576	0,153672	0,23
304	92303	0,171681	35,5	35,4931	0,172444	-0,44
387	103989	0,193415	45,5	45,5792	0,195171	-0,91
478	115420	0,214678	56,2	56,2043	0,216995	-1,08
585	127528	0,237198	68,5	68,5170	0,239397	-0,93
690	138357	0,25734	81	80,9125	0,260236	-1,13
835	152013	0,28274	96	95,9962	0,2832	-0,16
955	162422	0,302099	109,5	109,4852	0,302363	-0,09
1070	171785	0,319515	123	122,9078	0,320385	-0,27
1380	194711	0,362157	157,5	157,4848	0,362448	-0,08
1550	206157	0,383445	176	175,9713	0,383116	0,09
1717	216782	0,403208	194	193,9279	0,402427	0,19

Na rysunku 4 przedstawiono wybrane profile prędkości powietrza wyznaczone wzdłuż siecznej łuku kolana pierwszego dla dwóch różnych przepływów opisanych wartościami liczby Reynolds'a Re₁ = 70000 i Re₂ = 138000. Uzyskane rezultaty obliczeń numerycznych (model k- ω SST) przytoczono na rysunku 4 za pomocą linii ciągłej oraz punktowej. Odpowiednie wyniki badań ekspertmentalnych uzyskane z pomiarów w dwóch przeprowadzonych eksperymentach (exp. 1 i exp. 2) na stanowisku badawczym za pomocą sondy termoanemometrycznej AIRFLOW TA35 przytoczono na rysunku 4 w postaci dyskretnego układu punktów.



Rys.4. Zmierzone oraz otrzymane z obliczeń numerycznych profile prędkości powietrza wzdłuż siecznej łuku kolana pierwszego

Wartości różnicy ciśnień na obydwu łukach kolan zmierzone na stanowisku
badawczym oraz uzyskane z obliczeń numerycznych

Tabela 2

Re _{kryza}	$\Delta p_{ m luk1}$	Δp_{num1}	Δp_{luk2}	Δp_{num2}	$\frac{\Delta p_{lukl} - \Delta p_{luk2}}{\Delta p_{lukl}} \cdot 100\%$
	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[%]
46920	8,8	8,79731	8,5	8,93596	3,41
92303	35,5	35,5013	34,6	36,0796	2,54
138357	81	80,9406	80	82,4389	1,23
184359	141	140,883	142	143,341	-0,71
227531	215	214,833	218	218,589	-1,40

W tabeli 2 zestawione zostały wartości różnicy ciśnień na obydwu łukach kolan zmierzone na stanowisku badawczym oraz uzyskane z obliczeń numerycznych. Przytoczone w tabeli 2 wartości różnic ciśnień Δp_{num1} i Δp_{num2} otrzymano w rezultacie przeprowadzenia bezpośredniej symulacji numerycznej z wykorzystaniem zamieszczonych w tabeli 1 wartości strumienia Q_{num1} . Zaznaczyć też należy, że zainstalowane łuki kolan były starannie dobierane tak aby, ich wymiary były bardzo podobne. Zbliżone wartości różnic ciśnienia na obydwu kolanach przy stałej wartości strumienia przepływu potwierdzają niewielki wpływ krótszego odcinka prostoliniowego na wlocie do drugiego łuku kolana.

4. Wnioski

Opisana w pracy metoda pośredniego pomiaru strumienia przepływu odznacza się wysoką dokładnością i powtarzalnością oraz eliminuje konieczność częstego wzorcowania przepływomierza kolanowego. Wysoką dokładność pomiaru umożliwia między innymi opracowany, realistyczny model matematyczny uwzględniający niekołowość przekroju poprzecznego zainstalowanych łuków kolan.

Poszukiwaną wartość strumienia przepływu płynu wyznacza się w sposób numeryczny, żądając spełnienia postulatu (4) odnośnie zmierzonej i obliczonej różnicy ciśnienia w skrajnych punktach siecznej łuku kolana. W obliczeniach numerycznych oprócz zmierzonej różnicy ciśnienia (Δp_{huk}) uwzględnia się dokładną geometrię obszaru przepływu oraz zmierzoną wartość temperatury płynu, determinującą jego właściwości termofizyczne.

Zasadniczymi źródłami powstawania niedokładności pomiaru strumienia przepływu zgodnie z ideą opracowanej metody są małe wartości mierzonych różnic ciśnienia w skrajnych punktach siecznej łuku kolana (małe strumienie przepływu) lub drgania rurociągu (duże strumienie przepływu).

Wspomniane źródła powstawania niedokładności pomiaru można usunąć stosując do budowy przepływomierza w przypadku mniejszych, mierzonych strumieni odpowiednio mniejsze średnice łuku i rurociągu lub łuki o mniejszych promieniach krzywizny. W przypadku większych, mierzonych strumieni zaleca się stosować do budowy przepływomierza odpowiednio większe średnice łuku i rurociągu w celu wyeliminowania ewentualnych drgań.

Z przytoczonego porównania rezultatów pomiarów strumienia przepływu na stanowisku badawczym, przeprowadzonych zgodnie z ideą opracowanej metody i odpowiednich uzyskanych za pomocą kryzy, wynika brak konieczności instalowania prostoliniowych odcinków wlotowych o długościach $L_e > 10D_w$ przed łukiem kolana.

Warto zaznaczyć, że pole prędkości w obszarze łuku kolana wykazuje większy stopień wrażliwości na zaburzenia w porównaniu z polem ciśnienia zwłaszcza mierzonego w skrajnych punktach siecznej (Δp_{tuk}).

Rozważany przepływomierz kolanowy realizujący ideę prezentowanej, pośredniej metody pomiaru może być zastosowany do wyznaczania strumienia przepływu gazów, jak również cieczy i ich zawiesin.

Z przeprowadzonych badań eksperymentalnych wynika, że mierzone różnice ciśnienia Δp_{tuk} w skrajnych punktach siecznej łuku kolana są około 10 razy mniejsze od odpowiednich różnic ciśnienia mierzonych na kryzie dla tego samego strumienia przepływu.

Warto podkreślić, że rozważone przepływomierze kolanowe mogą być szczególnie użyteczne na rurociągach z zainstalowanymi łukami kolan.

Oznaczenia

 D_w – średnica wewnętrzna rurociągu, m

D – średnica nominalna rurociągu, m

dkryza – wewnętrzna średnica kryzy, m

 L_1 – długość odcinka rury przed kryzą, m

L₂ – długość odcinka rury przed pierwszym kolanem, m

*L*₃ – długość odcinka rury pomiędzy kolanami, m

*L*₄ – długość odcinka rury za drugim kolanem, m

l – odległość mierzona wzdłuż siecznej kolana, m

n – liczba iteracji

 Q_{num} – objętościowy strumień przepływu płynu (przepływomierz kolanowy), m³/s

 Q_{kryza} – objętościowy strumień przepływu płynu (kryza), m³/s

R – promień krzywizny łuku kolana, m

Re – liczba Reynolds'a wyznaczona w oparciu o średnią prędkość i średnicę rurociągu

r – współrzędna promieniowa, m

 Δp_{luk} – zmierzona różnica ciśnień na przepływomierzu kolanowym, Pa

 Δp_{num} – obliczona różnica ciśnień na przepływomierzu kolanowym, Pa

v – lepkość kinematyczna płynu, m²/s

ho – gęstość płynu, kg/m³

Literatura

- 1. Bean H.S.: Fluid Meters: Their Theory and Application Sixth Edition. ASME, New York 1971.
- 2. Fluent 6.1 User's Guide. Fluent Inc., 2003.
- 3. Massoud M.: Engineering Thermofluids. Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer, Springer. Berlin 2005.
- 4. Sadowski A.: Metrologia długości i kąta. PWN, Warszawa 1978.
- PN-EN ISO 5167-1 i 2, Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym – Część 1: Zasady i wymagania ogólne; Część 2: Kryzy. Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa 2004.

- 6. Rup K., Malinowski L.: Fluid flow identification on base of the pressure difference measured on the secant of a pipe elbow. Forschung im Ingenieurwesen (2006) 70: 199-206.
- Malinowski L., Rup K.: Analiza teoretyczno-doświadczalna pomiaru strumienia objętości płynu za pomocą przepływomierza kolanowego. Inżynieria Chemiczna i Procesowa (2006) 27; 803-816.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007–2010 jako projekt badawczy.

Analiza odkształceń siłownika nurnikowego

Edward Tomasiak, Edward Barbachowski - Politechnika Śląska

Streszczenie. Siłowniki nurnikowe, stosowane w różnych gałęziach przemysłu, ze względu na znaczne wymiary długościowe wykazują dużą podatność odkształceniową; stąd też wymagają specjalnych prowadzeń, gwarantujących poprawne ich działanie. Duża smukłość nurnika wymusza przeprowadzenie obliczeń wytrzymałościowych, w których wynikiem są naprężenia i odkształcenia sprężyste rury i tłoczyska.

1. Wprowadzenie

W grupie silników hydraulicznych liniowych, zwanych siłownikami, występują siłowniki nurnikowe. Nurnik jest siłownikiem jednostronnego działania, a ruch powrotny jest realizowany na zasadzie grawitacyjnej podzespołu napędowego.

Siłowniki nurnikowe instalowane są:

- do podnoszenia pomostów i platform,
- w napędzie pras montażowych (nurnik jest równocześnie stołem roboczym),
- do otwierania okien wodnych w tamach i zaporach,
- w napędach elektrod w piecach stalowniczych,
- do podnoszenia zapadni na scenach teatralnych,
- w napędach wind osobowych.

Sterowanie ruchem siłownika nurnikowego, w zależności od jego zastosowania, może odbywać się na zasadzie napędów konwencjonalnych lub proporcjonalnych. Skoki robocze nurników mieszczą się w przedziale od kilku do kilkunastu metrów, stąd też w ich konstrukcji dominują względy wyboczeniowe.

2. Napęd elektrody pieca stalowniczego

Nurnik w tym zastosowaniu charakteryzuje się dużą smukłością przy obciążeniu 0,12 MN; analizowany siłownik jest opisany parametrami ф 125x3510. Ze względu na tworzenie łuku pomiędzy elektrodą a wsadem stalowym znajdującym się w piecu, napęd nurnika jest realizowany w sterowaniu proporcjonalnym, które zapewnia utrzymanie wymaganej szczeliny, warunkującej proces topienia złomu stalowego.

W konstrukcji analizowanego nurnika, przy jego smukłości, wprowadzono powiększone prowadzenie: na dławnicy oraz rurze cylindra nurnika (rys. 1).

Trawers elektrody w swojej konstrukcji prowadzony jest w rolkach, które przejmują całe obciążenie pochodzące od momentu gnącego generowanego przez masę ramienia i elektrody. Takie rozwiązanie zapewnia, że siłownik przy przegubowym łożyskowaniu przenosi tylko obciążenie wzdłuż osi. Konstrukcja ta zapewnia minimalizację efektu wyboczenia (rys. 2).



Rys.1. Prowadzenia nurnika na dławnicy oraz rurze cylindra



Rys.2. Schemat zamocowania i obciążenia siłownika nurnikowego

3. Przygotowanie modelu numerycznego do obliczenia odkształcenia i naprężeń występujących w siłowniku

Analityczna weryfikacja wytrzymałości siłownika na wyboczenie poprzez obliczenie krytycznej siły Eulerowskiej według zależności [1]:

$$F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_s^2}$$

gdzie:

E – moduł Younga materiału tłoczyska,

J – moment bezwładności przekroju poprzecznego tłoczyska,

ls – swobodna długość wyboczenia,

wykazuje, że siłownik jest w stanie przenieść bez wyboczenia siłę o wartości 285 kN, co jest ponad 2,3-krotnie większą siłą w porównaniu do siły wynikającej z rzeczywistego obciążenia.

W celu wyznaczenia wielkości odkształceń i naprężeń występujących w siłowniku pod wpływem obciążenia masą elektrody i konstrukcji podnośnika, przeprowadzono obliczenia w programie Ansys Workbench 10.0. Program ten wykorzystuje do obliczeń metodę elementów skończonych. Na rysunku 3 przedstawiono przyjęte do obliczeń warunki utwierdzenia oraz obciążenia siłownika.





Siłownik obciążono siłą o wartości 120000 N przyłożoną do przegubu i kierunek działania siły zgodnym z osią nurnika. Na obu końcach siłownika występują łożyska przegubowe *1* i *2*, zapewniające przeniesienie obciążenia na siłownik w jego osi.

Założony kontakt pomiędzy przegubami a siłownikiem umożliwia przemieszczenie się współpracujących powierzchni bez możliwości ich oderwania, natomiast pomiędzy rurą cylindra *3*, a nurnikiem przyjęto kontakt zapewniający stałe połączenie stykających się powierzchni bez możliwości przemieszczenia.

4. Wyniki obliczeń numerycznych

Na rysunku 4 przedstawiono mapę naprężeń zredukowanych według hipotezy von Misesa. Naprężenia powstające w wyniku wyboczenia siłownika pozostają na niskim poziomie, maksymalna wartość wynosi 3,064 MPa.



Rys.4. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w obciążonym siłowniku

Rysunek 5 przedstawia postać oraz wartości odkształcenia siłownika występujące w wyniku wyboczenia.



Rys.5. Postać i mapa odkształceń sumarycznych siłownika

5. Wnioski

Z przeprowadzonych obliczeń analitycznych i analizy numerycznej siłownika wynika:

- siłownik posiada ponad 2-krotną liczbę bezpieczeństwa na wyboczenie,
- występujące zredukowane naprężenia w wyniku wyboczenia pod wpływem obciążenia siłownika pozostają na niskim poziomie (3,064 MPa),
- największe sumaryczne odkształcenie siłownika występuje w środku długości swobodnej, w tym przypadku zamocowania siłownika na dławnicy,

 wartość największego odkształcenia wynosi 1,023 mm i przy sumarycznej długości swobodnej siłownika wynoszącej 3800 mm nie powinno powodować uszkodzenia prowadzenia tłoka w cylindrze i dławnicy.

Literatura

1. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Elementy. WNT, Warszawa 1995.
Modelowanie węzła kompensacji luzów hydraulicznego silnika satelitowego

Krzysztof Elgert - Politechnika Gdańska

Streszczenie. W pracy przedstawiono koncepcje rozwiązań węzła kompensacji luzów osiowych w wolnoobrotowych wysokomomentowych silnikach satelitowych typu HS produkowanych w FAMA Gniew. Poszukując optymalnego rozwiązania węzła kompensacji luzów przeprowadzono modelowanie z wykorzystaniem metody elementów skończonych. W wyniku modelowania uzyskano dane dotyczące przemieszczeń, od-kształceń i naprężeń, które były podstawą do wyboru najlepszego rozwiązania konstrukcyjnego.

1. Budowa i zasada działania silnika typu HS

Ograniczone możliwości dalszego rozwoju znanych silników satelitowych w kierunku dużych objętości roboczych, jak i charakteryzujących się większą niż dotąd szczelnością wewnętrzną komór roboczych doprowadziły do opracowania koncepcji silnika satelitowego typu HS o liczbie uzębionych krzywizn 6/8, przy której uzyskuje się 48 cykli roboczych na 1 obrót wału [1, 2, 3]. Konstrukcję silnika satelitowego typu HS przedstawiono na rysunku 1. Do satelitowego mechanizmu roboczego 1, 2, 3 przylegają boczne płyty rozrządcze 4 i 23 zwane również płytami kompensacyjnymi, w których znajdują się otwory i kanały doprowadzające ciecz roboczą oraz do odprowadzania przecieków cieczy roboczej. Za płytami umieszczone są pokrywy 5. Pomiędzy każdą z płyt bocznych a pokrywą 5 znajdują się przestrzenie kompensacyjne połączone kanałem z przestrzenią rowka, w której zainstalowano pierścienie 13 uszczelniacza czołowego podpartego pierścieniami uszczelniającymi 25 typu "O".

W pokrywie 5 osadzone są łożyska toczne wału: przednie 9 oraz tylne 10, smarowane smarem stałym. Łożyska i smar zabezpieczone są pierścieniami uszczelniającymi wargowymi 24. Dzięki temu nie narażone są na pracę w złych warunkach zasilania, np. emulsją wodno-olejową. Całość połączona jest ośmioma śrubami przelotowymi 11 pasowanymi. Wał 8 połączony jest z wirnikiem 2 (planetą) za pośrednictwem wieńca kulek zabierakowych 14. Takie połączenie cechuje podatność osiowa oraz kątowa, która izoluje planetę 2 od wpływu sił zewnętrznych obciążających wał. Powierzchnie wielu połączeń sztywnych silnika uszczelniono pierścieniami typu "O".

Istotną nowością w silnikach typu HS jest zastosowanie nowego specjalnego rozwiązania kompensacji luzów dla zmniejszenia przecieków w szczelinach komór roboczych (rys. 2). Po obu stronach mechanizmu roboczego (*poz.* 1, 2, 3) umieszczono płyty kompensacyjne 4, które przylegają ściśle do obwodnicy 1, zachowując luz montażowy pomiędzy płytami a satelitami 2 i wirnikiem 3. Następnie po obu stronach płyt kompensacyjnych (zewnętrznych) przylegają pokrywy 5, które stanowią zamknięcie dla powierzchni kompensacyjnych. Cały pięcioelementowy zespół jest zaciśnięty przez śruby 6. W ten sposób płyty kompensacyjne są utwierdzone pomiędzy mechanizmem roboczym a pokry-



wami. Są nieprzesuwne, ale mają możliwość sprężystego odkształcania się pod wpływem działania sił.

Rys.1. Budowa silnika typu HS [4]

1 - obwodnica, 2 - wirnik, 3 - satelity, 4 - płyta boczna, 5 - pokrywa, 6 - pokrywa zewnetrzna przednia, 7 - pokrywa zewnetrzna tylna, 8 - wał, 9 - łożysko przednie, 10 - łożysko tylne ustalające, 11 - śruba przelotowa, 12 - nakrętka zamknięta, 13 – uszczelniacz czołowy, 14 - kulka zabierakowa wirnika, 15 - kulka zabierakowa uszczelniacza, 16 - pierścień oporowy, 17 - pierścień dystansowy, 18 - śruba, 19 - nakrętka łożyska, 20 - podkładka zębata, 21 - pierścień osadczy sprężysty, 22 - pierścień podporowy, 23 korek zaślepiający, 24 - pierścień uszczelniający wargowy, 25 - pierścień uszczelniający typu "O", 26 - korek odprowadzania przecieków, 27 - wpust, 28 - tabliczka znamio-

nowa

W wyniku działania ciśnienia w komorach mechanizmu roboczego następuje jego oddziaływanie na powierzchnie czołowa płyt kompensacyjnych, pojawia się siła odpychająca, powodująca odkształcenie się płyt na zewnątrz i zwiększenie luzu osiowego. Aby przeciwdziałać zwiększaniu luzu osiowego, do przestrzeni kompensacyjnych IV doprowadza się ciecz pod ciśnieniem, co powoduje powstanie siły dopychającej. Siła ta powoduje odkształcanie się płyt kompensacyjnych w kierunku do wewnątrz i zmniejszenie luzu osiowego do wartości, która w przybliżeniu nie powinna przekroczyć wartości luzu montażowego w silniku nieobciążonym.

W przestrzeni II ograniczonej uszczelniaczem 13 (rys. 1), wskutek różnicy ciśnień w sąsiadujących komorach roboczych, wartość ciśnienia ustala się na poziomie średniej wartości tych ciśnień. Występuje przepływ cieczy przez szczelinę osiową II, a następnie kanałem III dociera do przestrzeni kompen-

sacyjnej *IV*. Aby zapewnić jednakową wartość sił dopychających płyty *4* po obu stronach mechanizmu roboczego zapewniono wyrównanie ciśnienia, w obu przestrzeniach kompensacyjnych *IV* dzięki możliwości przepływu cieczy kanałem *V* wzdłuż śrub.



Rys.2. Schemat silnika satelitowego typu HS z kompensacją luzów osiowych

 1 - obwodnica, 2 - satelita, 3 - wirnik, 4 - płyta kompensacyjna, 5- pokrywa, 6 – śruba, I - kanały rozrządu, II - luz osiowy, III - kanał zasilający przestrzeń kompensacyjną, IV - przestrzeń kompensacyjna, V - kanał wyrównujący ciśnienie w przestrzeniach kompensacyjnych

2. Symulacja komputerowa zespołu kompensacji luzu

Symulacja komputerowa zespołu kompensacji luzów osiowych w silnikach satelitowych III generacji miała na celu sprawdzenie poprawności działania kompensacji, oraz sprawdzenia wpływu zmian konstrukcyjnych węzła kompensacji luzów na cechy eksploatacyjne silnika. W oparciu o dokumentację techniczną przeanalizowano budowę i zasadę działania silnika satelitowego III generacji. Z uwagi na ograniczoną moc obliczeniową komputera i skrócenie czasu obliczeń, uproszczono model komputerowy oraz wytypowano elementy do numerycznej analizy węzła kompensacji luzów.

Podczas pracy silnika obciążone są elementy mechanizmu roboczego, płyty kompensacyjne i pokrywy: przednia i tylna. Ponieważ silnik jest symetryczny we wszystkich trzech kierunkach, do analizy numerycznej przyjęto 1/8 część silnika, tj.: 1/8 obwodnicy, 1/4 płyty kompensacyjnej i 1/4 pokrywy. Pozostałe elementy pominięto, gdyż mają one znikomy wpływ na odkształcenia elementów tworzących węzeł kompensacji luzów osiowych silnika.

Analiza obciążeń działających na silnik pozwoliła podzielić je na dwie grupy:

- obciążenia wywołane ciśnieniem czynnika roboczego (hydrauliczne),

 obciążenia mechaniczne wywołane pozostałymi czynnikami, np. siłami reakcji w łożyskach, siłami obciążającymi korpus oraz siłami spowodowanymi napięciem wstępnym śrub łączących elementy płytowe (stanowią główną siłę wywołującą obciążenie mechaniczne).

W wyniku symulacji komputerowej określono odkształcenie i przemieszczenie powierzchni czołowych wytypowanych elementów, a w szczególności powierzchni czołowej płyty kompensacyjnej od strony mechanizmu roboczego. Analiza odkształceń odbywała się w zakresie liniowo-sprężystym, ponieważ w silnikach tych nie można dopuścić do odkształceń plastycznych, a w szczególności płyty kompensacyjnej od strony mechanizmu roboczego.

2.1. Model dyskretny silnika

Silnik satelitowy jest obiektem trójwymiarowym, w związku z tym przejście z modelu geometrycznego na model dyskretny odbywa się przez podział objętości modelu geometrycznego na przestrzenne elementy. Do stworzenia modelu dyskretnego wykorzystano 20-węzłowe elementy bryłowe 3D typu SOLID95. Stworzony model dyskretny silnika według dokumentacji konstrukcyjnej [4] dostarczonej przez konstruktora w niżej przedstawionej analizie numerycznej nazwano "*Modelem I*".

Ze względu na odkształcalność poszczególnych elementów silnika oraz współpracę między nimi na powierzchniach kontaktu, przeprowadzono analizę wybranej 1/8 części połączonych elementów silnika, a nie każdego z jego elementu oddzielnie. Spowodowało to konieczność zamodelowania kontaktu na powierzchniach: pokrywa-płyta kompensacyjna i płyta kompensacyjna-obwodnica. Zwiększyło to stopień kompilacji modelu (znacznie wydłużyło czas obliczeń), lecz w znacznym stopniu przybliżyło analizę węzła kompensacji luzów silnika do stanu rzeczywistego. Jest to rozwiązanie znacznie bardziej zbliżone do rzeczywistości niż np. przyjęcie, że płaszczyzna kontaktu części silnika jest płaska i nieodkształcalna. Przyjęty do obliczeń model dyskretny części silnika, zawierał około 20000 elementów typu Solid95 i około 2500 elementów kontaktowych typu TARGE170 i CONTA174

Analizę przeprowadzono w zakresie statycznym, ponieważ celem obliczeń było wyznaczenie odkształceń poszczególnych elementów silnika. W związku z tym w obliczeniach pominięto pulsacyjny charakter siły odpychającej, jak i dociskającej towarzyszącej obrotowi elementów roboczych silnika. W symulacji komputerowej przyjęto maksymalne wartości tych sił.

W symulacji starano się odtworzyć rzeczywisty stan naprężeń wynikający z sił napięcia wstępnego śrub. Wiadomo, że siła N napięcia w śrubach zależy od momentu M dokręcania nakrętki. Stosuje się przy tym liniową zależność [5, 6, 7]:

$$M = \frac{1}{2} D \cdot N \cdot tan \left(\gamma + a tan \left(\frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} \right) \right) + \frac{1}{2} N \cdot D_T \cdot \mu$$
(1)

Symbole D i D_T oznaczają odpowiednio średnicę śruby i styku pod nakrętką. Kąty γ i α wynikają z geometrii gwintu (skoku i nachylenia). Współczynnik tarcia μ jest trudny do jednoznacznej oceny. Według dokumentacji technicznej [4] nakrętki są dokręcane momentem M = 300 Nm. Nie wiadomo dokładnie, ile wynosi napięcie w śrubie, gdyż to zależy od współczynnika tarcia zmieniającego się w dosyć szerokich granicach. Część powierzchni pod nakrętką zajmuje uszczelka gumowa. Montując silnik w czasie dokręcania nakrętek stwierdzono zacieranie się współpracujących powierzchni. Powodem są zbyt duże naciski powierzchniowe. Z zależności (1) wynika, że przy dwukrotnym wzroście współczynnika tarcia μ odwrotnie proporcjonalnie zmniejszy się napięcie w śrubie N, dla przyjętego momentu M.

W związku z tym do obliczeń numerycznych przyjęto dwie wartości napięcia wstępnego śrub wywołanych momentem dokręcenia nakrętki M = 300 Nm i o połowę mniejszym M = 150 Nm

W celu weryfikacji modelu dyskretnego silnika wykonano przyrząd pomiarowy (rys. 3), który pozwolił na oszacowanie rzeczywistej zmiany odległości pomiędzy powierzchniami płyt kompensacyjnych na wskutek dokręcania nakrętek śrub określonym momentem M. Uzyskane wyniki z pomiarów dla napięcia śrub momentem 150 Nm i 300 Nm w dalszej części opracowania porównano z wynikami obliczeń symulacji komputerowej (rys. 5).





1 - czujnik mikrometryczny na średnicy wewnętrznej, 2 - czujnik mikrometryczny na średnicy zewnętrznej, 3 - śruba, 4 - pokrywa tylna, 5 - płyta kompensacyjna, 6 - płytka pomiarowa z 3 stopkami na średnicy zewnętrznej R_2 , 7 - płytka pomiarowa z 3 stopkami na średnicy wewnętrznej R_1 , 8, 9 - sprężyny rozpierające płytki pomiarowe, 10 - obwodnica, 11 - pokrywa przednia

Sprawdzenie istniejącego rozwiązania w celu określenia lepszego wariantu węzła kompensacji poległo na przeprowadzeniu symulacji przy różnych wartościach obciążenia zestawionych w tabeli 1. Model dyskretny silnika HS1,5-500 z przykładowym wariantem obciążeń ilustruje rysunek 4.





Rys.4. Model dyskretny silnika HS1,5-500 Model I (wariant obciążenia V lub VI)

3. Analiza wyników obliczeń

W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano warstwice przemieszczeń i naprężeń poszczególnych elementów rozpatrywanego silnika. Przykłady uzyskanych warstwic zostały przedstawione w tabeli 2÷5. Każda z tabel przedstawia warstwice dla innego zestawu obciążenia.

Wyniki w tabelach zostały umieszczone w trzech kolumnach: pierwsza zawiera przemieszczenia zredukowane, druga przemieszczenia w kierunku osi "z", tj. wzdłuż osi silnika, natomiast trzecia kolumna naprężenia zredukowane.

Symulacja komputerowa miała na celu określenie kształtu szczeliny osiowej pomiędzy powierzchniami czołowymi: mechanizmu roboczego a płytą kompensacyjną. W tym celu wcześniej przygotowano model geometryczny silnika do numerycznych obliczeń, tzn. określono i wydzielono płaszczyzny przekroju, w których będą analizowane przemieszenia.

Uzyskanie wyniki przetworzono, aby uzyskać wartości przemieszczenia węzłów w wybranych przekrojach silnika. Z uwagi na to, że symulacja komputerowa obejmowała tylko część silnika, uzyskane wyniki przemieszczeń w węzłach zostały pomnożone przez dwa, co odpowiada w przybliżeniu zmianie odległości pomiędzy płytami kompensacyjnymi. Z punktu widzenia potrzeby oceny zmiany odległości pomiędzy płytami, interesują nas tylko współrzędne przemieszczenia węzłów w kierunku osi "z".

Na rysunkach 5 do 7 przedstawiono przetworzone wyniki symulacji komputerowej w postaci zmiany odległości Δh [µm] pomiędzy płytami kompensacyjnymi, przy wybranych wariantach obciążenia silnika. Wartości na osi poziomej określają promień płyty silnika w milimetrach. Zmianę odległości pomiędzy płytami kompensacyjnymi (oś pionowa) określono w stosunku do wartość "O". Określa ona stan wyjściowy, gdy na silnik nie działają siły wywołane napięciem wstępnym śrub i ciśnieniem cieczy roboczej, a elementy silnika pozostają nieodkształcone. Wykresy sporządzono dla czterech wariantów obciążenia silnika (tabela 1), tj.: warianty I i II – odkształcenie od napięcia wstępnego śrub określonym momentem 150 Nm i 300 Nm oraz warianty III i IV – odkształcenie od napięcia wstępnego i ciśnienia cieczy roboczej, tj. 150 Nm+p i 300 Nm+p. Na rysunku 5 przedstawiono charakterystyki zmiany odległości pomiędzy płytami uzyskane dwiema metodami: za pomocą przyrządu pomiarowego przedstawionego na rysunku 3 (oznaczenie pp) i uzyskaną w wyniku symulacji komputerowej (oznaczenie mes).



Warstwice przemieszczeń i naprężeń dla I wariantu obciążeń według tabeli 1



Warstwice przemieszczeń i naprężeń dla II wariantu obciążeń według tabeli 1 Tabela 3

Warstwice przemieszczeń i naprężeń dla V wariantu obciążeń według tabeli 1 Tabela 4





Warstwice przemieszczeń i naprężeń dla VI wariantu obciążeń według tabeli 1 Tabela 5



Analiza odkształcenia płyt kompensacyjnych *Modelu I* silnika satelitowego, wykonanego na podstawie dokumentacji dostarczonej przez konstruktora, dowiodła, że przyjęte wstępne napięcie śrub wywołane momentem 300 Nm jest za duże. Powoduje zbyt duże przemieszczenia płyt kompensa-



cyjnych, a działanie sił od ciśnienia cieczy roboczej w nieznacznym stopniu zmniejsza te przemieszczenia.

Rys.5. Zmiana odległości pomiędzy płytami kompensacyjnymi silnika HS15-500 - *Model I*, wariant obciążenia I i II, mes - symulacja komputerowa, pp - przyrząd pomiarowy





Analizując charakterystyki przedstawione na rysunku 5 można stwierdzić, że przyjęty model obliczeniowy silnika w dużym przybliżeniu odzwierciedla stan rzeczywisty silnika i wpływ obciążenia na odkształcenie elementów.

W dokumentacji konstrukcyjnej założono montażowy luz szczeliny osiowej na poziomie 20 µm. Wskutek działania siły od napięcia wstępnego śrub

następuje zmiana odległości pomiędzy płytami (w stosunku do stanu 0) od +15 μ m do -32 μ m, tj. przy mniejszym promieniu płyty odległość się zwiększyła o 15 μ m, a na promieniu zewnętrznym na skutek odkształcenia zmalała o -32 μ m. Jest to wartość większa niż założony wstępny luz montażowy 20 μ m. Nie powoduje to zaniku luzu osiowego silnika, gdyż mechanizm roboczy silnika mieści się w obrębie promienia około 65 mm. Natomiast na wykresie przedstawionym na rysunku 6 (wariant IV) można zauważyć, że na promieniu silnika w granicach do 65 mm zmiana odległości pomiędzy płytami w większej części przyjmuje wartość dodatnią, tj. odległość się zwiększyła. Wartość ujemną przyjmuje przy rosnącym promieniu powyżej 50 mm jednak wartość ta w obrębie mechanizmu roboczego nie przekracza wartości wstępnego luzu montażowego (20 μ m), czyli luz nie zanika.

Pożądanym rozwiązaniem byłoby, gdyby powierzchnia czołowa płyty kompensacyjnej na skutek działania obciążenia wywołanego napięciem wstępnym śrub i ciśnieniem cieczy roboczej nie przemieszczała się, lub wartość przemieszczenia całej powierzchni płyty była w przybliżeniu jednakowa. Zapewniłoby to równoległość szczeliny przy występującym luzie osiowym. Zmniejszając moment dokręcenia śruby o połowę, tj. z 300 do 150 Nm znacznie zmniejszamy odkształcenia płyt kompensacyjnych i wynikającą z tego zmianę odległości pomiędzy płytami. Z danych na rysunku 6, dla obciążenia wywołanego wstępnym napięciem śrub momentem dokręcającym 150 Nm i ciśnieniem cieczy roboczej wynika, że całkowita zmiana odległości Δh pomiędzy płytami kompensacyjnymi w całym zakresie promienia płyty wynosi ok. 14 μm.



Rys.7. Zmiana odległości pomiędzy płytami kompensacyjnymi silnika HS15-500 -Model I, wariant obciążenia V i VI (*na wysokości otworu pod śrubę*)

W wariancie obciążenia III i IV (tabela 1) działanie średniego ciśnienia roboczego na powierzchnię płyty kompensacyjnej, ograniczone jest do powierzchni określonej zarysem satelitowego mechanizmu roboczego. Natomiast w wariancie obciążenia V i VI, przyjęto większą powierzchnię płyty kompensacyj-

nej, na którą działa średnie ciśnienie robocze. Jest to powierzchnia określona zarysem satelitowego mechanizmu roboczego, powiększona o powierzchnię styku obwodnicy i płyty kompensacyjnej, ograniczoną od zewnątrz uszczelnieniem gumowym typu "o".

Z analizy wykresów zmiany odległości Δ h, otrzymanych dla obciążeń według wariantu III i IV (rys. 6) oraz wariantu V i VI (rys. 7) wynika, że zaprojektowany węzeł kompensacji luzu jest zbyt sztywny. Siły wynikające z działania ciśnienia w przestrzeni kompensacyjnej, jak i na powierzchnię czołową płyt kompensacyjnych od strony satelitowego mechanizmu roboczego w rozpatrywanych wariantach obciążenia, w nieznacznym stopniu zmniejszają wielkość odkształceń wywołanych napięciem wstępnym śrub. Analiza nume-ryczna wykazała, że zwiększenie powierzchni, na którą działa średnie ciśnienie robocze cieczy (wariant V i VI), nie zmniejszyło w znacznym stopniu wartości przemieszczenia płyt kompensacyjnych.

Analizując warstwice naprężeń zredukowanych (tabele 2÷5 kolumna 3) poszczególnych elementów silnika rozwiązania konstrukcyjnego według *Modelu I* dla różnych wariantów obciążenia, można stwierdzić, że w większości przypadków naprężenia dopuszczalne dla materiałów użytych do wykonania elementów nie zostały przekroczone. Zastosowanie momentu dokręcenia śrub o wartości 300 Nm powoduje bardzo duży miejscowy stan naprężeń. Szczególne spiętrzenie naprężeń występuje w pokrywie tylnej, gdzie lokalnie w okolicach podkładek pod śruby poziom naprężeń przekracza granicę wytrzymałości dla materiału z którego są wykonane pokrywy (stal 45). Jednak są to wyniki naprężeń otrzymane z analiz numerycznych w zakresie liniowym. Faktycznie w tych miejscach wartości naprężeń będą mniejsze z powodu wcześniejszego miejscowego uplastycznienia. Nie zmienia to jednak faktu, że jest to stan bardzo niebezpieczny. Powodem takiego stanu rzeczy jest przenoszenie obciążenia wzdłuż krawędzi styku, a nie całą powierzchnią styku.

4. Optymalizacja węzła kompensacji luzów

Optymalizacja węzła kompensacji luzu miała na celu zmniejszenie wartości odkształceń płyt kompensacyjnych, jak i zmniejszenie naprężeń w poszczególnych elementach silnika, a głównie w pokrywach. Optymalizacja polegała na zmianie wymiarów geometrycznych płyty i pokrywy. Efekt tych zmian sprawdzono drogą symulacji komputerowej.

Poszukiwanie optymalnego rozwiązania węzła kompensacji luzów doprowadziło do zmiany konstrukcji silnika w wyżej wymienionym węźle. Stworzony model dyskretny nowego rozwiązania silnika przedstawiono na rysunku 8, który w niżej przedstawionej analizie numerycznej nazwano "*Modelem II*".

Dla nowego modelu wykonano szereg symulacji komputerowych, stosując warianty obciążenia przedstawione w tabeli 1. Schemat zmian parametrów geometrycznych *Modelu II* przedstawiono na rysunku 9.



Rys.8. Model dyskretny silnika HS1,5-500 Model II (wariant obciążenia III lub IV)



W wyniku symulacji komputerowej ustalono, że najmniejsze przemieszczenie płyt kompensacyjnych uzyskano dla następujących parametrów geometrycznych silnika:

 $R_{kd} = 51 \text{ mm}, R_{kg} = 75 \text{ mm}, R_{ot} = 80 \text{ mm}, G_p = 42 \text{ mm}, G_n = 11 \text{ mm},$

 $G_o = 18 \text{ mm i} D_o = 26 \text{ mm}$

i wstępnego zacisku śrub momentem 150 Nm.

Warstwice przemieszczeń i naprężeń poszczególnych elementów rozpatrywanego silnika według *Modelu II*, przedstawiono w tabeli 6 i 7 dla dwóch wybranych wariantów obciążenia.

Natomiast na rysunku 10 przedstawiono wykresy zmiany odległości pomiędzy płytami kompensacyjnymi dla *Modelu II* silnika.



Warstwice przemieszczeń i naprężeń dla I wariantu obciążeń według tabeli 1

Warstwice przemieszczeń i naprężeń dla III wariantu obciążeń według tabeli 1 Tabela 7



228



W wyniku optymalizacji kształtu węzła kompensacji luzów według Modelu II w stosunku do Modelu I uzyskano mniejsze zmiany odległości Δh pomiędzy płytami kompensacyjnymi. Z danych na rysunku 10, dla obciążenia III wywołanego wstępnym napięciem śrub momentem dokręcenia nakrętki 150 Nm i ciśnieniem cieczy roboczej wynika, że całkowita zmiana odległości Δh pomiędzy płytami kompensacyjnymi w całym zakresie promienia płyty wynosi około 7 µm. Jest to wartość dwukrotnie mniejsza niż w Modelu I, przy tym samym wariancie III obciążenia (tabela 1). Rezultat ten uzyskano w wyniku zwiększenia promienia R_{ot} rozmieszczenia otworów śruby do wartości 80 mm (rys. 9) i zwiększenia powierzchni styku pokrywy i płyty kompensacyjnej. Nastąpiło mniejsze spiętrzenie naprężeń w pokrywie, jak i mniejsze odkształcenie płyty i obwodnicy w obrębie styku tych elementów (tabele 6 i 7).



Rys.10. Zmiana odległości pomiędzy płytami kompensacyjnymi silnika HS15-500 - Model II, (wariant obciążenia I i III)

W celu dalszej optymalizacji kształtu węzła kompensacji luzów proponuje się zwiększenie sztywności pokryw bocznych poprzez zwiększenie ich grubości, jak i zmianę średnicy otworu, pod nakrętkę z ϕ 26 na ϕ 28 mm.

5. Podsumowanie

Podstawową zaletą metody elementów skończonych jest możliwość uzyskania wyników dla skomplikowanych kształtów, dla których niemożliwe jest przeprowadzenie obliczeń analitycznych. Oznacza to, że dane zagadnienie może być symulowane w pamięci komputera, bez konieczności budowania prototypu. Znacznie to ułatwia proces projektowania i weryfikację w celu otrzymania jak najlepszego rozwiązania konstrukcyjnego.

Opracowane modele wykorzystane do obliczeń komputerowych silnika umożliwiają sprawdzenie wpływu zmian konstrukcyjnych w węźle kompensacji luzów na wielkość odkształceń i przemieszczeń oraz w innych typach silnika satelitowego o większym module uzębienia mechanizmu satelitowego.

Jest to istotne, gdyż opracowane modele obliczeniowe będzie można z dużym powodzeniem zastosować do wyznaczenia odkształceń, przemieszczeń i naprężeń dla opracowanych konstrukcji silników HS o module uzębienia 2,5 mm, a w przyszłości 4 i 6,5 mm, których objętości robocze mogą wynosić od 25 do 100 dm³/obr.

Literatura

- 1. Balawender A., Elgert K. (główny wykonawca projektu) i inni: Badania nad rozwojem silników hydraulicznych satelitowych III generacji. Sprawozdanie z prac projektu badawczego KBN nr 8 T07C 047 20. Politechnika Gdańska, luty 2004
- 2. Sieniawski B.: Projektowanie krzywek do silnika hydraulicznego. Miesięcznik: Sterowanie i napęd hydrauliczny. Zeszyt 2/83.
- Patent Polska PL 171305 B1 "Maszyna wyporowa typu obiegowo-krzywkowego, zwłaszcza przystosowana do pracy na ciecz roboczą o niskiej lepkości". (Gdańsk PL). Twórca wynalazku: Sieniawski B. z dnia 20.03.1993.
- 4. Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Hydromotor HS nr rys. HS 1,5-0.
- 5. Niezgodziński E.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1975.
- 6. Maciakowski R.: Połączenia śrubowe. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1998.
- 7. Wykład z Podstaw Konstrukcji Maszyn z Ćwiczeniami Rachunkowymi. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1997.

Próby wykorzystania programu ANSYS-CFX w modelowaniu przepływów w hydraulice sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej

Kazimierz Stoiński – Główny Instytut Górnictwa, **Leszek Doległo** – Kompania Węglowa S.A.

Streszczenie. W monografii przedstawiono możliwości zastosowania programu ANSYS– CFX do symulacji numerycznej przepływu cieczy wykorzystanej do optymalizacji (projektowania) układów hydrauliki sterującej obudów zmechanizowanych. Zaprezentowano na modelowym przykładzie fragmentu układu hydraulicznego obudowy zmechanizowanej wyniki badań dotyczące strat powstających podczas przepływu cieczy przez elementy układu hydraulicznego. Przedstawiono również modyfikacje konstrukcyjne części składowych zaworu upustowego SP10 celem poprawy jego wydajności.

1. Wprowadzenie

Komputerowa symulacja przepływu jest narzędziem do analizowania zjawisk zachodzących podczas przepływu cieczy w układach hydraulicznych z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) lub metody objętości skończonych. Zastosowanie tej technologii w połączeniu z tradycyjnymi pomiarami laboratoryjnymi pomaga zrozumieć zjawiska powstające podczas przepływu cieczy, jak również zoptymalizować funkcjonowanie układu hydraulicznego lub wybranych jego elementów. Symulacja połączona z wizualizacją stanowi pomost między teorią a eksperymentem. Znajduje ona zastosowanie w badaniach podstawowych (m.in. do weryfikacji modeli wspomagających teorię), w symulacjach dostarczających informacji niedostępnej bezpośrednio w eksperymencie fizycznym oraz w badaniach służących identyfikacji i analizie złożonych obiektów technologicznych.

Modelowanie komputerowej dynamiki płynów CFD (Computational Fluid Dynamic) jest oparte na metodzie objętości skończonych, pozwala na symulowanie zjawisk związanych z przepływami. Odwzorowanie na stanowisku laboratoryjnym skomplikowanych układów hydraulicznych może być pracochłonne i kosztowne, a w niektórych przypadkach niemożliwe. Jedynym rozwiązaniem, które pozwoli uzyskać wyniki zbliżone do laboratoryjnych jest symulacja komputerowa. Metodę CFD można użyć do porównania sprawności różnych elementów lub układów hydraulicznych na etapie koncepcji lub projektu.

Obecnie użytkowane komputery mają znaczne moce obliczeniowe pozwalające przeprowadzić symulację bardzo złożonych układów hydraulicznych. Odwzorowanie realistycznych symulacji komputerowych pozwala obniżyć koszty projektu. Kolejnym argumentem, który przemawia za stosowaniem CFD jest możliwość optymalizowania układów hydraulicznych lub jego części składowych na poziomie projektu. Warunkiem koniecznym dla optymalizacji układów hydrauliki sterującej jest poznanie charakterystyk przepływu. Modelowanie przepływów cieczy jest szczególnie przydatne do optymalizacji układów

hydraulicznych zmechanizowanych obudów ścianowych przeznaczonych do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Laboratoria badawcze pracujące na rzecz górnictwa nie posiadają aktualnie wyposażenia technicznego umożliwiającego przeprowadzenie badań dla przepływów o dużej wartości, co jest bezpośrednią przyczyną zainteresowania metodami analitycznymi.

2. Straty przepływu cieczy doprowadzonej do zaworu hydraulicznego

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono symulację przepływu cieczy dla wybranego fragmentu układu hydraulicznego sterowania stojakiem zmechanizowanej obudowy ścianowej wielkość 08/22, wyposażonej w typowy stojak ϕ 0,21/0,16 m.



Rys.2. Zarys linii z naniesionymi punktami charakterystycznymi do sporządzania wykresów zmian ciśnienia i prędkości przepływu cieczy

Na rysunku 2 przedstawiono linię wzdłuż, której zostały określone spadki ciśnienia. Przedstawiony rysunek nie obejmuje całego obszaru cylindra, gdyż występujące tam ciśnienie w całym obszarze ma stałą wartość równą wartości przypisanej jako warunek brzegowy do wejścia układu i wynoszącą 90 MPa (wartość nominalna ciśnienia dla rozpatrywanego stojaka). Na rysunku tym został zamieszczony rozkład ciśnienia wzdłuż linii między punktami A i G. W punkcie A na początku wykresu ciśnienie znajduje się na poziomie 90 MPa,

pierwszy spadek ciśnienia jest związany z punktem przyłączenia kostki, gdzie ciśnienie spada do poziomu 85 MPa. Kolejne spadki ciśnienia występują na odcinku między punktami B i C i są związane głównie ze zmianami średnicy przewodu. W punkcie C ciśnienie jest na poziomie 73 MPa. Kolejny odcinek to linia między punktami C i F, na którym obserwujemy stały spadek ciśnienia wzdłuż długości przewodu – straty liniowe do poziomu 70 MPa. Końcowy odcinek przewodu między punktami F i G to ponownie duży spadek ciśnienia związany głównie ze zmianami średnicy przewodu. Ciśnienie w punkcie wyjściowym układu jest na poziomie 56,8 MPa. Obliczenia zostały potwierdzone badaniami stanowiskowymi [3].

Z przedstawionego wykresu jednoznacznie wynika, iż gwałtowne spadki ciśnienia skoncentrowane są w obszarach początkowym i końcowym układu hydraulicznego i wiążą się ze zmianami przekroju przewodu. W środkowej części wykresu widzimy niewielki spadek ciśnienia występujący na długości stalowego odcinka przewodu.

3. Ocena przepływów w zaworze hydraulicznym o dużej przepustwości

Rozpatrywane zawory hydrauliczne o dużej przepustowości (powyżej 400 l/min) zwane potocznie zaworami upustowymi (zwane również szybkoupustowymi lub bezpieczeństwa) są przeznaczone do ograniczenia maksymalnych ciśnień w przestrzeniach roboczych stojaków hydraulicznych i podpór stropnicy, powstałych w wyniku dynamicznych oddziaływań górotworu na obudowę ścianową. Ograniczenie maksymalnych wartości ciśnienia cieczy hydraulicznej polega na jej upuszczeniu z chronionej przestrzeni. Skuteczność tego ograniczenia zależy od wydajności zaworu oraz jego bezwładności, która powinna być mniejsza od czasu narastania obciążenia.

Zawory pracują dwustanowo, to znaczy w pozycji "zamknięty–otwarty", wypływ cieczy z chronionej przestrzeni następuje po przekroczeniu wartości ciśnienia ponad nastawioną wartość ciśnienia otwarcia, zamknięcie po jego spadku. Zawór upustowy powinien charakteryzować się następującymi parametrami technicznymi:

- dużą wydajnością objętościową,
- małą stratą czasową,
- małą histerezą ciśnienia tak statyczną, jak i dynamiczną,
- dużą trwałością i niezawodnością,
- stałością charakterystyk w czasie,
- odpornością na warunki klimatyczne występujące w podziemiach kopalń [2].

Analiza przepływów będzie rozpatrywana na przykładzie najczęściej stosowanego zaworu tłoczkowego z uszczelnieniem okrągłym typu SP10.

3.1. Zasada działania zaworu hydraulicznego tłoczkowego

Wzrastające ciśnienie medium hydraulicznego w przestrzeni pod tłoczkiem zaworu powoduje wzrost siły działającej na tłoczek. Ruch tłoczka jest ograniczony przez sprężynę naciskową, która równoważy siłę generowaną przez ciśnienie pod tłoczkiem. Wraz ze wzrostem ciśnienia tłoczek stopniowo wysuwa się z króćca przyłączeniowego. W momencie, gdy boczne otwory tłoczka znajdą się ponad uszczelnieniem w króćcu następuje wypływ medium hydraulicznego i jednoczesne ograniczenie ciśnienia w zabezpieczanej przestrzeni hydraulicznej do wartości nastawy. Wypływające z tłoczka medium przedostaje się do przestrzeni w korpusu. Przy spadku ciśnienia do wartości mniejszej od nastawionej, tłoczek ponownie wsuwa się w króciec. W momencie, gdy otwory tłoczka znajdą się pod uszczelnieniem następuje zatrzymanie przepływu cieczy w wyniku czego zostaje utrzymane nastawione ciśnienie w zabezpieczanej przestrzeni hydraulicznej [2, 4].



Rys.3. Zawór upustowy SP10 przed modyfikacją

Rys.4. Przekrój tłoczka zaworu konstrukcji korpusu (osłony sprężyny)

Tłoczek posiada dwa rzędy otworów przesunięte względem siebie, mniejsze przeznaczone dla pracy z małymi przepływami większe odpowiednio z dużymi. Przekrój tłoczna z zaznaczonymi otworami wylotowymi został przedstawiony na rysunku 4.

3.2. Wyznaczenie przepływów w zaworze hydraulicznym typ SP10

Określenie przepływów w zaworze hydraulicznym SP10 przeprowadzono celem zwiększenia wydajności objętościowej. Badania stanowiskowe (przeprowadzone w ograniczonym zakresie) wykazały znacznie mniejsze wydajności od oczekiwanych [3]. Z wymienionych powodów podjęto analizę przepływów z wykorzystaniem symulacji komputerowej. Określenia krzywoliniowego układu współrzędnych i utworzenia dyskretnej siatki obliczeniowej realizowane było w oparciu o następujące warunki:

- a) odwzorowanie wzajemnie jednoznaczne,
- b) linie łączące węzły gładkie i zapewniające ciągłą transformację pochodnych,
- c) węzły zagęszczone w obszarach znacznych gradientów funkcji,
- d) siatki krzywoliniowe o ile to możliwie zbliżone do ortogonalnych [5].

Dodatkowym czynnikiem ukierunkowującym wyznaczanie przepływów w sposób analityczny są niedostateczne możliwości badawcze dostępnych laboratoriów.

Analizę przepływów cieczy przeprowadzono z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX [1].

4. Propozycje modyfikacji otworów wylotowych

Ograniczone możliwości zmian konstrukcyjnych zaworu SP10 zostały ukierunkowane do zmiany geometrii otworów wylotowych w korpusie. Rozwiązanie konstrukcyjne zaworu niezmodyfikowanego (rys. 3) w znacznym stopniu ogranicza wypływ cieczy na zewnątrz, co wynika z faktu, iż otwory wylotowe w korpusie znajdują się powyżej linii wypływu cieczy z tłoczka, w momencie zadziałania zaworu. Pierwszy rząd otworów o mniejszej średnicy podczas pracy zaworu spełnia zadanie zaworu roboczego, natomiast drugi rząd otworów o większej średnicy w połączeniu z pierwszym czyni go zaworem upustowym.

W wariancie a) obniżono otwory wylotowe w korpusie tak, aby ich dolna krawędź zrównała się z powierzchnią czołową króćca, równocześnie zwiększono ich średnicę z 8 mm na 10 mm. Zaproponowana zmiana powinna zapewnić poprawę wypływu cieczy w chwili otwarcia zaworu upustowego, gdzie tłoczek może się wysunąć wyżej niż założono teoretycznie, tj. 8 mm. Założenie to wynika z odległości pomiędzy dwoma zestawami otworów wylotowych tłoczka, jednego zestawu o średnicy 1 mm oraz drugiego o średnicy 3 mm.

W drugim wariancie b) otwory wylotowe znajdują się również na obniżonym poziomie, natomiast zmieniona została ich geometria. Wykonano cztery symetrycznie rozstawione na obwodzie korpusu zaworu szczeliny o wysokości 10 mm. W celu zapewnienia właściwej wytrzymałości korpusu, w miejscu gdzie są wykonane otwory wylotowe, zwiększono średnicę zewnętrzną korpusu o 1 mm.

Trzeci rozwiązanie c), tak jak w dwóch poprzednich modyfikacjach, dolną krawędź otworów wylotowych ma zrównaną z powierzchnią czołową króćca. Zostały wykonane trzy szczeliny o wysokości 10 mm, symetrycznie rozstawione na obwodzie korpusu zaworu.

Wymienione trzy rozwiązani konstrukcyjne zostały przedstawione na rysunku 5.



Rys.5. Rozwiązania modyfikacji otworów wylotowych w korpusie zaworu upustowego SP10: a) osiem otworów na obwodzie, b) cztery otwory symetrycznie rozmieszczone, c) trzy otwory równomiernie rozstawione na obwodzie

5. Rozkład pola ciśnienia i prędkości podczas przepływu cieczy przez zawór

Przeprowadzone symulacje dotyczyły wizualizacji rozkładu pola ciśnienia i prędkości cieczy przepływającej przez zawór upustowy SP10. Miały one pomóc w odpowiedzi na pytanie, jak zmodyfikować konstrukcję zaworu, aby uzyskać lepszą wydajność objętościową.

Analiza została przeprowadzona dwuetapowo, w pierwszej kolejności został poddany symulacji wypływ cieczy z samego tłoczka zaworu, następnie wykonano model cieczy wypełniającej przestrzenie wylotowe w zaworze. Warunki brzegowe przyjęte do obliczeń odpowiadają wodzie, jest to uproszczona forma medium, które opuszcza tłoczek zaworu.

W warunkach naturalnych jest to mieszanina ciecz-gaz. Kolejne analizy były przeprowadzane na parametrach cieczy jak najbardziej zbliżonej do warunków rzeczywistych panujących podczas otwarcia zaworu upustowego. Model geometryczny przedstawionego elementu tłoczka został wypełniony cieczą, następnie przekształcono ciecz w model numeryczny z wykorzystaniem oprogramowania ANSYS-CFX. Rysunek 6 przedstawia wizualizację wybranych etapów symulacji przepływu cieczy w zakresie, a) definiowania warunków początkowych analizy, b) rozkładu pola ciśnienia, c) kierunków strumieni prędkości.



kładu pola ciśnienia i prędkości podczas wypływu cieczy z otworów tłoczka zaworu hydraulicznego SP10

237

-1



Cały obszar obliczeniowy w każdym z przypadków został ograniczony warunkami brzegowymi, dla których na wejściu założono ciśnienie cieczy (woda) wynoszące 30 MPa. Parametry siatki zostały dobrane eksperymentalnie, ponieważ ze względu na duże zróżnicowanie przestrzeni modelowej optymalne

warunki tworzenia siatki, które proponuje program nie pozwalały doprowadzić analizy do końca.

Zrzuty ekranowe przedstawione na rysunku 7 obrazują najważniejsze etapy symulacji przepływu cieczy przez zawór hydrauliczny. Można na nich zaobserwować, jak został wykonany model numeryczny przestrzeni, przez którą wypływa ciecz z zaworu. Na podstawie przeprowadzonej analizy można zaobserwować zmienny rozkład pola naprężeń i pola prędkości w modelu numerycznym cieczy przepływającej przez przestrzenie wodne zaworu.

Rysunek 8 obrazuje rozkład pola prędkości cieczy, która w momencie otwarcia zaworu wypływa na zewnątrz. Na podstawie tego rysunku możemy stwierdzić, iż inne ułożenie otworów wylotowych w korpusie byłoby powodem zakłóceń w swobodnym wypływie cieczy na zewnątrz zaworu. Zaproponowana modyfikacja otworów wylotowych zapewni odpowiedni i bez zbędnych ograniczeń wypływ cieczy poza obszar zaworu.



Rys.8. Przekrój rozkładu pola prędkości podczas przepływu cieczy przez zawór

Przeprowadzone modelowanie przepływów cieczy przez zawór hydrauliczny pozwala wytypować najkorzystniejsze rozwiązanie konstrukcyjne korpusu z uwagi na właściwe usytuowanie otworów wylotowych, jak również ich znaczną powierzchnię.

6. Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone symulacje komputerowe można traktować głównie, jako próby pilotażowe zastosowania numerycznej mechaniki płynów do zwiększenia sprawności projektowanych elementów i układów hydraulicznych.

Symulacje można wykorzystywać dla nowo projektowanych układów hydraulicznych, jak również dla tych układów, w których dokonano zmiany

w konfiguracji elementów składowych. Porównując rezultaty symulacji z wynikami dostępnych pomiarów przeprowadzonych na stanowiskach laboratoryjnych można stwierdzić dużą zgodność wyników. Przeprowadzone badania dostarczyły wiele istotnych informacji przydatnych dla dalszych prac nad modelami numerycznymi przepływu.

Cyfrowa metoda pomiaru prędkości jest szybkim narzędziem pozwalającym przedstawić wyniki w formie graficznej strugi cieczy lub w formie zestawienia tabelarycznego. Zaletą jest również to, iż raz zbudowany model numeryczny pozwala uzyskać szereg różnych wyników bez konieczności wykonywania każdorazowo dyskretyzacji powierzchni lub przestrzeni.

Biorąc pod uwagę duże możliwości programu ANSYS-CFX w zakresie symulacji zjawisk zachodzących podczas przepływu cieczy można założyć, iż będzie on pomocnym narzędziem w analizowaniu elementów i układów hydraulicznych.

Program ANSYS-CFX przez szeroki zakres swoich możliwości może być wykorzystywany do analizy przepływów w układach hydraulicznych zmechanizowanych obudów ścianowych.

Literatura

- 1. ANSYS CFX Modelowanie komputerowej dynamiki płynów. http://www.ansys.com/
- 2. Dokumentacja techniczno-ruchowa nr 1/2008 Zawory hydrauliczne dla warunków tąpiących i nietąpiących, typ SP. DAGOS S.C., Katowice 2008.
- 3. Kasprusz A.: Badawcze podstawy doboru hydrauliki sterowniczej dla warunków tąpaniami tąpaniami. Praca doktorska, GIG Katowice 2006.
- 4. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Wydawnictwo Głównego Instytutu Górnictwa, Katowice 2000.
- 5. Zbyszko K.: Podstawy mechaniki płynów i metod komputerowej symulacji przepływów. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2004.

Model matematyczny oraz sterowanie tripodem pneumatycznym z obrotowymi hamulcami magnetoreologicznymi

Adam Myszkowski, Marcin Pelic – Politechnika Poznańska

Streszczenie. W monografii zaprezentowano trzyosiowy pneumatyczny manipulator z obrotowymi hamulcami magnetoreologicznymi (MR). Omówiono jego zasadę działania, oraz zastosowane rozwiązania konstrukcyjne hamulców MR. Przedstawiono model matematyczny opisujący geometrię oraz kinematykę członów mechanicznych manipulatora, opisano także układ sterowania.

1. Wstęp

Zwiększanie wymagań dotyczących prędkości produkcji dyktuje zastosowanie nowych technologii między innymi w zadaniach sortowania, układania oraz pakowania. W części przypadków niszę tę można zapełnić równoległymi manipulatorami typu tripod. Przemieszczenie punktu roboczego, w tych manipulatorach, wzdłuż jednej z osi kartezjańskiego układu współrzędnych wymaga zaangażowania w ruch wszystkich jego członów. W konwencjonalnych konstrukcjach każda z osi roboczych posiada własny serwonapęd, co widocznie wpływa na cenę manipulatora. Równoległa struktura manipulatora pozwala zastosować jeden napęd oraz sterowalne hamulce sterujące ruchami poszczególnych członów manipulatora. Napędem manipulatora jest siłownik pneumatyczny dwustronnego działania sterowany za pomocą elektrozaworu 5/3. W roli hamulców zastosowano obrotowe hamulce z cieczą magnetoreologiczną (ang. Magneto Rheological Fluid - MRF) wykorzystując ścinający model pracy. Natężenie pola magnetycznego w szczelinie z cieczą MR powoduje generowanie momentu, który przeciwdziała zewnętrznym momentom.



Rys.1. Model ścinający wykorzystywany w hamulcach z cieczą MR

Wartość natężenia pola magnetycznego jest zależna od napięcia elektrycznego przyłożonego do zacisków cewki w obwodzie magnetycznym. Takie rozwiązanie zapewnia uzyskanie dynamiki pozwalającej zastosować manipulator w zadaniach związanych z przenoszeniem elementów.

2. Model matematyczny trzyosiowego manipulatora pneumatycznego z hamulcami obrotowymi

W typowych tripodach stosuje się trzy jednostronnie utwierdzone przegubem kulistym napędy liniowe, których przeciwległe końce są ze sobą połą-

czone także przegubami kulistymi. Model geometryczny takiego manipulatora przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Model geometryczny manipulatora typu tripod o zmiennej długości ramion

Ze względu na masę napędów liniowych unika się stosowania ich w konstrukcjach, w których priorytetem jest dynamika ruchu (duże bezwładności). Dlatego napędy te zastąpiono parami ramię 1 – przedramię r (rys. 3). Ramiona są zamocowane na hamulcach obrotowych tworząc więzy o jednym uchylnym stopniu swobody. Każde ramię jest połączone z odpowiadającym mu przedramieniem za pomocą przegubu kulistego. Końce przedramion połączone są przegubem kulistym w punkcie S. W konstrukcji zastosowano jeden napęd liniowy mocowany pomiędzy punktem roboczym S a punktem P_N. Odpowiednie zachowanie hamulców pozwoli na uzyskanie oczekiwanej trajektorii ruchu punktu S.



Rys.3. Model geometryczny tripoda z jednym napędem oraz trzema hamulcami

W celu wyznaczenia współrzędnych punktu S należy wyznaczyć położenie punktów P_{A1} , P_{A2} , P_{A3} na podstawie cech konstrukcyjnych manipulatora (długości ramion podstawy a_1 , a_2 , a_3 , długość ramienia l, długość przedramienia r oraz miary kątów α_1 , α_2 , α_3). Następnie należy rozwiązać układ równań opisujący współrzędne środka sfery S o promieniu r podpartej w punktach P_{A1} , P_{A2} , P_{A3} (wzory 1, 2, 3).

$$\begin{cases} (x_{PA1} - x_s)^2 + (y_{PA1} - y_s)^2 + (z_{PA1} - z_s)^2 = r^2 & (1) \\ (x_{PA2} - x_s)^2 + (y_{PA2} - y_s)^2 + (z_{PA2} - z_s)^2 = r^2 & (2) \\ (x_{PA3} - x_s)^2 + (y_{PA3} - y_s)^2 + (z_{PA3} - z_s)^2 = r^2 & (3) \end{cases}$$

Z punktu widzenia sterowania ważna jest również możliwość wyznaczenia kątów α_1 , α_2 , α_3 mając do dyspozycji cechy konstrukcyjne manipulatora oraz współrzędne punktu S. Aby tego dokonać należy obliczyć współrzędne punktów P_{A1} , P_{A2} oraz P_{A3} na podstawie współrzędnych punktów P_1 , P_2 , P_3 oraz sfery o promieniu r i środku w punkcie S.

Do modelu geometrycznego wprowadzono platformę trójkątną stabilizowaną przedramionami wykonanymi z równoległoboków przegubowych. W jej środku leży punkt S - punkt mocowania chwytaka (rys. 4). Z analizy geometrycznej wynika, że postępowanie w celu obliczenia współrzędnych punktu S lub kątów α_1 , α_2 , α_3 jest takie samo jak w przypadku poprzedniego modelu, należy jednak przyjąć że odległość punktu P₁ od punktu P jest równa sumie długości b₁ i a₁, odległość punktu P₂ od P sumie b₂ i a₂ oraz odległości punktu P₃ od P sumie b₃ i a₃.



Rys.4. Model geometryczny tripoda z platformą

Model kinematyczny manipulatora pneumatycznego z trzema hamulcami MRF przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Model kinematyczny tripoda z trzema hamulcami

3. Konstrukcja mechaniczna hamulca z cieczą MR

Na rysunku 6 przedstawiono konstrukcję hamulca obrotowego, który zostanie zastosowany do budowy manipulatora.



Rys.6. Przekrój hamulca MR

Pod wpływem siły działającej na ramię (4), na rotorze (3) powstaje moment obrotowy. Siła styczna wytworzona się w szczelnie między stojanem (6), a rotorem jest zależna od lepkości cieczy. Zmieniając zatem wartość prądu przepływającego przez cewkę (2) sterujemy bezstopniowo oporem ruchu rotora. Promieniowa grubość szczelin wynosi 0,4 mm, a sumaryczne ich pole powierzchni 2260 mm². Ze względu na konieczność magnetycznego odseparowania stojana część rotora (5) została wykonana ze stopu aluminium. Stojan natomiast został osadzony w uchwycie (7), umożliwiając zamocowanie całości na odpowiedniej ramie. Przewody zasilające cewkę przechodzą przez centralny w stojanie. Pomiar kąta wychylenia ramienia jest dokonywany poprzez optyczny dekoder obrotowo-impulsowy (1) połączony bezpośrednio z rotorem hamulca.

4. Symulacyjne wyznaczenie przestrzeni roboczej manipulatora

Przestrzeń robocza tripoda została wyznaczona symulacyjnie poprzez obserwację trajektorii punktu roboczego S podczas zmiany nastawy kątów α_1 , α_2 , α_3 tripoda z zakresu α_{min} , α_{max} z krokiem 3°. Symulacja została przeprowadzona dla zakładanych wielkości geometrycznych przedstawionego manipulatora.

- $a_1 = a_2 = a_3 = 70 \text{ mm},$
- $b_1 = b_2 = b_3 = 30 \text{ mm},$
- 1 = 150 mm, r = 350 mm,
- $\alpha_{\min} = 135^{\circ}, \ \alpha_{\max} = 195^{\circ}.$

Wynikowy zbiór punktów został przedstawiony na rysunku 7.



Rys.7. Przestrzeń robocza tripoda: a) widok wzdłuż osi Z, b) widok wzdłuż osi X, c) widok wzdłuż osi Y, d) przekrój przestrzeni roboczej płaszczyzną XZ w punkcie Y = 0

Symulacja potwierdziła, że przestrzeń robocza manipulatora jest potrójnie symetryczna (osie symetrii leżą na prostych a₁, a₂, a₃). Ze względu na wklęsłość powierzchni wewnętrznych (rys. 8) oraz wypukłość zewnętrznych na układ sterowania manipulatora zostały nałożone więzy, dzięki którym punkt roboczy manipulatora może się poruszać jedynie wewnątrz walca mieszczącego się w całości w rzeczywistej przestrzeni roboczej.



Rys.8. Trójwymiarowy obraz przykładowej przestrzeni roboczej tripoda

5. Układ sterowania

Układ sterowania ma za zadanie prowadzenie punktu roboczego S manipulatora po zadanej trajektorii, która jest aproksymowana krótkimi odcinakami. Aby poprawnie prowadzić punkt roboczy S w kartezjańskim układzie współrzędnym, sterowanie porównuje aktualne odczyty enkoderów (pomiar kątów α_1 , α_2 , α_3) z wynikami obliczeń tych kątów dla zadanych współrzędnych punktu S. Uchyb regulacji dla każdego kąta przetwarzany jest przez dyskretny regulator PI dla każdej ze sterowanych osi. Następnie układ sterujący na podstawie znaków uchybów decyduje o kierunku działania siłownika pneumatycznego. Regulatory PI są tak dobrane, aby nie dopuścić do przeregulowania, gdyż wtedy siłownik podczas aproksymacji trajektorii jednym z odcinków musiałby zmienić kierunek działania, aby osiągnąć zadaną pozycję. Trajektorię ruchu z punktu S₁ do S₃ należy zaplanować tak, aby pomiędzy tymi punktami znajdował się punkt S₂, który znajduje się w osi Z poniżej zarówno punktu startowego oraz końcowego (rys. 9).



Rys.9. Trajektoria ruchu punktu roboczego przy przejściu z punktu S1 do S3

Pozwoli to na takie zaplanowanie ruchu manipulatora, aby podczas ruchu z punktu S_1 do S_2 siłownik się wsuwał, natomiast podczas ruchu z punktu S2 do S3 wysuwał. Ze względów kinematycznych niemożliwe jest wykonywanie ruchów punktu roboczego po trajektorii leżącej na powierzchni sfery o dowolnym promieniu oraz środku w punkcie P_N .

Układ sterowania zbudowany jest w systemie wieloprocesorowym w konfiguracji Master-Slaves sprzężonym z komputerem PC. Wszystkie obliczenia nastaw regulatorów wykonywane są w oprogramowaniu czasu rzeczywistego w komputerze klasy IBM PC, a następnie transmitowane do mikroprocesora Master układu wykonawczego (rys. 10).



Rys.10. Architektura układu sterowania manipulatora

Dane wysłane przez komputer PC, oraz wysłane do komputera, zapisane są w tabeli 1 w mikrokontrolerze nadrzędnym.

W pierwszej kolumnie zapisany jest adres wiersza w tabeli, w której jest umieszczony dany parametr. Druga kolumna opisuje przeznaczenie danej komórki w tabeli. Trzecia kolumna zawiera informację o ilości bajtów przezna-

czonej na daną zmienną, czwarta natomiast numer mikrokontrolera, którego dotyczą te informacje.

		Г	Tabela 1
Adres	Znaczenie	Długość słowa	uC
0x01	Sterowanie elektrozaworem	1	
0x02	Dane z panelu sterującego	1	0
0x03	Konfiguracja uC	4	
0x10	Zezwolenie na zmianę parametrów mikrokontrolera	1	1
0x11	Nastawa PWM hamulca	2	
0x13	Rozdzielczość PWM	2	
0x15	Podstawa częstotliwość pracy PWM	1	1
0X16	Zawartość licznika enkodera	2	
0x18	Tryb pracy enkodera	1	
0x20	Zezwolenie na zmianę parametrów mikrokontrolera	1	2
0x21	Nastawa PWM hamulca	2	
0x23	Rozdzielczość PWM	2	
0x25	Podstawa częstotliwość pracy PWM	1	
0x26	Zawartość licznika enkodera	2	
0x28	Tryb pracy enkodera	1	
0x30	Zezwolenie na zmianę parametrów mikrokontrolera	1	
0x31	Nastawa PWM hamulca	2	3
0x33	Rozdzielczość PWM	2	
0x35	Podstawa częstotliwość pracy PWM	1	
0x35	Zawartość licznika enkodera	2	
0x37	Tryb pracy enkodera	1	

Tabela wymiany danych w mikrokontrolerze nadrzędnym

Niezależnie od transmisji danych komputer – mikrokontroler nadrzędny, nieustannie są wymieniane dane pomiędzy mikrokontrolerem nadrzędny a mikrokontrolerami podrzędnymi. Program sprawdza czy aktualnie komputer nie zapisuje informacji dotyczących danego układu podrzędnego w tabeli (komórka "Zezwolenie na zmianę parametrów mikrokontrolera"), a następnie wysyła nastawy PWM oraz odczytuje zawartość licznika enkodera. Tryby pracy enkodera i PWM są wysyłane do mikrokontrolera podrzędnego jedynie wtedy, gdy jest ustawiona odpowiednia wartość w komórce "Zezwolenia na zmianę parametrów".

W warstwie sprzętowej układu sterowania znajdują się tanie ośmiobitowe mikrokontrolery ogólnego przeznaczenia AVR w wersji ATMega128 dla ukła-

du Master oraz ATMega16 dla układów Slave. Mikrokontroler Master z komputerem jest połączony za pomocą interfejsu RS232C dzięki wbudowanemu interfejsowi USART (ang. Universal Synchronous And Asynchronous Receiver And Transmitter), natomiast mikrokontrolery podrzędne są połączone z nadrzędnym interfejsem Multi Procesor USART. Każdy z procesorów Slave obsługuje jedną oś. Posiada wbudowany 16-bitowy licznik kwadraturowy dla enkodera (E1, E2, E3) z nadajnikiem linii oraz w pełni konfigurowalne 16-bitowe wyjście PWM. Sygnał PWM trafia na driver mocy LM278 (k1, k2, k3), a następnie na hamulec z cieczą MR (H1, H2, H3). Algorytmy sterowania mikroprocesorów Slave zapewniają rozmagnesowanie obwodu magnetycznego hamulców, oraz ich zabezpieczenie nadprądowe.

6. Podsumowanie

Manipulator typu tripod z jednym napędem oraz trzema hamulcami stwarza pewne ograniczenia wpływające na przestrzeń, w której porusza się punkt roboczy oraz na możliwe do uzyskania trajektorie ruchu. Jednakże ograniczenia te nie mają wpływu na pracę w zastosowaniach takiego manipulatora do zadań typu pick-and-place (chwyć-przenieś-puść).

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2007-2010 jako projekt badawczy nr N502 035 32/2557.

Literatura

- 1. Frączek J., Wojtyra M.: Kinematyka układów wieloczłonowych metody obliczeniowe. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.
- Jolly M.R., Bender J.W., Carlson J.D.: Properties and applications of commercial magnetorheological fluids, Proceedings of SPIE 5th Annual Symposium on Smart Structures and Materials, San Diego, Kanada, 15.03.1998.
- Morecki A., Knapczyk J., i inni: Podstawy Robotyki. Teoria i elementy manipulatorów i robotów. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.

4. Wampler C.W.: Forward displacement analysis of general six-in-parallel SPS (Stewart) platform manipulators using soma coordinates.
Konstrukcja dwuosiowego pneumatycznego manipulatora z liniowymi hamulcami magnetoreologicznymi

Adam Myszkowski – Politechnika Poznańska

Streszczenie. W monografii przedstawiono oraz omówiono konstrukcję dwuosiowego manipulatora o napędzie pneumatycznym, w którym zastosowano liniowe hamulce z cieczą magnetoreologiczną (MR). Zastosowanie napędów pneumatycznych połączo-nych z hamulcami wykorzystującymi właściwości cieczy magnetoreologicznych po-zwala na bierne sterowanie położeniem elementów wykonawczych, co zapewnia sterowanie prędkością oraz pozycjonowanie.

1. Wprowadzenie

Robotyka jest jedną z dziedzin wiedzy technicznej, która rozwija się najszybciej w obecnie otaczającym nas świecie. Zajmuje się ona budową, sterowaniem i programowaniem robotów oraz manipulatorów mających swe zastosowanie we wszystkich dziedzinach przemysłu. Głównym zadaniem tych urządzeń jest zastępowanie ludzi w pracach, w których występuje zagrożenie dla życia oraz zdrowia, w celu poprawy jakości oraz wydajności produkcji. Pojawiają się nawet zakłady, których linie produkcyjne są wyłącznie wyposażone w roboty i manipulatory, a ludzie pełnią w nich jedynie funkcje nadzorujące proces produkcji. Prowadzi to do ciągłego rozwoju i doskonalenia konstrukcji tych urządzeń, a kluczowe znaczenie mają tu nowe technologie oraz materiały, które mogą zmniejszyć koszt budowy, uprościć konstrukcję oraz zmniejszyć energochłonność tych urządzeń.

Jednym z nowych kierunków rozwoju w technice są materiały inteligentne, a szczególnie ciecze reologiczne mogące zmieniać swe właściwości pod wpływem działania zewnętrznego pola magnetycznego. Ciecze te noszą nazwę cieczy magnetoreologicznych, a ich unikalne właściwości znalazły już zastosowanie w takich urządzeniach, jak: tłumiki drgań, sprzęgła, czy hamulce.

Na zwiększoną uwagę zasługują hamulce magnetoreologiczne, w których siłę oporu ruchu można zmieniać za pomocą sygnału elektrycznego [2, 3]. Można je bowiem wykorzystywać do sterowania prędkością poruszających się elementów manipulatora. Sterując odpowiednio napięciem cewek, które są odpowiedzialne za wytworzenie pola magnetycznego w hamulcach z cieczami magnetoreologicznymi, można sterować ruchem członów manipulatora, a więc wprowadzić bierny sposób sterowania. Najlepszym źródłem sił w takich układach są objętościowe napędy pneumatyczne, w których zużycie energii (chłonność) zależy tylko od zmiany objętości roboczej, a więc od wykonanego przemieszczenia. Zapewnia to ograniczenie zużycia energii przy biernym sterowaniu.

Obecnie większość robotów i manipulatorów wykorzystuje do wprawiania mechanizmów w ruch energię elektryczną. Każdy człon robota posiada osobny

serwonapęd elektryczny, pracujący w pętli sprzężenia zwrotnego i poprzez odpowiednie jego sterowanie dokonywany jest ruch elementów robota lub manipulatora w przestrzeni. Manipulatory są stosowane obecnie w każdej zautomatyzowanej linii produkcyjnej.

W Instytucie Technologii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej podjęto badania nad opracowaniem i zbudowaniem manipulatorów z zastosowaniem napędów płynowych oraz hamulców z cieczą magnetoreologiczną.

2. Podstawowe własności cieczy magnetoreologicznych oraz modele ich zachowania w hamulcach

Ciecze magnetoreologiczne posiadają właściwości zarówno cieczy, jak i substancji magnetycznych w bardzo szerokim zakresie wartości temperatur. Przy braku zewnętrznego pola magnetycznego nie wykazują namagnesowania i nie są źródłem pola magnetycznego. Zachowują się wtedy podobnie do cieczy newtonowskiej [1].

Ciecz MR jest koloidalną zawiesiną cząstek magnetycznych, takich jak: kobalt, nikiel, żelazo lub ich tlenki, np. Fe₃O₄ w niemagnetycznej cieczy nośnej. Typowym nośnikiem jest olej syntetyczny, może nim być również woda lub nafta.



Rys.1. Ilustracja zachowania się cząstek cieczy MR [3]: a) przy braku pola magnetycznego, b) w obecności pola magnetycznego

Zjawisko magnetoreologiczne może być wyjaśniane i zobrazowane za pomocą teorii tworzenia łańcuchów. Gdy nie ma zewnętrznego pola magnetycznego, to momenty magnetyczne związane z każdą z cząstek cieczy magnetycznych są zorientowane przypadkowo i wypadkowy wektor magnetyczny ma wartość zerową (rys. 1a). Po przyłożeniu zewnętrznego pola magnetycznego momenty magnetyczne cząstek układają się wzdłuż linii sił tego pola. Cząsteczki magnetyczne tworzą skupiska przypominające łańcuchy rozciągnięte pomiędzy biegunami magnetycznymi (rys. 1b). Proces ten prowadzi do zmian lepkości cieczy, ze stanu cieczy lepkiej w masę plastyczną przypominającą charakterem ciało stałe. Czas tej przemiany wynosi od kilku do kilkunastu milisekund [2].

Do zalet cieczy magnetoreologicznych można zaliczyć sterowanie urządzeniami z ich udziałem za pomocą układów zasilających o małych mocach (rzędu 50 W), przy napięciach zasilających około 2÷30 V, oraz możliwość utrzymania cieczy w wybranej przestrzeni konstrukcji za pomocą magnesu trwałego. Podstawowe wady tych cieczy to: opadanie cząstek pod wpływem sił grawitacji podczas dłuższego postoju oraz konieczność utworzenia zamkniętego obwodu magnetycznego, co prowadzi do powiększenia gabarytów i masy urządzeń oraz ogranicza rodzaj możliwych do wykorzystania materiałów konstrukcyjnych.

Do podstawowych modeli wykorzystujących ciecze magnetoreologiczne należą:

- model ścinający sprzęgłowy,
- model ściskający,
- model przepływowy, zwany zaworowym.

Pierwszy z nich (rys. 2a) polega na możliwości sterowania za pomocą pola magnetycznego wartością siły oporu, która przeciwdziała sile zewnętrznej F przesuwającej jeden z biegunów. Wynikiem tego jest sterowanie wartością prędkości i przesunięcia w kierunku prostopadłym do kierunku pola magnetycznego jednej z powierzchni, pomiędzy którymi występuje ciecz magnetyczna [3]. Model ten może być wykorzystywany do budowy hamulców liniowych o niewielkich siłach oporu, oraz sprzęgieł i hamulców obrotowych.



Rys.2. Podstawowe modele z cieczami MR [3]: a) ścinający, b) ściskający, c) zaworowy

W drugim trybie pracy (rys. 2b) siła tłumienia jest związana z oporem występującym przy wzajemnym przemieszczaniu elementów rozdzielonych warstewką cieczy magnetycznej, która jest umieszczona pomiędzy dwoma ruchomymi biegunami magnetycznymi w szczelinach o wysokości wynoszącej około 0,1÷1 mm. Ten rodzaj pracy pozwala na kontrolę niewielkich przemieszczeń przy występowaniu stosunkowo dużych sił. Może on być wykorzystywany do budowy tłumików wibracji.

Trzeci wariant (rys. 2c) pokazuje możliwość zastosowania cieczy magnetoreologicznych w zaworach hydraulicznych. Jest to tzw. model zaworowy. Występujące pod wpływem różnicy ciśnień natężenie przepływu cieczy Q przez

szczelinę może być sterowane przez zmiany natężenia pola magnetycznego *H*. Jeśli odpowiednio dobierzemy wielkość szczeliny, ciśnienie zasilające oraz zakres zmian natężenia pola magnetycznego, to możliwe jest uzyskanie szerokiego zakresu zmian wartości natężenia przepływu, nawet do całkowitego zablokowania szczeliny.

3. Podstawowe założenia konstrukcyjne manipulatora

Założono, że zostanie zbudowany dwuosiowy manipulator o równoległej strukturze kinematycznej, zbliżonej do robota PORTYS (rys. 3). Może się on poruszać dzięki dwóm niezależnie działającym napędom elektrycznym w osi X, a dzięki połączeniu tych napędów ze sobą za pomocą cięgien w jednym punkcie na płaszczyźnie (platformie ruchomej), możliwy jest także ruch w osi Y.



Rys.3. Manipulator PORTYS [4]

Cięgna te łączą napęd z platformą ruchomą za pomocą przegubów, tworząc strukturę kinematyczną umożliwiającą ruch zespołu wykonawczego w płaszczyźnie XY. Ponadto manipulator posiadać będzie dwa napędy pneumatyczne o sterowanym oporze ruchu poprzez liniowe hamulce z cieczą magnetoreologiczną zabudowane bezpośrednio na prowadnicach poziomych.

Zamontowanie na platformie ruchomej dodatkowego napędu (np. liniowego siłownika pneumatycznego) sprawia, że zespół wykonawczy manipu-



Rys.4. Układ dźwigni w manipulatorze

matycznego) sprawia, że zespół wykonawczy manipulatora może się już poruszać w przestrzeni w trzech osiach XYZ. Taki manipulator jest już w stanie wykonywać skomplikowane funkcje manipulacyjne i montażowe, co sprawia, że tego typu struktura staje się przydatna do aplikacji przemysłowych.

W manipulatorze zastosowano układ dźwigni przedstawiony na rysunku 4, który ma zapewnić równoległość poruszania się platformy roboczej względem prowadnic. Skok siłownika powinien mieć wartość 150 mm, ponie-

waż założono, że napęd będzie mógł się przemieszczać właśnie na takiej długości. Znając długość cewek hamulców można określić długość samej kostki hamulca, co pozwoli na konstrukcyjne dobranie przestrzeni łączącej oba napędy (założono jej wymiar długościowy jako 100 mm).

Poniżej przedstawiono geometrię układu dźwigni manipulatora wraz z wymiarami. Zobrazowano tu trzy skrajne pozycje położenia napędów manipulatora, które pozwoliły dodatkowo na określenie przestrzeni pracy (strefa w kształcie trójkąta) końcówki roboczej. Niektóre z podanych wymiarów są tu podane orientacyjnie i w dalszej konstrukcji mogą się zmienić ze względów konstrukcyjnych, jednak nie wpływają one na geometrię manipulatora.



Określenie położenia platformy manipulatora na płaszczyźnie *XY* zostało przedstawione na rysunku 6. Aby móc ją określić w przestrzeni, należy znać skok siłownika zamontowanego na platformie ruchomej.

Założono, że manipulator będzie miał równe ramiona, które mogą się poruszać w zakresie kątów od 30° do 60°, co umożliwia otrzymanie przestrzeni roboczej przedstawionej na rysunku 5b. Poniżej przedstawiono równania, na podstawie których można określić położenie końcówki roboczej manipulatora na płaszczyźnie zgodnie z rysunkiem 6.



$$x_i = l \cdot \cos \varphi_i$$
$$y = l \cdot \sin \varphi_i$$

l – długość cięgna, φ_i – kąt pomiędzy cięgnami a prowadnicami.

Mierząc liniowe przesuwy napędów wzdłuż osi X otrzymamy zależność $y = f(x_i)$. Dodatkowo mierząc kąt φ_i jesteśmy w stanie określić współrzędną Y położenia platformy ruchomej manipulatora.

$$l = \frac{y}{\sin\varphi_i} = \frac{x}{\cos\varphi_i} \tag{1}$$

$$y = x \frac{\sin \varphi_i}{\cos \varphi_i} = x \cdot g \ \varphi_i \tag{2}$$

$$\cos \varphi_i = \frac{x_i}{l} \Longrightarrow \varphi_i = \arccos\left(\frac{x_i}{l}\right) \tag{3}$$

Ostatecznie można napisać:

$$y = x_i \cdot tg\left(\arccos\left(\frac{x_i}{l}\right)\right) \tag{4}$$

4. Obliczenia hamulców liniowych MR

W hamulcach zostanie zastosowana ciecz magnetoreologiczna MRF 140CG produkcji firmy LORD. Aby określić parametry liniowych hamulców MR należy wyznaczyć:

- siłę wytwarzaną przez siłowniki pneumatyczne,
- siły bezwładności wynikające z mas elementów ruchomych manipulatora,
- siły tarcia w uszczelnieniach i prowadnicach.

Obliczenia hamulca wykazały, że jego gabaryty byłyby zbyt duże, stąd zastosowano rozwiązanie z dwoma hamulcami MR usytuowanymi symetrycznie na prowadnicach.



Rys.7. Poglądowy szkic konstrukcji hamulca

W hamulcu liniowym MR siła hamująca jest zależna od tarcia w uszczelnieniach F_t , oraz siły zależnej od lepkości cieczy F_{μ} i F_{τ} (siła pochodząca od wartości natężenia pola magnetycznego *H*). Ze względu na trudności w uzys-

kaniu dokładnych danych o wartości tarcia w uszczelnieniach we wstępnych obliczeniach wyznacza się tylko siły pochodzące od cieczy MR. Dlatego też, całkowita siła oporu F może być zapisana jako suma dwóch sił F_{μ} i F_{τ} .

$$F = F_{\mu} + F_{\tau} \tag{5}$$

Aby móc określić wartość siły F_{μ} trzeba określić parametry wpływające na jej wartość: g – wysokość szczeliny: 0,0002 m, η – lepkość dynamiczna cieczy przy braku pola magnetycznego: 0,35 Pa·s, λ – współczynnik kontroli: 34, τ_f – naprężenie styczne proporcjonalne do natężenia pola: 60000 Pa, D – średnica rdzenia (prowadnicy): 12 mm.

Wyznaczymy wówczas względną prędkość ścinania s:

$$s = \frac{g \cdot \tau_{\tau}}{\lambda \cdot \eta} = I \frac{m}{s} \tag{6}$$

Dla założonych konstrukcyjnie wymiarów wyznaczamy pole ścinania A i długość czynną szczeliny L, co pozwala na obliczenie szerokości szczeliny.

$$A = L \cdot w = 904,8 \ mm^2 \tag{7}$$

gdzie:

 $L = 8 \cdot l = 24mm$, $w = \pi \cdot D = \pi \cdot 12 = 37,7mm$

Siła F_{μ} pochodząca od lepkości cieczy MR:

$$F_{\mu} = \frac{\eta \cdot s \cdot A}{g} = 1,6N \tag{8}$$

Określenie siły F_{τ} pochodzącej od natężenia pola magnetycznego jednego hamulca MR:

$$F_{\tau} = A \cdot \tau_f = 54,3N \tag{9}$$

Wyznaczenie całkowitej siły hamującej F_C dla dwóch hamulców liniowych MR:

$$F = 2 \cdot F_{\mu} + 2 \cdot F_{\tau} = 112N \tag{10}$$

Objętość cieczy MR wynikająca z geometrycznych parametrów obwodu (dla dwóch hamulców liniowych MR):

$$V = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot g \cdot w = 5,685 \cdot 10^{-7} m^3$$
(11)

5. Konstrukcja manipulatora

Na rysunku 8 przedstawiono przekrój liniowego hamulca MR. Jego konstrukcja została zaprojektowana w oparciu o wykonane obliczenia, a następnie zilustrowana rysunkiem 3D.

Siła styczna wytworzona w szczelinie między stojanem a prowadnicą jest zależna od lepkości cieczy. Zmieniając zatem wartość prądu przepływającego

przez cewki sterujemy bezstopniowo oporem ruchu stojana. Promieniowa grubość szczelin wynosi 0,2 mm. Ze względu na konieczność magnetycznego odseparowania stojana pokrywy zostały wykonane z brązu. Do stojana natomiast zostały przymocowane płyty z zespołem przegubów (7), umożliwiając zamocowanie ramion manipulatora. Pomiar przesunięcia liniowego stojanów jest realizowany za pomocą przetworników rezystancyjnych.



Rys.8. Przekrój liniowego hamulca MR

Zaletą tego rozwiązania jest duża sztywność wynikająca z równoległego działania 2 niezależnie sterowanych jednostek napędowych. Sztywność wypadkowa manipulatora o strukturze równoległej jest w przybliżeniu sumą sztywności elementów składowych. Jest ona wyraźnie większa od sztywności manipulatora o strukturze szeregowej, który zbudowany jest z podobnych elementów i którego sztywność wypadkowa jest mniejsza od sztywności najmniej sztywnego elementu.



Rys.9. Konstrukcja manipulatora pneumatycznego z hamulcami liniowymi MR

Ramiona przedstawionego manipulatora są obciążone głównie siłami rozciągającymi i ściskającymi, siły obciążające działają bowiem głównie w kierunku osi każdego ramienia. Jedną z wad tego rozwiązania jest konieczność stosowania dwóch układów napędowych (po 1 na każdą z osi).

6. Układ sterowania manipulatorem

Na rysunku 10 został przedstawiony schemat blokowy manipulatora, na którym uwidoczniono strukturę omawianego manipulatora. Centralną częścią, która odpowiada za prawidłową jego pracę jest komputer PC, sterujący urządzeniem za pośrednictwem modułów wejść i wyjść. Odczytuje on wartości sygnałów, jakie są wskazywane poprzez przetworniki pomiaru położenia liniowego, i na ich podstawie określony zostaje punkt w przestrzeni roboczej manipulatora, w którym znajduje się platforma robocza. Odbywa się to zgodnie ze wzorem (3), określającym równanie ruchu manipulatora.



Rys.10. Schemat blokowy układu sterowania manipulatora z hamulcami MR

Po włączeniu elektrycznych i pneumatycznych podzespołów manipulatora, zostają odczytane położenia napędów manipulatora, na tej podstawie układ sterujący określa kąt wychylenia cięgien na podstawie wzoru (3). Po wyznaczeniu wartości kątów i określeniu położenia platformy roboczej, napędy manipulatora przesuwają się do pozycji "zerowej". Pozycja zerowa, określa punkt w przestrzeni roboczej, gdzie cięgna tworzą z napędami kąty 30°. Jest to jedna ze skrajnych pozycji, jaką może osiągnąć manipulatora. Wyżej opisane czynności stanowią ustawienie punktu początkowego manipulatora. Czynność ta jest przeprowadzana zaraz po załączeniu manipulatora. Po uruchomieniu układ sterujący podaje odpowiednie sygnały na cewki zaworów elektropneumatycznych, oraz na cewki hamulców, zapewniając osiąganie zadanych pozycji przez człon wykonawczy manipulatora.

7. Podsumowanie

Manipulator pneumatyczny z hamulcami liniowymi MR jest urządzeniem zaprojektowanym do przenoszenia elementów o niewielkich masach (około

1 kg). Dołączając do jego platformy ruchomej dodatkowy siłownik lub chwytak pneumatyczny uzyskuje on zdolność do przenoszenia różnych przedmiotów w obrębie swojej przestrzeni roboczej. Manipulator ten może pełnić więc funkcje: montażowe, transportowe oraz pakujące, przy większych wymiarach może służyć nawet do paletyzacji, co może go czynić przydatnym w zastosowaniach przemysłowych.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2007-2010 jako projekt badawczy nr N502 035 32/2557.

Literatura

- Jolly M.R., Bender J.W., Carlson J.D.: Properties and applications of commercial magnetorheological fluids, Proceedings of SPIE 5th Annual Symposium on Smart Structures and Materials, San Diego, Kanada, 15.03.1998.
- 2. Koyama K., Nakano M.: Magneto-rheological suspensions and their applications. Proceedings of International Conference On Electrorheological Fluids, Yonezawa, Japonia, 1997.
- 3. Lampe D.: Anwendung von magnetorheologischen Fluiden in Kupplungen, Antriebstechnik 38 (1999), nr 7.
- How To Assign Time-Optimal Trajectories To Parallel Robots An Adaptive Jerk-Limited Approach. http://abcm.locaweb.com.br/symposiumSeries/SSM_ Vol2/Section_III_Robotics/SSM2_III_03.pdf

CETOP system szkolenia kadr w hydraulice maszynowej

Henryk Chrostowski – Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumamatycznych, Politechnika Wrocławska, Zygmunt Domagała – Politechnika Wrocławska

Streszczenie. Zaprezentowano opracowany i wdrażany w 16. krajach członkowskich CETOP – Europejski Komitet ds. Hydrauliki i Pneumatyki system kształcenia kadr dla gospodarki w obszarze napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych. Ten bazujący na kompetencjach sposób kształcenia umożliwia zdobywanie kwalifikacji na trzech poziomach w obszarach: hydrauliki przemysłowej, hydrauliki maszyn mobilnych oraz pneumatyki. W pracy na podstawie dokumentów CETOP i dotychczasowych doświadczeń niektórych ośrodków zagranicznych, omówiono wymagania merytoryczne i formalne jakie muszą spełniać ośrodki i kadra oraz zasady ich akredytacji przez zewnętrznych weryfikatorów (z CETOP i krajowego stowarzyszenia). Omówiono program części teoretycznej i praktycznej szkoleń na trzech poziomach kwalifikacji w zakresie hydrauliki przemysłowej IH1, IH2, IH3 oraz hydrauliki maszyn mobilnych MH2 i MH3. Bardziej szczegółowo przedstawiono program IH1 oraz sposób prowadzenia i wymagania egzaminu pisemnego i praktycznego. Absolwenci tych szkoleń otrzymują certyfikaty, wystawiane wspólnie przez CETOP i członkowskie stowarzyszenie krajowe, honorowane w krajach europejskich.

1. Wprowadzenie

Rozwój gospodarczy jest warunkowany wieloma czynnikami, do najważniejszych należy posiadanie kadry o odpowiednich kwalifikacjach na wszystkich poziomach i stanowiskach pracy. Popyt na pracowników posiadających odpowiednie kwalifikacje w obszarze napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych jest duży i trwały. Dotyczy to naszego rynku krajowego, a od kilkunastu lat obserwuje się znaczny deficyt tej kadry w krajach CETOP.

Z drugiej strony otwarty (prawie) rynek pracy i związany z tym przepływ pracowników oraz globalna działalność firm i koncernów wymagają pewnego ujednolicenia standardów kwalifikacyjnych. Obserwujemy to na poziomie działalności uniwersyteckiej – system punktów kredytowych.

Dlatego w CETOP od prawie 10 lat pracowano nad utworzeniem jednolitego i akceptowalnego systemu szkolenia kadr zdolnych do obsługi i umiejętnego postępowania (radzenia) sobie z układami napędu i sterowania hydraulicznego i pneumatycznego. System taki opracowany przez Komisję ds. Edukacji CETOP, po dyskusjach i uwagach stowarzyszeń członkowskich z 15. krajów został przyjęty przez Walne Zgromadzenie CETOP w 2006 roku w Krakowie. Wszystkie istotne założenia, informacje i procedury zawarto w dokumencie CETOP Education Recommendations [1, 2] dostępnym również na stronie www.cetop.org.

W niniejszym opracowaniu przedstawiono wybrane – podstawowe informacje o systemie szkolenia kadr z hydrauliki i pneumatyki maszynowej z myślą o zainteresowaniu tą inicjatywą przedstawicieli całego krajowego sektora techniki płynowej: firm małych, średnich i dużych zajmujących się produkcją komponentów i układów, dystrybucją i serwisem, projektowaniem użytkowaniem i eksploatacją, a także ośrodków naukowych i dydaktycznych wyższych uczelni oraz organizacji stowarzyszeń naukowo-technicznych, w tym ośrodków szkoleniowych. Analiza wymagań i warunków zawartych w dokumencie [1, 2] oraz bezpośrednie kontakty z przedstawicielami ośrodków realizujących wybrane rodzaje szkoleń w Wielkiej Brytanii [3, 4], Niemczech i Włoszech i przez naszą Korporację Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych wskazuje na to, że praktycznie brak jest w kraju ośrodka, który samodzielnie mógłby wdrożyć taki system szkolenia [5]. Jesteśmy zbyt rozdrobnieni lub/i zbyt wąsko wyspecjalizowani.

2. Podstawowe założenia systemu CETOP

2.1. Kwalifikacje oparte na kompetencjach

Celem opracowanego, wdrażanego i rekomendowanego przez CETOP systemu szkolenia jest uzyskanie kwalifikacji których podstawą są kompetencje. System ten wyraźnie rozróżnia zdobytą i posiadaną wiedzę uzyskaną np. w kształceniu akademickim od umiejętności powiązanych ze zdolnościami danej osoby do wykorzystania wiedzy w realnych sytuacjach życiowych i zawodowych. Rzeczywiste kwalifikacje zawodowe związane z obsługą i umiejętnościami radzenia sobie z układami napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych stanowią prace wiążące następujące działania [1, 2]:

- planowanie (projektowanie) i przygotowanie,
- instalowanie,
- przekazywanie,
- testowanie badanie,
- obsługiwanie eksploatowanie,
- diagnostyka i usuwanie usterek,
- wyjmowanie i wymiana elementów,
- demontaż i ponowny montaż.

Realizacja tych zadań na różnych "poziomach zawodowych" i uzyskanie odpowiedniego poziomu funkcjonowania i powtarzalności w danym czasie będzie wymagać, by dana osoba była kompetentna. Przyjęto przy tym określenie, że "kompetencję definiuje się jako zastosowanie umiejętności zawodo-

wych i wiedzy teoretycznej do wykonania konkretnego zadania, zgodnie z danym wzorcem i w określonym czasie, z możliwością powtarzania wykonywanych czynności" [3].

2.2. Poziomy zawodowe

Programy szkoleń bazujących na kompetencjach dla różnych poziomów przygotowania zawodowego różnią się istotnie. Poniżej rozpatrzono jako przykład ZAWÓR NADMIAROWY i wskazano różnicę w zakresie wymogów dotyczących wiedzy na różnych poziomach i wyraźnie wskazujących, gdzie szkolenie i doświadczenie odgrywa swoją rolę.

Na poziomie 1 – kandydat musi wiedzieć, co to jest zawór nadmiarowy, co on wykonuje i dlaczego (funkcja podstawowa).

Na poziomie 2 – kandydat musi wiedzieć, oprócz powyższego, jak pracuje zawór nadmiarowy (funkcjonowanie i praca).

Na poziomie 3 – kandydat musi również znać zastosowania, w jakich zawór nadmiarowy może być użyty (odciążenia, sterowanie proporcjonalne) i co może pójść źle (funkcje, praca, zastosowanie i specyfikacja techniczna).

Na poziomie 4 – od kandydata wymaga się całego poziomu 3 i orientacji w aspektach konstrukcyjnych, doboru elementu i analizy zgodności układu.

Na poziomie 5 – kandydat potrzebuje znajomości wszystkich powyższych punktów oraz dodatkowo umiejętności i wiedzy niezbędnej do zaprojektowania lub przeprojektowania samego zaworu nadmiarowego.

Stosując ten przykład można zauważyć, że aczkolwiek osoba piątego poziomu wiedzy musi wiedzieć to samo co osoba pierwszego poziomu, to istnieje wyraźna różnica w szerokości i głębokości wiedzy. Poziom pierwszy jest szerokim podejściem o bardzo małej głębokości, natomiast poziom piąty stanowi znacznie głębsze podejście, obejmujące szerszy zakres tematów.

Przykładowo przejście z poziomu pierwszego do poziomu drugiego wymaga kształcenia i szkolenia (treningu), przy poziomie kompetencji nabytym w powiązaniu z doświadczeniem wymaganym do spełnienia kryteriów poziomu zawodowego drugiego.

W ramach dotychczasowej działalności Komisji Edukacyjnej CETOP zostały opracowane wszystkie szczegółowe zasady i procedury dla poziomów zawodowych 1, 2 i 3. Opracowanie poziomów 4 i 5 oraz ewentualnych wyższych nastąpi później po zebraniu i analizie doświadczeń i rezultatów szkoleń na poziomach niższych w warunkach różnych krajów członkowskich CETOP.

3. Kompetencje w zakresie układów napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych

Poniżej przedstawiono charakterystykę ogólną trzech pierwszych L1, L2 i L3 poziomów kompetencji zawodowych w zakresie hydrauliki i pneumatyki maszynowej [1, 2].

Poziom 1.	Osoba ta będzie realizowała zadania, które następują z ustaloną				
	procedurą. Działania będą powtarzające się i krótkoterminowe.				
	Reakcją na większość problemów będzie wezwanie pomocy lul				
	wykonanie wstępnie ustalonego zestawu działań.				

- **Poziom 2.** Osoba ta będzie realizować różnorodne zadania i wymaga się, by rozumiała ona zaangażowane w niej czynniki techniczne. Działania te mogą wymagać interpretacji i zastosowania różnorodnych i nie rutynowych specyfikacji. Działania będą obejmowały zastosowanie prostych kontroli diagnostycznych i zdolności pozytywnego reagowania na odstępstwa. Może być wymagana współpraca z innymi osobami w zespole lub grupami roboczymi.
- **Poziom 3.** Osoba ta będzie zaangażowana w szeroki i często złożony zakres działań, często wymagający niezależnych decyzji, które należy podjąć co do spraw technicznych dotyczących specyfikacji, zasobów lub procesów. Do zakresu odpowiedzialności będzie należało planowanie prac, podobnie jak wykrywanie i usuwanie błędów. Poziom ten obejmuje również odpowiedzialność za podjęte działania i wymagany ich wynik.

W tabeli 1 przedstawiono wybrane umiejętności oparte na wiedzy i umiejętności bazujące na kompetencjach, niezbędne dla osiągnięcia określonego poziomu kwalifikacji. Odniesiono te umiejętności do trzech obszarów: elementy składowe – komponenty, układy i najistotniejsze umiejętności. Wszystkie przedstawione tam umiejętności zostały jednoznacznie opisane i wyjaśnione w załączonym słowiczku [1, 2], którego ze względu na ograniczoną objętość nie będziemy tu zamieszczać.

Umiejętności bazujące na wiedzy oraz umiejętności bazujące na kompetencjach [1, 2]. BAZUJĄCE NA WIEDZY = KB, BAZUJĄCE NA KOMPETENCJACH = CB, W ZAKRESIE OBOWIĄZKÓW = WSD

Uwaga: aczkolwiek na niektórych poziomach może pojawić się O, szerokość i głębokość poziomów może różnić się w zależności od poziomu.

								Tabela 1
		KB	СВ	KB	СВ	KB	СВ	WSD
EL	LEMENTY SKŁADOWE	1	.1		L2	1	.3	
•	Rodzaje							
•	Konstrukcje							
•	Funkcjonowanie							
•	Praca							
•	Zastosowanie							
•	Osiągi/charakterystyki							
•	Dobór/zalecenia							
•	Zwymiarowanie							
•	Montaż/interfejs							
•	Układy sterowania/interfejs							WSD
•	Instalacja							
•	Oddanie do eksploatacji/ ustawienie				•		•	WSD
•	Niewłaściwe funkcjonowanie i jego skutki							
٠	Badanie				۲		۲	WSD
•	Diagnostyka błędów							
٠	Usunięcie i wymiana		•					
•	Demontaż							
٠	Ponowny montaż							
SY	STEMY	1	21		L2	1	L 3	
•	Planowanie – projekty/działanie							
٠	Dane techniczne/specyfikacje							
	techniczne						-	
•	Schematy obwodów							WSD
•	Układy sterowania/opcje sterowania							
•	Interfejsy układów sterowania							
•	Konfiguracja							
•	Praca							
•	Zastosowanie	•			•		•	
•	Instalacja (częściowa i całkowita)	1					•	
•	Oddawanie do eksploatacji					•	•	
•	Modyfikacje	1					•	
•	Zalecenia dotyczące poprawy			•		•		
•	(u przeciwieństwie do monitorowanie)							
	(w pizeciwienstwie do. momtorowania) Monitorowanie funkcionowania (iak	ĺ		Ì		i –		
•	wyżej) (procedury oraz wykorzystanie				•		•	
	diagnostyki)				•		•	
•	Interpretacje wyników							
•	Konserwacja rutynowa		٠		•			
•	Konserwacja proaktywna/zapobieganie							
GŁ	ÓWNE UMIEJĘTNOŚCI/Wiedza teore-	,	1		12		3	
tyc	zna		1		64		<i>.</i> ,	
•	Główne ZASADY							
٠	Użycie formuł i obliczeń							



4. Zatwierdzone ośrodki szkoleniowe CETOP

Odpowiedzialność za zorganizowanie, uruchomienie, wdrożenie i bieżące zarządzenie oraz weryfikację nałożono na poszczególne stowarzyszenia członkowskie CETOP. Zaleca się, aby każde stowarzyszenie blisko współpracowało z różnymi organizacjami i instytucjami edukacyjnymi i szkoleniowymi a także ośrodkami przemysłowymi w swoich krajach, tak aby zapewnić i utrzymać odpowiednią jakość kształcenia zgodnie z wymogami CETOP. Stowarzyszenia członkowskie CETOP, w Polsce Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych, już wydają i będą wydawać świadectwa – certyfikaty określające poziom i zakres kwalifikacji CETOP, które są uznawane w całej Europie. System ten obejmuje europejską sieć stowarzyszeń członkowskich CETOP (rys. 1), które wdrażają i weryfikują wzajemnie spełnianie zaleceń edukacyjnych. Schemat procesów powoływania, weryfikacji i zatwierdzania ośrodka przedstawiono na rysunku 2.



Rys.1. Europejska sieć współpracy ośrodków CETOP



Rys.2. Schemat powoływania ośrodka

Wszystkie ośrodki zatwierdzone poprzez Krajowe Stowarzyszenia CETOP muszą mieć wdrożone następujące systemy:

- a) Odpowiedni system kontroli jakości/zarządzania jakością, aby skutecznie zarządzać planem obejmującym wszystkie aspekty rejestracji, wprowadzenia do tematu, przeglądu i oceny indywidualnych potrzeb, ciągłym ocenianiem, monitorowaniem osiągów, oceną końcową, egzaminami, zatwierdzaniem i zapewnianiem skutecznej opinii.
- b) System prowadzenia zapisu w sposób poufny i pewny.
- c) Kompetentny personel techniczny z doświadczeniem w zakresie systemów hydraulicznych, systemów pneumatycznych i układów sterowania stosowanych do programu, w którym mają być zrealizowane.
- d) Doświadczony personel do przeprowadzania ocen na bazie wiedzy teoretycznej i kompetencji, aby spełnić wymagania planu z powołaniem się na ocenę i weryfikację wewnętrzną.
- e) Wdrożoną politykę obejmującą system ochrony zdrowia i bezpieczeństwa oraz zapewnienia równych możliwości (zalecany system ISO 9000 lub ISO 14000).
- f) Bazę sprzętową, która będzie wspierała opiekuna w czasie prezentacji i części bazującej na wiedzy teoretycznej, zapewniając jednocześnie odpowiednie wsparcie kandydatom, aby praktykowali i poszerzali oni swoje umiejętności do oceny ostatecznej bazującej na kompetencjach (patrz pkt 2.6 dotyczący zapewnienia sprzętu ośrodka).
- g) Bibliotekę techniczną zawierającą odpowiednie zasoby aktualnych:
 - katalogów producenta i danych technicznych,
 - CD-ROM (o ile ma to zastosowanie) oraz dostęp do internetu wymagany, aby zapewnić aktualne dane techniczne,
 - wytycznych dotyczących napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych,
 - instrukcji szkoleniowych,
 - dokumentacji BHP.



Uwaga: Wszystkie daty aktualnych wydań powinny być rejestrowane, a dokumentacja powinna być utrzymywana na aktualnym poziomie.

- h) odpowiednie sale wykładowe ze stosownymi pomocami wizualnymi dla wsparcia i prezentacji programów. Programy te powinny obejmować:
 - prezentacje komputerowe,
 - systemy projekcyjne (ekranowe/ wyświetlane na LCD).

Aktualnie programy szkoleniowe CETOP obejmują różnorodne szkolenia na trzech poziomach zawodowych (rys. 3). Zatwierdzone ośrodki muszą posiadać lub muszą mieć dostęp do następującego sprzętu, aby:

- a) zapewnić wsparcie nauczaniu bazującemu na wiedzy teoretycznej,
- b) zapewnić efektywne pokazy przez opiekunów trenerów,
- c) zapewnić odpowiednie doświadczenie praktyczne typu "Hands On" w trakcie zdobywania umiejętności praktycznych i oceny bazującej na kompetencjach

•			
			Poziom 3
		•]	Hydraulika maszyn mo- bilnych (MH3)
		•]	Napęd i sterowanie hy- drauliczne w urządzeniach przemysłowych (IH3)
		•]	Napęd i sterowanie pneumatyczne (P3)
	Poziom 2		
	 Hydraulika maszyn mobilnych (MH2) Napęd i sterowanie hydrauliczne w urzą- dzeniach przemysło- wych (IH2) Napęd i sterowanie 		
D 1 1	pneumatyczne (P2)		
Poziom 1	l		
 Napęd hydrauliczny (H1) 			
 Napęd pneumatyczny (P1) 			



Przykładowo dla obszaru **Hydraulika przemysłowa i układy sterowania** ośrodki muszą mieć zdolność do [1, 2]:

- 1) Prezentacji zjawiska kawitacji i napowietrzania po stronie ssawnej pompy;
- Eksploatacji pomp o stałej wydajności z szeregiem urządzeń sterowania ciśnieniem, natężeniem przepływu obejmujących:
 - zawory nadmiarowe jednostopniowe,
 - zawory nadmiarowe sterowane pilotem z układem sterowania odpowietrzeniem,
 - systemy odciążające,
 - przetworniki ciśnieniowe i przełączniki elektrohydrauliczne,
 - akumulatory (włącznie z urządzeniem ładującym).

Sterowanie przepływem powinno obejmować proste zawory dławieniowe i zawory sterujące natężeniem przepływu z dławieniem na zasilaniu oraz z dławieniem na wylocie, a także zawory typu by-pass, oraz dzielniki przepływu.

- Eksploatacji sterowania systemem pomp o zmiennej wydajności obejmującym:
 - kompensacje ciśnienia (sterowanie stałociśnieniowe),
 - load sensing z wyczuciem obciążenia,
 - zdalne sterowanie ciśnieniem (włącznie z zastosowaniem sterowania elektrycznego i proporcjonalnego).
- 4) Prezentacji i zbadania utrzymywania obciążenia i sterowania ruchem poprzez zawory zwrotne sterowane pilotem oraz zawory odciążające.
- 5) Wbudowania i stosowania zarówno zaworów elektromagnetycznych typu dwupołożeniowego i układu sterowania proporcjonalnego.
- 6) Zbudowania obwodów układów, włącznie z przełącznikami, przekaźnikami i systemami kart wzmacniaczy.
- 7) Realizacji badania funkcjonowania pompy i wyznaczenia charakterystyk Q = f(p) w warunkach obciążenia i braku obciążenia.
- Zademonstrowania procedur, które należy zrealizować dla potrzeby oceny poziomu zanieczyszczenia płynu hydraulicznego przy użyciu zestawu badawczego korygującego.
- 9) Zbadania funkcjonowania cylindrów hydraulicznych pracujących z szybkim ruchem dostawczym.
- 10) Zbadania funkcjonowania silnika hydraulicznego związane z wyznaczeniem charakterystyki: straty wolumetryczne w funkcji chłonności i prędkości obrotowej.
- 11) Zbadania funkcjonowania zaworów redukujących ciśnienie dwudrogowych i trójdrogowych.
- 12) Wyróżniania różnicy pomiędzy zaworami montowanymi: nabojowymi wkręcanymi, nabojowymi wsuwanymi i montowanymi na rurze poprzez praktyczne doświadczenie typu "hands on".

5. Realizacja i ocena szkolenia

Sposób realizacji szkolenia i oceny słuchaczy przedstawiono na przykładzie programu IH2 – Poziom zawodowy 2 w obszarze hydrauliki przemysłowej. Program ten można przekazywać na wiele sposobów uczenia się zaprojektowanych przez zatwierdzone ośrodki, poczynając od krótkich kursów do uczenia się eksternistycznego na bazie ośrodka. Zatwierdzone ośrodki mogą również elastycznie zarządzać harmonogramami kursów. Oczekuje się, że kandydaci wykonają szereg zleconych zadań przez cały program nauki, aby wzmocnić rezultaty uczenia się i będą uczestniczyć w programie modułów bazowych w ośrodku.

Ostateczna ocena jednostek bazujących na wiedzy teoretycznej odbędzie się poprzez egzamin pisemny trwający minimum dwie godziny. Zostanie on przygotowany wstępnie raz w roku i zorganizowany w zatwierdzonych ośrodkach w czerwcu. Oceną pozytywną egzaminu pisemnego będzie 60%.

Oczekiwany czas ukończenia tego programu bazującego na kompetencjach to 1-2 lata, ale to zależy od wcześniejszego doświadczenia i sposobu uczenia się przez ośrodek i będzie wymagało osobistego zaangażowania w naukę i zgłębiania treści zawartych w programie nauczania.

Przygotowanie zadania praktycznego i ocena jednostki bazującej na kompetencjach zostaną zrealizowane poprzez uzgodnienie z zatwierdzonym ośrodkiem w trakcie roku. Ostateczny egzamin zostanie zrealizowany na zasadzie "jeden kandydat jeden opiekun", czyli jeden kandydat będzie egzaminowany przez jednego opiekuna, a wynik egzaminu będzie pozytywny lub negatywny.

Pomyślne zakończenie jednostki bazującej na wiedzy teoretycznej i kompetencjach daje podstawę wystawienia świadectwa kwalifikacji w obszarze hydrauliki przemysłowej poziomu drugiego CETOP. (Kandydaci, którzy pomyślnie przeszli tylko jedną jednostkę szkolenia, mogą otrzymać świadectwo jednostkowe CETOP.)

OCENA ZADANIA PRAKTYCZNEGO (IH2)

Podczas oceniania kompetencji należy zrealizować następujące procesy:

W odniesieniu do poziomu zawodowego identyfikuje się szereg ocenianych zdolności. Stanowią one "CZĘŚĆ PRAKTYCZNĄ" zadania dla danej osoby i wymaga to połączenia, zarówno umiejętności praktycznych, jak i wiedzy stosowanej.

Dla każdej ocenianej zdolności ustala się następnie obiektywne dowody wyników i przedstawia jako WYMAGANE OBIEKTYWNE DOWODY (czasami określane jako kryteria wyników).

We wszystkich przypadkach kandydaci muszą spełnić wymagania każdej ocenianej zdolności w co najmniej dwóch przypadkach.

W czasie oceny zadania praktycznego OCENIAJĄCY uzgodni "rodzaj obiektywnych dowodów", które należy uzyskać i mogą one obejmować:

- obserwację bezpośrednią,
- odpytywanie ustne / komentarz kandydata,
- sprawozdanie pisemne,

oraz mogą obejmować wszystkie te typy.

Wymagania dotyczące oceny [1, 2].

W zadaniach praktycznych kandydaci muszą w co najmniej dwóch przypadkach udowodnić swoja zdolność do realizacji następujących przykładowych działań:

Oceniana zdolność

IH2.1 Interpretacja schematów obwodów hydraulicznych mających zastosowanie do wybranych systemów.

Wymagane dowody obiektywne

IH2.1.1 Identyfikacja funkcji maszyny i jej pracy.

IH2.1.2 Identyfikacja nazw elementów i ich funkcji.

IH2.1.3 Identyfikacja metod sterowania elementami.

Oceniana zdolność

IH2.2 Montaż systemu hydraulicznego w oparciu o podaną informację i realizacja skutecznej diagnostyki błędów.

Wymagane dowody obiektywne

IH2.2.1 Dobór elementów składowych i ich kontrola w stosunku do specy-fikacji.

IH2.2.2 Przygotowanie planu montażu (początek działań, które należy wy-konać).

IH2.2.3 Realizacja przez cały czas praktyk bezpiecznej pracy.

IH2.2.4 Oddanie do eksploatacji elementów składowych poprzez realizację zalecanych procedur.

IH2.2.5 Realizacja procedur uruchomienia.

IH2.2.6 Realizacja kontroli operacyjnej systemów i rejestracja wyników.

IH2.2.7 System pracuje zgodnie ze specyfikacją.

IH2.2.8 System nie pracuje zgodnie ze specyfikacją – "Błąd, przyczyna, środek zaradczy". Skuteczne zastosowanie podejścia do diagnostyki błędów, aby przywrócić stan z pkt. 2.2.7.

PROGRAM HYDRAULIKI PRZEMYSŁOWEJ JEDNOSTKA BAZUJĄCA NA WIEDZY TEORETYCZNEJ (IH2)

TREŚĆI

- IH2.5.1 Podstawowe zasady.
- IH2.5.2 Elementy składowe systemu hydraulicznego.
- IH2.5.3 Pompy i związane z nimi układy sterowania.
- IH2.5.4 Siłowniki hydrauliczne.
- IH2.5.5 Obwody i cechy układów sterowania.
- IH2.5.6 Płyny hydrauliczne.
- IH2.5.7 Zbiorniki i sprzęt pomocniczy.
- IH2.5.8 Kontrola zanieczyszczenia.
- IH2.5.9 Konserwacja, monitoring i znajdowanie błędów.

Praca egzaminacyjna będzie zawierała pytania ze wszystkich części programu.

- Minimalny czas trwania egzaminu to dwie kolejne godziny.
- Ocena pozytywna 60%.
- Styl pytań typu pojedynczy temat, wiele tematów, krótka odpowiedź, wybór spośród wielu możliwych odpowiedzi.
- Wszystkie pytania będą miały równe oceny.

Tam gdzie niezbędne są obliczenia i wzory obliczeniowe, należy wykazać wszystkie etapy obliczeń wraz z odpowiadającymi im jednostkami.

Wybrane grupy tematów egzaminacyjnych [1, 2].

IH2.5.2 Elementy składowe systemu hydraulicznego

Opisać funkcje i prace zaworów sterujących i rozpoznać ich symbole graficzne na związanych obwodach.

a) Sterowanie przepływem:

- urządzenia sterujące przepływem, stałe i nastawne,
- urządzenia sterujące przepływem z kompensacją ciśnienia i temperatury,
- dzielniki przepływu suwakowe, obrotowe i priorytetowe,
- b) Sterowanie ciśnieniem:
 - zawory nadmiarowe jedno i dwustopniowe,
 - sterowanie odpowietrzaniem i zasady rozładowania,
 - zawory redukujące ciśnienie jedno- i dwustopniowe (dwu- i trójdrożne),
 - zawory odciążające ze zdalnym pilotem,
 - zawory sekwencyjne,
- d) Urządzenia sterujące kierunkiem przepływu i metody sterowania:
 - zawory zwrotne,

- zawory zwrotne sterowane pilotem,
- zawory suwakowe włącznie z dwustopniowymi,
- zawory grzybkowe,
- zawory obrotowe,
- sterowane ręcznie / pilotem / włączane i wyłączane cewką elektromagnetyczną,
- wprowadzenie do sterowanie proporcjonalnego.

IH2.5.6 Płyny hydrauliczne

Opisać funkcje i charakterystyki płynów hydraulicznych:

- a) Funkcje:
 - przenoszenie mocy, smarowanie, chłodzenie, uszczelnianie, nośnik substancji zanieczyszczającej,
- b) Charakterystyki i własności oraz ich wpływ na funkcjonowanie systemu:
 - lepkość, wskaźnik lepkości, smarowność, utlenianie, temperatura krzepnięcia, odporność na emulgowanie, kompatybilność materiałowa,
- c) Rodzaje olejów i ich zastosowanie:
 - oleje mineralne, emulsje, glikole, płyny biodegradowalne (patrz ISO 15380),
- d) Składowanie, obchodzenie się i usuwanie:
 - wyjaśnić konieczność właściwego składowania, obchodzenia się, systemów utylizacji i regeneracji i związanej z tym kontroli czystości,
 - przepisy wymagane dotyczące bezpieczeństwa obchodzenia się i usuwania – utylizacji i regeneracji.

6. Zamiast podsumowania

Który z krajowych ośrodków podejmie się zorganizowania szkoleń w obszarze hydrauliki maszynowej, zgodnie z zasadami CETOP?

Służymy pomocą, radą i kontaktami.

Zapraszamy do współpracy.

Literatura

 CETOP - Education Recommendations Editor CETOP General Secretariat Frankfurt/Main 2007.

- CETOP Zalecenia edukacyjne, 2007. wersja polska (tłum. W. Muehleisen, Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych, Wrocław 2008).
- 3. Savage J. R.: Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne. Projekt edukacji CETOP. HiP nr 5/2006.
- 4. The National Fluid Power Centre. British Fluid PowerAssotiation informator.
- Chrostowski H., Domagała Z.: CETOP system szkolenia w zakresie pneumatyki maszynowej. Konferencja Napędy i sterowania pneumatyczne PNEUMA'2008. Hołny-Mejera 2-4.06.2008.

Model analizy kosztów obsługi klienta w oparciu o rachunek kosztów działań ABC

Jolanta Szadkowska – Politechnika Krakowska

Streszczenie: Współczesna walka konkurencyjna na rynku, to walka o klienta, a to wymaga zindywidualizowanego, strategicznego podejścia do klienta. Dzisiaj przesłanką wszystkich decyzji przedsiębiorstw o wyborze profilu, sposobach sprzedaży, komunikacji z rynkiem przestają być wewnętrzne uwarunkowania technologiczne i organizacyjne przedsiębiorstwa, a stają się oczekiwania i preferencje nabywców, które przekładają się na wpływy i zysk przedsiębiorstwa. Usatysfakcjonowani i lojalni klienci stają się zatem podstawowym zasobem przedsiębiorstw ukierunkowanych na sukces i wzrost wartości firmy, ponieważ tylko tacy klienci generują zyski i zapewniają odpowiedni do oczekiwań poziom zakupu. Strategiczne ukierunkowanie na klienta musi być połączone z myśleniem w kategoriach finansowych, tj. ciągłej analizie kosztów działań związanych z obsługą poszczególnych grup lub indywidualnych klientów oraz generowanych przez nich zysków. W pracy zaprezentowano na przykładzie firmy produkującej elementy hydrauliczne współczesne podejście do określenia kosztów obsługi klienta. Model ten umożliwia analizę kosztów na czterech poziomach, co pozwala określić rentowność klientów firmy, jak również produktu dla klienta.

1. Wprowadzenie

Narastająca intensywność konkurencji i duża liczba asortymentów oferowanych produktów zmusza przedsiębiorstwo do nowego podejścia w określaniu znaczenia, roli i miejsca klientów w działaniach firmy. Dziś przesłanką wszystkich decyzji o wyborze profilu, sposobach sprzedaży, komunikacji z rynkiem przestają być wewnętrzne uwarunkowania technologiczne i organizacyjne przedsiębiorstwa, a stają się oczekiwania i preferencje klientów. Jedni klienci akceptują i oczekują obsługi standardowej i prostej, inni domagają się dodatkowych usług na różnych etapach współpracy. Jedni kupują w dużych partiach, inni w małych, jedni płacą regularnie, inni zwlekają... Nadchodzi moment, w którym przedsiębiorca już nie może ignorować tych różnic, zdając sobie sprawę, że jedni przynoszą zysk a inni stratę [1, 2].

To zróżnicowanie klientów, a tym samym kosztów ich obsługi skłania przedsiębiorstwa do zindywidualizowanego podejścia do klienta. Klienci zadowoleni i usatysfakcjonowani stają się podstawowym zasobem przedsiębiorstwa, gdyż tacy klienci generują odpowiednie wpływy mogące zapewnić przedsiębiorstwu zyski. Zatem zadowolenie klienta stanowi wartość dla firmy o tyle, o ile wpływy przewyższają koszty zaspokojenia jego potrzeb i oczekiwań. Strategiczne ukierunkowanie na klienta musi być połączone z analizą finansową polegającą na stałym badaniu kosztów działań związanych z obsługą poszczególnych grup lub indywidualnych klientów, oraz generowanych przez nich wpływów. Takie analizy powinny doprowadzić do podziału klientów według poziomu rentowności w celu budowania indywidualnej strategii konkurencyjnej przedsiębiorstwa np. strategii koncentracji na najbardziej rentownych klientach i kierunkach sprzedaży.

	Tabela 1
Klienci o wysokich kosztach obsługi	Klienci o niskich kosztach obsługi
Zamawiają zindywidualizowane produkty	Zamawiają standardowe produkty
Zamawiają małe ilości	Zamawiają duże ilości
Nieprzewidywalne terminy składania zamówień	Możliwe do przewidzenia terminy składania zamówień
Dostawy na specyficznych warunkach	Standardowe dostawy
Zmieniają warunki dostawy	Nie zmieniają warunków dostaw
Ręczne przetwarzanie zamówień	Elektroniczna wymiana danych (EDI)
Duże wsparcie przed sprzedażą (zasoby marketingowe, techniczne i sprzedaży)	Brak lub małe wsparcie przed sprzedażą (standardowa wycena i zamawianie)
Duże wsparcie po sprzedaży (instalacja, szkolenie, gwarancja, serwis u klienta)	Brak wsparcia po sprzedaży
Wymagają utrzymywania zapasów przez przedsiębiorstwa	Uzupełnianie zapasów w miarę produkowania
Płacą późno (duże sumy na rachunku należności)	Płacą na czas

Ceeny knemet w Zalezhosel ou pomesionyen kosztow obsiugi [5, 4]	Cechy	[,] klientów w	zależności od	poniesionych	kosztów	obsługi [3, 4]
---	-------	-------------------------	---------------	--------------	---------	----------------

2. Analiza rentowności klientów na podstawie rachunku kosztów działań

Prawidłowe ustalenie wysokości wydatków ponoszonych na klienta celem zaspokojenia jego potrzeb jest podstawowym warunkiem oceny rentowności klientów. Rzetelne przypisanie poniesionych kosztów poszczególnym klientom umożliwia rachunek kosztów działań ABC – Activity Based Costing. Tradycyjne podejście do kosztów jest obecnie niewystarczające, znajduje ono jedynie zastosowanie w przypadku jednorodnej oferty handlowej. Natomiast w przypadku różnorodnej, złożonej oferty handlowej, kierowanej do zróżnicowanych grup klientów, tradycyjne podejście nie pozwala na prawidłowe odniesienie kosztów na klientów, a tym samym określenie poziomu kosztów obsługi poszczególnych klientów. Koncepcja ABC [3, 4] daje doskonałe wyniki właśnie w przypadku przedsiębiorstw o wysokim stopniu złożoności, skomplikowania i różnorodności, oraz przedsiębiorstw posiadających klientów niejednorodnych o różnych wymaganiach, zapotrzebowaniu na różnego typu usługi. Obsługa takich klientów nie stanowi standardowego procesu o podobnych kosztach.

Istota rachunku kosztów działań

Rachunek ABC jest oparty na spostrzeżeniu, że każda organizacja jest zbiorem działań służących do osiągnięcia konkretnej korzyści. Istotą takiego

podejścia jest zależność przyczynowo-skutkowa między usługą czy produktem a kosztami przedsiębiorstwa. Koszty powstają jako efekt celowego wykorzystania dostępnych w organizacji zasobów, takich jak praca ludzka, urządzenia technologiczne, materiały czy przestrzeń biurowa w konkretnych działaniach. Przykładowo obsługa klienta i poniesione przy tym przez przedsiębiorstwo koszty są skutkiem wykonania określonych działań i celowego zużycia pewnych zasobów. W rachunku ABC to wykonanie określonych działań jest przyczyną powstawania kosztów, czyli zużywania zasobów przedsiębiorstwa.

3. Model analizy rentowności klientów w oparciu o rachunek kosztów działań

Idea rachunku kosztów działań w obszarze analizy rentowności klientów opiera się na założeniu, że zasoby w przedsiębiorstwie są zużywane na różne działania i procesy, które służą zaspokojeniu potrzeb klientów. Część zasobów jest zużywana na działania podejmowane w celu wytworzenia produktu dla klienta (np. koszty bezpośrednie, przygotowania produkcji). Ale w firmie są również podejmowane działania wyłącznie celem obsługi klienta, które nie wiążą się z produktami (np. dostawa wyrobów, wizyty u klientów) – rysunek 1.



Rys.1. Założenie w modelu analizy rentowności klientów opartej na metodzie ABC [3, 4]

Takie założenie ma istotne znaczenie dla budowy systemu kalkulacji kosztów klienta. Zgodnie z przyjętym założeniem dokonano klasyfikacji kosztów i przedstawiono na rysunku 2.

Wszystkie ponoszone koszty przez przedsiębiorstwo sklasyfikowano w trzech grupach:

Grupa 1 - Koszty związane z produktami

Koszty wytworzenia, koszty dostaw materiału, przygotowania produkcji.

Grupa 2 - Koszty związane z klientami

2.1. Koszty indywidualne klientów i indywidualne dla produktów:

koszty ponoszone w związku ze sprzedażą danego produktu konkretnemu klientowi – dodatkowe opakowanie produktu lub dodatkowe wyposażenie produktu na życzenie klienta.

2.2. Koszty indywidualne klientów, wspólne dla produktów:

koszty nie związane z konkretnym produktem, ale wspólne dla nabywanych przez niego produktów – wyjazdy do klienta, reprezentacja skierowana do klienta np. upominki.

2.3. Koszty wspólne dla klientów:

koszty związane z działaniami podejmowanymi w celu rozpoznania potrzeb klientów – nawiązywanie kontaktów handlowych, obsługa procesu sprzedaży, promocja, ale również koszty przygotowania i wystawienia faktur i rachunków, zużycie materiałów biurowych.

Grupa 3 - Koszty na poziomie przedsiębiorstwa

Koszty umożliwiające prawidłowe funkcjonowanie przedsiębiorstwa i nie związane bezpośrednio z wytwarzaniem i sprzedażą produktów, czy obsługą klientów – zarządzanie przedsiębiorstwem, ochrona obiektów, księgowość, obsługa prawna.



Rys.2. Klasyfikacja kosztów na potrzeby analizy rentowności klientów [3, 4]

4. Przykład zastosowania modelu analizy kosztów

Na podstawie przedstawionej klasyfikacji kosztów można przeprowadzić analizę rentowności produktu, klienta i firmy. Taka analiza została przeprowa-

dzona na przykładzie firmy: Zakład Hydrauliki Siłowej w Zaworowie Górnym koło Wrocławia, produkującej między innymi zawory bezpieczeństwa i przelewowe, zawory redukcyjne i zawory zwrotne. Szczegółową analizę przeprowadzono dla stałego **klienta 1**, który zakupuje w firmie dwa rodzaje produktów zawory przelewowe **ZP1**, **ZP2** (tabela 2).

Analiza	rentowności	produktów,	klientów	i firmy [1]
---------	-------------	------------	----------	-------------

Tabela 2

		KLIENT	1	KLIENT 2	
Produkt	Zawór ZP1	Zawór ZP2	Razem klient		Razem klient
Przychody ze sprzedaży	1300	1500	2800		3100
[1] Koszty produktów	800	1000	1600		2200
Marża I - produktu	500	500	1200		900
2.1. Koszty indywidualne klienta i indywidualne dla produktów	250	100	350		500
Marża II – produktu dla klienta	250	400	650		400
Suma marż II	650		650		400
2.2. Koszty indywidualne klienta, wspólne dla klientów	350		350		350
Marża III – klienta ₁	300		300		50
2.3. Koszty rozliczane na klientów	100		100		70
Marża IV – klienta ₂	klienta ₂ 200		200		-20
Suma marż IV			180		
3. Koszty na poziomie przedsiębiorstwa			70		
Wynik przedsiębiorstwa			110		

MARŻA I – PRODUKTU (tabela 1) – określa wynik ze sprzedaży poszczególnych produktów po uwzględnieniu jedynie kosztów wytworzenia (1 - koszty związane z produktami).

Tabela	3
--------	---

		1400140
	KLIENT 1	
	Zawór ZP1	Zawór ZP2
koszty związane z produktami	800	1000
Marża I - produktu	500	500

MARŻA II PRODUKTU DLA KLIENTA (tabela 2) – określa rentowność sprzedaży danego produktu dla konkretnego klienta po uwzględnieniu kosztów wymagań klienta odnośnie nabywanego produktu (2.1 - koszty indywidualne klientów, indywidualne dla klientów).

		Tabela 4
	KLIENT 1	
	Zawór1	Zawór2
koszty indywidualne klienta, indywidualne dla produktów	250	100
Marża II-produktu dla klienta	250	400

W przypadku zaworu ZP1 poniesiono dodatkowe koszty w kwocie 250 związane ze standardowym opakowaniem, regulacją wartości ciśnienia otwarcia zaworu przelewowego wraz z odpowiednim zabezpieczeniem (plomba i atest). Natomiast wymagania klienta w stosunku do zaworu ZP2 ograniczają się do konserwacji i odpowiedniego opakowania umożliwiającego dłuższe przechowywanie i transport. Po uwzględnieniu wszystkich kosztów wymagań klienta w stosunku do tych produktów **marża II** jest dodatnia dla obu zaworów, co znaczy, że ich sprzedaż dla **klienta 1** jest opłacalna.

MARŻA III - KLIENTA₁) (tabela 5) – określa rentowność kontaktów handlowych z danym klientem po uwzględnieniu kosztów tego klienta, ale wspólnych dla wszystkich nabywanych przez niego produktów (2.2 - koszty indywidualne klientów, wspólne dla produktów).

Tabela 5

Tabala 6

T 1 1 4

	1400140
	KLIENT 1
koszty indywidualne klientów, wspólne dla produktów	350
Marża III - klienta ₁	300

Po odniesieniu do sumy **marż II-650** uzyskanej na sprzedaży obu komponentów układów hydraulicznych kosztów kontaktów handlowych tego klienta w kwocie 350 (złożono 3 wizyty, wykonano łącznie10 mail i telefonów) **marża III** jest dodatnia. Dodatnia marża III pozwala uznać tego klienta za rentownego.

Marża IV - KLIENTA₂ (tabela 6) – określa rentowność całokształtu kontaktów handlowych z danym klientem po uwzględnieniu kosztów wspólnych dla klientów związanych z obsługą procesu sprzedaży (**2.3 - koszty wspólne dla klientów**).

	1 abeta 0
	KLIENT 1
koszty wspólne dla klientów	100
Marża IV - klienta2	200

Po uwzględnieniu kosztów obsługi procesu sprzedaży (główne koszty ponoszone przez komórki marketingu i sprzedaży) oraz kosztów obsługi dokumentacyjnej zamówień zaworów ZP1, zaworów ZP2, **marża IV** uzyskała wartość dodatnią. Dodatnia marża IV wskazuje, że utrzymanie klienta na dotychczasowych warunkach (dostawy, płatności) jest dla przedsiębiorstwa korzystne.

Ostateczna decyzja, co do kontaktów handlowych z danym klientem odnośnie rozszerzenia lub wycofania się ze współpracy nie powinna się opierać na jednorazowej analizie. Taka analiza powinna być prowadzona systematycznie i w długim okresie czasu, ze względu na pewną umowność przy rozliczaniu kosztów. Ponadto fakt, że klient jest nierentowny, nie oznacza jeszcze, że sprzedawanie mu każdego z produktów jest nieopłacalne.

5. Podsumowanie

Przedstawiony model analizy rentowności klientów oparty na zasadach rachunku kosztów działań pozwala na pełną analizę rentowności i odpowiada na pytanie, zarówno czy opłacalna jest sprzedaż danego produktu konkretnemu klientowi, jak również czy klient w całokształcie kontaktów handlowych jest rentowny dla firmy.

Zróżnicowana rentowność klientów i kosztów ich obsługi powinny skłaniać przedsiębiorstwa do różnicowania strategii marketingowych skierowanych do poszczególnych segmentów lub indywidualnych klientów. Wiodące przedsiębiorstwa wykorzystują analizy rachunku kosztów działań w zakresach:

- projektowania produktów i usług, które spełniają oczekiwania klientów i jednocześnie zapewniają odpowiednie zyski,
- kształtowania cen,
- określania priorytetowych kierunków sprzedaży na podstawie rankingu najbardziej rentownych klientów,
- podnoszenia jakości produktów i obsługi klientów,
- wyboru dostawców,
- tworzenia skutecznych i efektywnych sieci dystrybucji dostosowanych do poszczególnych segmentów rynku i poszczególnych klientów.

Zatem kompletna i rzetelna analiza rentowności klientów może stanowić kluczowe narzędzie projektowania strategii konkurencyjnej przedsiębiorstwa.

Literatura

- Szadkowska J.: Koszty i rachunek kosztów jako narzędzie zarządzania przedsiębiorstwem – rentowność klientów. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i Sterowanie Hydrauliczne i Pneumatyczne '2007, Wrocław 2007.
- Szadkowska J.: Produktywność określenie rzeczywistych kosztów produkcji, dystrybucji i promocji jako akcent konkurencyjności; (referat zamawiany). V Międzynarodowe Targi HPS, Katowice 2004, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa.

- 3. Kaplan R.S., Cooper R.: Zarządzanie kosztami i efektywnością. Oficyna Ekonomiczna, Kraków 2000.
- 4. Szychta A.: Analiza rentowności klientów na podstawie rachunku kosztów działań. Controlling i rachunkowość zarządcza w firmie nr 2, 1999, wyd. INFOR.

Cylindry hydrauliczne i siłowniki pneumatyczne w aspekcie normalizacyjnym

Władysław Burzyński – Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych

Streszczenie. Elementy wykonawcze, takie jak cylindry hydrauliczne i siłowniki pneumatyczne stanowia łącznik pomiędzy napędowym układem płynowym, a organami roboczymi maszyny lub urządzenia. Dlatego parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne powinny być określone w sposób dokładny i jednoznaczny dla obu zainteresowanych stron. Zapewniają to odpowiednie normy; międzynarodowe (ISO), regionalne (EN) i krajowe (PN), przyjęte na zasadzie konsensu przez upoważnione jednostki organizacyjne. Przedstawiono rys historyczny oraz organizację działalności normalizacyjnej w dziedzinie napędów płynowych prowadzonych na szczeblu krajowym, regionalnym i międzynarodowym przez Polski Komitet Normalizacyjny (PKN), Europejski Komitet Normalizacyjny (CEN) oraz Międzynarodową Organizację Normalizacyjną (ISO) i ich Komitety Techniczne. Omówiono normy dotyczące: terminologii, symboli graficznych, parametrów podstawowych oraz wymagań i badań w wielu różnorodnych aspektach, w szczególności bezpieczeństwa cylindrów hydraulicznych i siłowników pneumatycznych. Podano wykaz tematyczny norm ISO dotyczacych cylindrów hydraulicznych i siłowników pneumatycznych opracowanych przez Komitet Techniczny ISO/TC 131 i odpowiadających im Polskich Norm (PN) według stanu na 30 czerwca 2008 r. Omówiono również udział Polski w pracach regionalnych i międzynarodowych organizacji normalizacyjnych. Przedstawiono krajową sieć regionalnych punktów informacji normalizacyjnej.

1. Wprowadzenie

Zgodnie z PN-91/M-73001 (IDT ISO 5598 :1985) [12] pod pojęciem napęd i sterowanie płynowe, należy rozumieć napęd i sterowanie (hydrauliczne i pneumatyczne), w którym przekazywanie i sterowanie energii odbywa się za pośrednictwem płynu (cieczy lub gazu) pod ciśnieniem jako jego nośnika.

Liczne zalety napędów i sterowań płynowych spowodowały, że pod koniec lat pięćdziesiątych ubiegłego stulecia nastąpił gwałtowny wzrost zapotrzebowania na hydrauliczne i pneumatyczne układy napędowe i sterujące w różnych dziedzinach techniki, co wymusiło podjęcie szeregu działań organizacyjnych, porządkujących działalność normalizacyjną w tym zakresie; początkowo na szczeblu zakładowym, potem krajowym, w końcu regionalnym i międzynarodowym. Podjęte wówczas działania zaowocowały powołaniem specjalistycznych gremiów kolegialnych, takich jak: Komisje Normalizacyjne, Komitety i Podkomitety Techniczne oraz Grupy Robocze do prowadzenie działalności normalizacyjnej w tym zakresie.

2. Organizacja działalności normalizacyjnej

2.1. Na szczeblu krajowym [1, 2, 3]

Zorganizowanie 17 marca 1961 roku przez ówczesne Ministerstwo Przemysłu Ciężkiego (MPC) konferencji na temat rozwoju hydrauliki siłowej w za-

kładach podległych Ministerstwu Przemysłu Ciężkiego. Stosownie do postanowień tej konferencji przeprowadzona została ankieta dotycząca produkcji elementów napędów i sterowań hydraulicznych oraz potrzeb MPC w tym zakresie w latach 1961-1965. Ankieta ta była podstawą opracowania ówczesnego Departamentu Techniki Elektromaszynowej MPC pod tytułem "Materiały i wnioski dotyczące ujęcia zagadnienia rozwoju hydrauliki w zakładach podległych Ministerstwu Przemysłu Ciężkiego w latach 1961-1965. Opracowanie to obejmowało, oprócz omówienia wyników ankiety, propozycje dotyczące: powołania gestora do spraw hydrauliki siłowej, podziału zadań produkcyjnych pomiędzy ówczesne zjednoczenia, wnioski dotyczące utworzenia Ośrodków: konstrukcyjnobadawczego i normalizacyjnego, spraw normalizacji i unifikacji układów i elementów napędów i sterowań hydraulicznych (łącznie z propozycją kolejności prac normalizacyjnych) oraz nawiązania współpracy z zagranicą.

Powołanie w 1961 roku przy Polskim Komitecie Normalizacyjnym (PKN), Komisji Normalizacyjnej (KN) do spraw napędów i sterowań hydraulicznych pod przewodnictwem doc. Leona Gosztowtta (Politechnika Warszawska).

Przyznanie 27 marca 1962 roku wstępnie Zjednoczeniu Przemysłu Maszyn Budowlanych przez Ministerstwo Przemysłu Ciężkiego uprawnień zjednoczenia wiodącego w zakresie hydrauliki siłowej, w tym w zakresie normalizacji i unifikacji układów i elementów hydrauliki [4].

Utworzenie w 1963 roku przy Wytwórni Sprzętu Komunikacyjnego (WSK) we Wrocławiu (obecnie Kombinat PZL-HYDRAL S.A) Ośrodka Konstrukcyjno-Doświadczalnego do spraw Hydrauliki Siłowej (OKH) z powierzeniem mu funkcji Branżowego Ośrodka Normalizacyjnego (BON) i Branżowej Komisji Normalizacyjnej (BKN) do spraw Napędów i Sterowań Hydraulicznych pod przewodnictwem inż. Zdzisława Konkolnika (WSK Wrocław).

Utworzenie w 1968 roku Centralnego Biura Technicznego Elementów Maszyn (CBTEM ELMA) w Kielcach (obecnie Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki (OBREiUP)) z powierzeniem mu funkcji Branżowego Ośrodka Normalizacyjnego (BON) i Komisji Normalizacyjnej (KN) do spraw Napędów i Sterowań Pneumatycznych pod przewodnictwem mgr inż. Włodzimierza Laskosia.

Komisje te, powoływane kilkakrotnie od nowa, działalność normalizacyjną w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych prowadziły do końca 1993 roku.

W międzyczasie w krajowym systemie normalizacji zaszły istotne zmiany. W 1991 roku przestała istnieć Rada Wzajemnej Pomocy Gospodarczej, a tym samym skończyła się prowadzona w jej ramach działalność normalizacyjna. W tym samym 1991 roku podpisano układ stowarzyszeniowy RP z UE, który zawierał między innymi warunki dostosowania prawa polskiego (w tym w zakresie normalizacji) do wymagań swobodnego przepływu kapitału, towarów, usług i ludzi. Przełom w krajowym systemie normalizacji nastąpił z dniem

1 stycznia 1994 roku, dniem, w którym weszła w życie ustawa z dnia 3 kwietnia 1993 roku o normalizacji [5].

W miejsce ośrodków i komisji normalizacyjnych Polski Komitet Normalizacyjny powołał Normalizacyjne Komisje Problemowe (NKP), w tym: NKP nr 160 do spraw 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.) oraz NKP nr 208 do spraw Napędów i Sterowań Pneumatycznych z umiejscowieniem Sekretariatu Komisji w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki (OBRiUP) w Kielcach. W skład Komisji Prezes PKN powołał 14 członków oraz przewodniczącego i sekretarza, na funkcję przewodniczącego Komisji powołał dr inż. Grzegorza Modrasa (OBREiUP Kielce), od 1996 do 2003 roku funkcję przewodniczącego Komisji pełnił mgr inż. Ryszard Domżał (OBREiUP Kielce), a na funkcję sekretarza mgr inż. Wandę Mikołajewską (OBREiUP Kielce).

Komisje te prowadziły działalność normalizacyjną w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych do czasu wejścia w życie z dniem 1 stycznia 2003 roku nowej ustawy o normalizacji [6] z dnia 12 września 2002 roku, na mocy której, zgodnie z jej artykułem 27 dotychczasowe NKP nr 160 i NKP nr 208 przekształcone zostały w Komitety Techniczne (KT) odpowiednio w KT nr 160 i KT nr 208.

W skład KT nr 160 Prezes PKN powołał 12 członków, w tym przewodniczącego i sekretarza, którymi zostali dotychczasowy przewodniczący i sekretarz NKP nr 160. W skład KT nr 208 Prezes PKN powołał 9 członków, w tym przewodniczącego i sekretarza, na funkcję przewodniczącego Komitetu Prezes PKN powołał dr hab. inż. Jerzego Iwaszko (IMiK Politechnika Warszawska), a na funkcję sekretarza mgr inż. Wandę Mikołajewską (OBREiUP Kielce), dotychczasowego sekretarza NKP nr 208.

2.2. Na europejskim szczeblu regionalnym

Na europejskim szczeblu regionalnym podjęte wówczas działania zakończyły się utworzeniem przy regionalnych ugrupowaniach gospodarczych, EWG i RWPG, specjalistycznych regionalnych organizacji normalizacyjnych. Przy Europejskiej Wspólnocie Gospodarczej (EWG) powołanej 25 marca 1957 roku na mocy Traktatu Rzymskiego utworzono: w marcu 1961 roku Europejski Komitet Normalizacyjny (CEN) – www.cenorm.be [7] prowadzący działalność normalizacyjną we wszystkich dziedzinach z wyjątkiem elektrotechniki, elektroniki i telekomunikacji, 1 stycznia 1973 roku Europejski Komitet Normalizacji Elektrotechnicznej (CENELEC) – www.cenelec.org [7] prowadzący działalność w dziedzinie elektrotechniki i elektroniki.

PKN jest członkiem CEN i CENELEC od 1 stycznia 2004 r. Dotychczas w żadnym z tych komitetów nie powołano odrębnego Komitetu Technicznego

zajmującego się normalizacją z dziedziny napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych, a przyjętą praktyką jest przyjmowanie norm ISO jako norm EN. Niemniej jednak w CEN opracowano 12 norm z dziedziny hydrauliki i pneumatyki, w tym dwie normy zharmonizowane z dyrektywą maszynową 98/37/WE [8]. 15 marca 1962 roku w Sztokholmie utworzono Europejski Komitet do spraw hydrauliki i pneumatyki CETOP (Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques – www.cetop.org [9] [10]) 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 norm i wytycznych we współpracy z krajowymi organizacjami normalizacyjnymi i odpowiednimi komitetami technicznymi ISO i CEN. Polska, którą reprezentuje Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych jest członkiem CETOP-u od czerwca 2005 roku.

Przy Radzie Wzajemnej Pomocy Gospodarczej (RWPG) powołanej w styczniu 1949 roku w wyniku narady przedstawicieli sześciu krajów Europy Wschodniej w tym Polski w czerwcu 1962 roku powołana została Stała Komisja Normalizacyjna (SKN) [11], a następnie Komisje Branżowe, w tym Stała Komisja Maszynowa (SKM). Działalność normalizacyjną w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych prowadziła zarówno SKN jak i SKM. W SKM działalność tę prowadziła Sekcja nr 8, Specjalna Grupa Robocza do spraw 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 r. normy RWPG, które miały stanowić podstawę do opracowania w krajach członkowskich RWPG norm krajowych.

2.3. Na szczeblu międzynarodowym [13, 14]

Na szczeblu międzynarodowym podjęte wówczas działania zakończyły się powołaniem 25 lipca 1969 roku przez Zgromadzenie Ogólne ISO Komitetu Technicznego ISO/TC 131 Fluid Power Systems end Components z umiejscowieniem sekretariatu w American National Standards Institute (ANSI). Zakres i program działalności Komitetu uzgodniony wstępnie na posiedzeniu organizacyjnym 24 października 1969 roku w Paryżu, ostatecznie przyjęty został na inauguracyjnym posiedzeniu Komitetu, które odbyło się w dniach od 8 do 12 września 1970 roku w Londynie.

Zakres działalności normalizacyjnej Komitetu Technicznego ISO/TC 131 do spraw Napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych 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 hydrauliczne, 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 ciecze robocze.

Struktura organizacyjna oraz zakres i wyniki prowadzonych prac normalizacyjnych w Komitecie Technicznym ISO/TC131 według stanu na 31 grudnia 2007r.

Tabela 1

Komitet (TC) lub podkomitet (SC) techniczny ISO/TC131	sekretariat prowadzi	Liczba członków jczba grup		iczba grup oboczych	du cyczych du cyczych dopublikowanych norm i dokumentów normalizacyjnych			Liczba projektów norm i dokumentów normalizacyjnych przewidzianych do opracowania w 2008r.				
100/10131	01	Р	0)]]]	Ogó- łem	H+P	Н	Р	Ogó- łem	H+P	Н	Р
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
TC 131 Napędy i sterowa- nia hydrauliczne i pneumatyczne	USA (ANSI)	16	24	1	9	0	3	6	0	0	0	0
TC131/SC1 Terminologia, kla- syfikacja, symbole	USA (ANSI)	12	16	3	4	4	0	0	1	1	0	0
TC131/SC2 Pompy, silniki, przekładnie zwarte	Niemcy (DIN)	12	17	0	5	0	5	0	0	0	0	0
TC131/SC3 Cylindry	Niemcy (DIN)	15	14	3	28	6	13	9	6	2	1	3
TC131/SC4 Łączniki rurowe oraz elementy i części podobne	USA (ANSI)	13	16	4	43	19	22	2	11	10	1	0
TC131/SC5 Elementy sterujące	Francja (AFNOR)	14	14	3	41	6	14	21	13	0	1	12
TC131/SC6 Kontrola zanie- czyszczeń	Wielka Brytania (BSI)	12	10	3	30	1	29	0	10	0	10	0
TC131/SC7 Uszczelnienia	Japonia (JISC)	12	14	4	24	17	7	0	7	7	0	0
TC131/SC8 Badanie elementów	Wielka Brytania (BSI)	14	14	5	23	0	22	1	5	0	5	0
TC131/SC9 Urządzenie i układy	USA (ANSI)	16	12	2	2	0	1	1	2	0	1	1

Strukturę organizacyjną oraz zakres i wyniki prowadzonych prac w Komitecie, według stanu na 30 czerwca 2008 roku podano w tabeli 1. Wykaz tematyczny norm ISO dla cylindrów hydraulicznych i siłowników pneumatycznych opracowanych przez Komitet Techniczny ISO/TC 131 i odpowiadających im PN według stanu na 30 czerwca 2008 roku podano w tabeli 2. Zainteresowanych odsyłam na stronę internetową www.iso.org.

Wykaz tematyczny norm ISO dotyczących cylindrów hydraulicznych i siłowników pneumatycznych opracowanych przez Komitet Techniczny ISO/TC 131 i odpowiadających im PN według stanu na 30 czerwca 2008 r.

Tabela 2

TC 131/SC 1 - Terminology, classification and symbols

ISO 1219-1:2006

Fluid power systems and components - Graphic symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications

ISO 1219-2:1995 PN-ISO 1219-2:1998

Fluid power systems and components - Graphic symbols and circuit diagrams - Part 2: Circuit diagrams

ISO 2944:2000 PN-ISO 2944:2005

Fluid power systems and components - Nominal pressures

ISO 5598:1985 **PN-91/M-73001, IDT**

Fluid power systems and components - Vocabulary

TC 131/SC 3 - Cylinders

ISO 3320:1987 - PN-ISO 3320:1988

Fluid power systems and components - Cylinder bores and piston rod diameters - Metric series

ISO 3321:1975

Fluid power systems and components - Cylinder bores and piston rod diameters - Inch series

ISO 4393:1978 - PN-ISO 4393:1998

Fluid power systems and components - Cylinders - Basic series of piston strokes

ISO 4394-1:1980 -PN-84/M-73207, EQV

Fluid power systems and components - Cylinder barrels - Part 1: Requirements for steel tubes with specially finished bores

ISO 4395:1978 – **PN-IOS 4395:1998**

Fluid power systems and components - Cylinders - Piston rod thread dimensions and types

ISO 6020-1:2007

Hydraulic fluid power - Mounting dimensions for single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) series - Part 1: Medium series

ISO 6020-2:2006

Hydraulic fluid power - Mounting dimensions for single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) series - Part 2: Compact series

ISO 6020-3:1994 - PN-ISO 6020-3:2000

Hydraulic fluid power - Mounting dimensions for single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) series - Part 3: Compact series with bores from 250 mm to 500 mm

ISO 6022:2006

Hydraulic fluid power - Mounting dimensions for single rod cylinders, 25 MPa (250 bar) series

ISO 6099:2001

Fluid power systems and components - Cylinders - Identification code for mounting dimensions and mounting types

ISO 6430:1992 - PN-ISO 6430:1995

Pneumatic fluid power - Single rod cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series, with integral mountings, bores from 32 mm to 250 mm - Mounting dimensions

ISO 6432:1985 -PN-87/M-73774, EQV

Pneumatic fluid power - Single rod cylinders - 10 bar (1 000 kPa) series - Bores from 8 to 25 mm - Mounting dimensions

ISO 6537:1982 - PN-ISO 6537:1995

Pneumatic fluid power systems - Cylinder barrels - Requirements for non-ferrous metallic tubes

ISO 7181:1991 - PN-ISO 7181:1998

Hydraulic fluid power - Cylinders - Bore and rod area ratios

ISO 8132:2006

Hydraulic fluid power - Single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) medium and 25 MPa (250 bar) series - Mounting dimensions for accessories

ISO 8133:2006

Hydraulic fluid power - Single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) compact series - Mounting dimensions for accessories

ISO 8139:1991 - PN-ISO 8139:1995

Pneumatic fluid power - Cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series - Rod end spherical eyes - Mounting dimensions

ISO 8140:1991 - PN-ISO 8140:1996

Pneumatic fluid power - Cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series - Rod end clevis - Mounting dimensions

ISO 10099:2001

Pneumatic fluid power - Cylinders - Final examination and acceptance criteria

ISO 10100:2001

Hydraulic fluid power - Cylinders - Acceptance tests

ISO 10762:1997 – **PN-ISO 10762:2000**

Hydraulic fluid power - Cylinder mounting dimensions - 10 MPa (100 bar) series

ISO/TS 13725:2001

Hydraulic fluid power - Cylinders - Method for determining the buckling load

ISO 13726:2008

Hydraulic fluid power - Single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) compact series with bores from 250 mm to 500 mm - Accessory mounting dimensions

ISO 15552:2004

Pneumatic fluid power - Cylinders with detachable mountings, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32 mm to 320 mm - Basic, mounting and accessories dimensions

ISO 16656:2004

Hydraulic fluid power - Single rod, short-stroke cylinders with bores from 32 mm to 100 mm for use at 10 MPa (100 bar) - Mounting dimensions

ISO/TR 16806:2003

Pneumatic fluid power - Cylinders - Load capacity of pneumatic slides and their presentation method

ISO 21287:2004

Pneumatic fluid power - Cylinders - Compact cylinders, 1000 kPa (10 bar) series, bores from 20 mm to 100 mm

TC 131/SC 4 - Connectors and similar products and components

ISO 1179-1:2007

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 228-1 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 1: Threaded ports

ISO 1179-2:2007

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 228-1 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 2: Heavy-duty (S series) and light-duty (L series) stud ends with elastomeric sealing (type E)

ISO 1179-3:2007

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 228-1 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 3: Light-duty (L series) stud ends with sealing by O-ring with retaining ring (types G and H)

ISO 1179-4:2007

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 228-1 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 4: Stud ends for general use only with metal-to-metal sealing (type B)

ISO 4397:1993 - PN-ISO 4397:1994

Fluid power systems and components - Connectors and associated components - Nominal outside diameters of tubes and nominal inside diameters of hoses

ISO 4399:1995

Fluid power systems and components - Connectors and associated components - Nominal pressures

ISO 6149-1:2006 – PN-EN ISO 6149-1 (projekt)

Connections for hydraulic fluid power and general use - Ports and stud ends with ISO 261 metric threads and O-ring sealing - Part 1: Ports with truncated housing for O-ring seal

ISO 6149-2:2006 - PN-EN ISO 6149-2 (projekt)

Connections for hydraulic fluid power and general use - Ports and stud ends with ISO 261 metric threads and O-ring sealing - Part 2: Dimensions, design, test methods and requirements for heavy-duty (S series) stud ends

ISO 6149-3:2006 – PN-EN ISO 6149-3 (projekt)

Connections for hydraulic fluid power and general use - Ports and stud ends with ISO 261 metric threads and O-ring sealing - Part 3: Dimensions, design, test methods and requirements for light-duty (L series) stud ends

ISO 6149-4:2006

Connections for fluid power and general use - Ports and stud ends with ISO 261 metric threads and O-ring sealing - Part 4: Dimensions, design, test methods and requirements for external hex and internal hex port plugs



ISO 6162-1:2002

Hydraulic fluid power - Flange connectors with split or one-piece flange clamps and metric or inch screws - Part 1: Flange connectors for use at pressures of 3,5 MPa (35 bar) to 35 MPa (350 bar), DN 13 to DN 127

ISO 6162-1:2002/Cor 1:2004

ISO 6162-2:2002

Hydraulic fluid power - Flange connectors with split or one-piece flange clamps and metric or inch screws - Part 2: Flange connectors for use at pressures of 35 MPa (350 bar) to 40 MPa (400 bar), DN 13 to DN 51

ISO 6164:1994

Hydraulic fluid power - Four-screw, one-piece square-flange connections for use at pressures of 25 MPa and 40 MPa (250 bar and 400 bar)

ISO 6605:2002

Hydraulic fluid power - Hoses and hose assemblies - Test methods

ISO 8434-1:2007

Metallic tube connections for fluid power and general use - Part 1: 24 degree cone connectors

ISO 8434-2:2007

Metallic tube connections for fluid power and general use - Part 2: 37 degree flared connectors

ISO 8434-3:2005

Metallic tube connections for fluid power and general use - Part 3: O-ring face seal connectors

ISO 9974-1:1996 - PN-EN ISO 9974-1:2002

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 261 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 1: Threaded ports

ISO 9974-2:1996 - PN-EN ISO 9974-2:2002

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 261 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 2: Stud ends with elastomeric sealing (type E)

ISO 9974-3:1996 - PN-EN ISO 9974-3:2002

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 261 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 3: Stud ends with metal-to-metal sealing (type B)

ISO 9974-4:2006

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 261 threads with elastomeric or metal-to-metal sealing - Part 4: Dimensions, design, test methods and requirements for external hex and internal hex port plugs

ISO 10763:1994 – **PN-ISO 10763:1998**

Hydraulic fluid power - Plain-end, seamless and welded precision steel tubes - Dimensions and nominal working pressures

ISO 11926-1:1995

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 725 threads and O-ring sealing - Part 1: Ports with O-ring seal in truncated housing

ISO 11926-2:1995

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 725 threads and O-ring sealing - Part 2: Heavy-duty (S series) stud ends

ISO 11926-3:1995

Connections for general use and fluid power - Ports and stud ends with ISO 725 threads and O-ring sealing - Part 3: Light-duty (L series) stud ends

ISO 12151-1:1999

Connections for hydraulic fluid power and general use - Hose fittings - Part 1: Hose fittings with ISO 8434-3 O-ring face seal ends

ISO 12151-2:2003

Connections for hydraulic fluid power and general use - Hose fittings - Part 2: Hose fittings with ISO 8434-1 and ISO 8434-4 24 degree cone connector ends with O-rings

ISO 12151-3:1999

Connections for hydraulic fluid power and general use - Hose fittings - Part 3: Hose fittings with ISO 6162 flange ends

ISO 12151-4:2007

Connections for hydraulic fluid power and general use - Hose fittings - Part 4: Hose fittings with ISO 6149 metric stud ends

ISO 12151-5:2007

Connections for hydraulic fluid power and general use - Hose fittings - Part 5: Hose fittings with ISO 8434-2 37 degree flared ends

ISO 17165-1:2007

Hydraulic fluid power - Hose assemblies - Part 1: Dimensions and requirements

ISO/TR 17165-2:2006

Hydraulic fluid power - Hose assemblies - Part 2: Recommended practices for hydraulic hose assemblies

TC 131/SC 7 - Sealing devices

ISO 3601-1:2008

Fluid power systems - O-rings - Part 1: Inside diameters, cross-sections, tolerances and designation codes

ISO 3601-2:2008

Fluid power systems - O-rings - Part 2: Housing dimensions for general applications

ISO 3601-3:2005

Fluid power systems - O-rings - Part 3: Quality acceptance criteria

ISO 3601-4:2008

Fluid power systems - O-rings - Part 4: Anti-extrusion rings (back-up rings)

ISO 3601-5:2002

Fluid power systems - O-rings - Part 5: Suitability of elastomeric materials for industrial applications

ISO 3939:1977 –**PN-83/M-73050, EQV**

Fluid power systems and components - Multiple lip packing sets - Methods for measuring stack heights

ISO 5597:1987

Hydraulic fluid power - Cylinders - Housings for piston and rod seals in reciprocating applications - Dimensions and tolerances

ISO 6072:2002

Hydraulic fluid power - Compatibility between fluids and standard elastomeric materials

ISO 6195:2002

Fluid power systems and components - Cylinder-rod wiper-ring housings in reciprocating applications -- Dimensions and tolerances

ISO 6547:1981 -PN-86/M-73216, IDT

Hydraulic fluid power - Cylinders - Piston seal housings incorporating bearing rings - Dimensions and tolerances

ISO 7425-1:1988

Hydraulic fluid power - Housings for elastomer-energized, plastic-faced seals – Dimensions and tolerances - Part 1: Piston seal housings

ISO 7425-2:1989

Hydraulic fluid power - Housings for elastomer-energized, plastic-faced seals – Dimensions and tolerances - Part 2: Rod seal housings

ISO 7986:1997

Hydraulic fluid power - Sealing devices - Standard test methods to assess the performance of seals used in oil hydraulic reciprocating applications

ISO 10766:2006

Hydraulic fluid power - Cylinders - Housing dimensions for rectangular-section-cut bearing rings for pistons and rods

TC 131/SC 9 - Installations and systems

ISO 4413:1998 – **PN-ISO 4413:2005**

Hydraulic fluid power - General rules relating to systems

ISO 4414:1998 – **PN-ISO 4414:2004**

Pneumatic fluid power - General rules relating to systems

3. Udział Polski w pracach regionalnych organizacji normalizacyjnych oraz Komitetu Technicznego ISO/TC 131

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 i pneumatycznych w imieniu PKN prowadziły i nadal prowadzą wymienione w rozdziale 2: Komisje Normalizacyjne (KN), Normalizacyjne Komisje Problemowe (NKP) oraz Komitety Techniczne (KT).

Działalność normalizacyjna w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych i pneumatycznych zapoczątkowana na szczeblu krajowym w latach 60. odbywa się równolegle do działalności normalizacyjnej na szczeblu regio-

nalnym i międzynarodowym wzajemnie się przenikając. Polski Komitet Normalizacyjny był współzałożycielem Komitetu Technicznego ISO/TC 131.

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 ISO 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.

4. Krajowa sieć regionalnych punktów informacji normalizacyjnej

Krajowa sieć regionalnych punktów informacji normalizacyjnej obejmuje:

- dolnośląskie Politechnika Wrocławska,
- kujawsko-pomorskie Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy,
- lubelskie Biuro Badawcze ds. Jakości SEP Oddział w Lublinie,
- lubuskie Uniwersytet Zielonogórski,
- łódzkie Ośrodek Informacji Normalizacyjnej PKN w Łodzi,
- małopolskie Instytut Technologii Nafty w Krakowie,
- mazowieckie Ośrodek Informacji Normalizacyjnej PKN w Warszawie oraz Wydział Marketingu i Sprzedaży PKN w Warszawie,
- opolskie Politechnika Opolska,
- podlaskie Politechnika Białostocka,
- pomorskie Politechnika Gdańska,
- śląskie Ośrodek Informacji Normalizacyjnej PKN w Katowicach 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.

Dane adresowe punktów podano na drugiej stronie "Wiadomości PKN".



Rys.1. Sieć regionalnych punktów informacji normalizacyjnej w Polsce

5. Podsumowanie

Programy i plany prac normalizacyjnych Komitetów Technicznych PKN, KT nr 160 i KT nr 208 na lata 2008 i dalsze powinny uwzględniać zadania umożliwiające osiągnięcie wymaganego stopnia harmonizacji Polskich Norm z normami europejskimi oraz doprowadzenia do pełnej zgodności zbioru Polskich Norm z normami ISO.

Ponadto konieczne jest dokonanie oceny aktualności poziomu i stanu stosowania Polskich Norm, dla których brak odpowiedników w normach ISO i podjecie, na podstawie tej analizy, decyzji co do dalszych losów tych norm.

W zakresie normalizacji międzynarodowej należy stworzyć warunki (przede wszystkim finansowe) umożliwiające konsekwentne uczestniczenie w pracach posiedzeń Komitetu Technicznego ISO/TC 131, jego Podkomitetach, a co najważniejsze – w grupach roboczych powoływanych do opracowania tematu lub grupy tematów. Realizacja tych zamierzeń uzależniona będzie od możliwości finansowania z budżetu i zainteresowanych instytucji/przed-siębiorstw, które jako sponsorzy będą wspierać te zamierzenia.

Literatura

 Burzyński W., Mikołajewska W.: Normalizacja w dziedzinie hydrauliki i pneumatyki międzynarodowa, regionalna, krajowa. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 10/405/2005.

- 2. Mikołajewska W.: Historia krajowej normalizacji napędów i sterowań pneumatycznych. Normalizacja 11/2004.
- Burzyński W.: 45 lat normalizacji napędów i sterowań hydraulicznych. Materiały na Konferencję "Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2005" – Wrocław 2005.
- 4. Bortkiewicz W.: Przemysł hydrauliki i pneumatyki przemysłowej. Spojrzenie wstecz i uwarunkowania rozwoju kraju. Hydraulika i Pneumatyka 3/2001.
- 5. Ustawa z dnia 3 kwietnia 1993r. o normalizacji Dz.U. 1995, nr 55, poz. 251, Dz.U. 1997, nr 121, poz. 770, Dz.U. 2000, nr 43, poz. 489.
- 6. Ustawa z dnia 12 września 2002 r. o normalizacji Dz.U. 2002, nr 169, poz. 1386.
- 7. Kacewicz J.: Miejsce PKN w europejskich i międzynarodowych organizacjach normalizacyjnych. Normalizacja 11/2004.
- 8. Burzyński W.: Wymagania zasadnicze dla układów hydraulicznych w świetle dyrektywy maszynowej na przykładzie PN-EN 982: 1998. Hydraulika i Pneumatyka z. 3/2004.
- 9. CETOP Direktory. Edition 2007.
- 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.
- 11. Kamiński Z., Ruszkowski A.: Prace normalizacyjne w RWPG Wydawnictwa Normalizacyjne, Warszawa 1965.
- PN-91/M-73001 Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Terminologia.
- 13. Annual Report of ISO/TC 131.
- Burzyński W.: Z prac Komitetu Technicznego ISO/TC 131. Materiały na Międzynarodową Konferencję Naukowo-Techniczną "Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2007" – Wrocław 2007.

Badania doświadczalne sprężyn układów mechanicznych, a szczególnie stosowanych w elementach hydraulicznych

Ryszard Gałąź – Politechnika Wrocławska

Streszczenie. W pracy przedstawiono definicje, metody badania charakterystyk sprężysto-tłumiących sprężyn śrubowych i opis specjalnego stanowiska (wykorzystywanego w dydaktyce z PKM). Stanowisko to powstało w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn P.W. Z badań doświadczalnych sprężyn śrubowych wynika, że wartości sztywności wyznaczone doświadczalnie i z obliczeń są różne. Przedstawiono też jak te różnice sztywności korygować i niektóre wyniki badań doświadczalnych.

1. Wstęp

W wielu elementach układów hydraulicznych, takich jak: zawory przelewowe, zawory dławiące, zawory redukcyjne, zawory proporcjonalne elektrohydrauliczne (regulacja ciśnienia lub przepływu), regulatory przepływu, rozdzielacze, cylindry jednostronnego działania [4, 10, 11] stosuje się sprężyny śrubowe. Podobnie w wielu urządzeniach mechanicznych i aparatach stosuje się śrubowe sprężyny, które pełnią funkcję, jako elementy dociskowe, np. w zwrotnicach tramwajowych, w wyłącznikach elektrycznych itp. W czasie pracy takich układów, ze sprężynami śrubowymi, ich sztywność zmienia się.

W pracy przedstawiono podstawowe definicje charakteryzujące pracę elementów sprężysto-tłumiących, metody badania takich elementów, opis stanowiska badawczego dydaktycznego wykorzystywanego w naszym Instytucie do badania sprężyn oraz badania sztywności sprężyny śrubowej w funkcji ilości przełączeń. Z badań doświadczalnych sprężyn śrubowych wynika, że ich sztywność różni się od sztywności określonej z zależności teoretycznej. Przedstawiono uwagi, jak korygować te różnice sztywności. Podano niektóre wyniki badań doświadczalnych.

2. Definicje i podstawy badania elementów sprężystych

Cechą charakterystyczną elementów sprężystych jest zależność pomiędzy obciążeniem (siłą *F* lub momentem *M*), a przemieszczeniem (ugięciem *f* lub kątem skręcenia φ). Zależność *F*(*f*) lub *M*(φ) nazywa się charakterystyką siłową elementu sprężystego (rys. 1).

Badania doświadczalne elementów sprężystych można przeprowadzić na maszynach wytrzymałościowych [2, 13, 14], na specjalnych stanowiskach [2, 6, 8, 9, 13] lub w rzeczywistych warunkach [2].

Podczas badań elementów sprężystych na maszynach wytrzymałościowych [2] rejestruje się zależność siły od ugięcia (charakterystyka siłowa elementu sprężystego i/lub sprężysto-tłumiącego).

Fragmenty pracy były prezentowane na konferencji: Riadenie tekutinových systémov '2008, VIII. Medzinárodna vedecká a odborná konferencia, Štrbské Pleso (Slovakia) 2.4-4.4.2008.



Natomiast podczas badań na specjalnych stanowiskach (kafar, młot wahadłowy itp.) lub w rzeczywistych warunkach pracy elementów sprężystych rejestruje się przebieg siły i ugięcia w funkcji czasu dla różnych prędkości obciążenia; stąd poprzez przekształcenie (wyrugowanie czasu) otrzymuje się siłową charakterystykę. Jeśli charakterystyka elementu sprężystego jest wykonana przy prędkości obciążania v ≤ 0.05 m/s, to taką *charakterystykę* nazywa się *statyczną*; jeśli prędkość ta jest większa – otrzymuje się *charakterystykę dynamiczną*.

Dla elementów sprężystych gumowych, gumowo-ciernych, sprężynowo-, pierścieniowo-, gazowo-hydraulicznych oraz z elastomerem występuje wyraźna różnica pomiędzy statyczną a dynamiczną charakterystyką. Wyjątek stanowią sprężyny z elementami pierścieniowymi, których te charakterystyki są identyczne [2].



Rys.1. Charakterystyka elementów sprężystych; a) – oznaczenie podstawowych parametrów: b) – ukształtowanie charakterystyki w fazie obciążania

1 – o stałej sztywności, 2 – charakterystyka progresywna (o wzrastającej sztywności, sztywna), 3 – charakterystyka degresywna (o malejącej sztywności, miękka)

Podstawowymi parametrami charakteryzującymi pracę elementów sprężystych są (rys. 1):

- ugięcie (skok) f,
- siła F,
- wielkość przejmowanej, pochłanianej (rozpraszanej), oddawanej (zwracanej) energii, odpowiednio W_p, W_r, W_o dla elementów sprężystych rozpraszających energię.

Ponadto elementy sprężyste charakteryzują:

- siła zacisku wstępnego F_o,
- siła w punkcie przegięcia F_p ,
- siła końcowa (maksymalna) *F*_m,
- ugięcie wstępne f_o ,
- ugięcie odpowiadające punktowi przegięcia f_p,
- maksymalne ugięcie elementu sprężystego f_m ,
- współczynnik rozproszenia energii $d = W_r/W_p$ (w literaturze spotyka się też inne określenia, np. względne rozproszenie energii, tłumienie względne),
- sztywność elementu sprężystego k, pochodna siły względem ugięcia w otoczeniu punktu pracy elementu sprężystego (k_i – sztywność w fazie obciążania i odciążania (gdzie i = 1, 2, 3, 4), k_j – sztywność uśredniona (gdzie j = I, II) elementu sprężystego).

Większe ugięcie elementu sprężystego pozwala na uzyskanie większej wartości energii przejmowanej. Jej wartość może być jednak ograniczona, na przykład ze względu na współdziałanie z innymi elementami lub układami. Istotna jest nie tylko maksymalna wartość siły F_m , lecz również przebieg jej narastania w fazie obciążania (rys. 1a). Przy tym samym ugięciu i tej samej sile maksymalnej element sprężysty przejmuje różne wartości energii przejmowanej (rys. 1b). Krzywa 1, na rysunku 1b, odpowiada charakterystyce siłowej zespołu (pakietu) elementów pierścieniowych, krzywa 2 - charakterystyce elementów gumowych lub gumowo-ciernych i krzywa 3 – charakterystyce zespołu elementów pierścieniowo-hydraulicznych lub elastomerowych [2]. Nie bez znaczenia jest też początkowy przebieg charakterystyki siłowej w fazie obciążania, począwszy od punktu A (rys. 1b). Przy większej stromości przebiegu krzywej uzyskuje się większą wartość energii przejmowanej, ale i większe wartości przyśpieszenia działającego na układ, konstrukcję. Z drugiej strony, w elemencie sprężystym o charakterystyce w fazie obciążania według krzywej 2 (rys. 1b) znaczne zwiększenie wartości siły maksymalnej F_m wpływa nieznacznie na wartość energii przejmowanej elementu sprężystego.

3. Stanowisko badawcze

Stanowisko do badań statycznych elementów sprężystych przedstawiono na rysunku 2. Składa się ono z podstawy 1, w postaci płyty, umieszczonej na ramie z kątowników. Do podstawy przymocowana jest podpora stała 13 i ruchoma 19 układu obciążającego element sprężysty. Element sprężysty podczas badania zakłada się pomiędzy talerz dolny 4 i górny 5. Powyżej talerza górnego 5, szeregowo, zamocowany jest czujnik siły 10, natomiast między talerzami 4 i 5, równolegle, zamocowany jest indukcyjny czujnik przemieszczeń. W przypadku badania bardzo dużych lub bardzo małych elementów sprężystych można

uzyskać odpowiednią odległość pomiędzy talerzami 4 i 5 poprzez założenie poprzeczki 9 na odpowiedniej wysokości prowadnic 6. Luzy między talerzami 4 i 5, a elementem sprężystym eliminuje się pokrętłem 8. W przypadku badania elementów sprężystych o dużej sztywności położenie podpory stałej 13 powinno być jak najbliżej popychacza 2 (maksymalna siła obciążająca układ pomiarowy nie może przekroczyć 5000 N), natomiast przy mniejszej sztywności elementu – jak najdalej od popychacza 2.

Do wyznaczenia siłowej charakterystyki elementu sprężystego potrzebny jest pomiar siły i przemieszczenia (ugięcia). Pomiar siły może być realizowany czujnikiem siły (10, na rys. 2). Czujnik siły pracuje jako ściskany przetwornik pierścieniowy z naklejonymi tensometrami foliowymi w postaci pełnego mostka [3, 5]. Jego sygnał wyjściowy doprowadzany jest na mostek tensometryczny 3-kanałowy, APAR 923, typ AR 402 produkcji Zakładów Elektroniki Pomiarowej w Warszawie. Natomiast pomiar przemieszczenia może być realizowany czujnikiem indukcyjnym produkcji Elektronic Measurement Divices PELTRON w Warszawie, o zakresie pomiarowym ± 25 mm. Jest on włączony równolegle pomiędzy talerze 4 i 5. Jego sygnał wyjściowy jest doprowadzany na mostek czujników indukcyjnych produkcji Elektronic Measurement Divices PELTRON w Warszawie, typ MPL 108, Nr 144/95.



Rys.2. Stanowisko do statycznych badań elementów sprężystych

Wprowadzając te dwa sygnały, siły i przemieszczenia, uwzględniając skalowanie, na rejestrator "x-y" otrzymuje się wprost charakterystykę siłową ba-

danego elementu sprężystego, F = f(f). W przypadku elementów sprężystychtłumiących, np. element gumowy energię przejmowaną, rozpraszaną i oddawaną określano planimetrem biegunowym PL-1, produkcji PZO – Warszawa.

4. Badania sztywności sprężyn śrubowych stosowanych w elementach hydraulicznych

Sprężyny śrubowe stosowane w elementach hydraulicznych wykonane są ze stali sprężynowych, zatem praktycznie nie wykazują rozpraszania energii. Gdy chcemy mieć możliwość regulacji zacisku wstępnego sprężyny śrubowej należy stosować połączenia śrubowe z możliwością zablokowania jego położenia [13 s. 42-45].

Charakterystyka siłowa sprężyn lub układu sprężyn może być odpowiednio kształtowana:

- połączenie szeregowe dwóch lub więcej sprężyn powoduje sumowanie odwrotności sztywności, czyli zmniejszenie sztywności (1/kz = 1/k1 + 1/k2),
- połączenie równoległe dwóch lub więcej sprężyn powoduje sumowanie sztywności, czyli zwiększenie sztywności, (kz = k1 + k2),
- charakterystyka może być liniowa lub odcinkami liniowa; w drugim przypadku na początku pracuje jedna sprężyna, a przy pewnym ugięciu, równolegle, włącza się dodatkowo druga sprężyna.

Wyniki badań doświadczalnych i z obliczeń sztywności sprężyn śrubowych przedstawiono w tabeli 1.

		Tubblu I
	Sprężyna 1	Sprężyna 2
	Materiał: 50 HSA	Nieznany
Dane	d = 9 mm, D = 68 mm	d = 14,5 mm, D = 113,5 mm
	i = 4,5 (ic = 6)	i = 3,75 (ic = 5,25)
Sztywność obliczeniowa	$k = (G((d^2)^2))/(8iD^3) =$	$k = (G((d^2)^2))/(8iD^3) =$
[1, 9, 12, 15]	50300 N/m	81630 N/m
Ilość badanych sprężyn	około 10	1
Sztywność doświadczalna	62000 N/m	69000 N/m
Błąd względny	18,9%	-18,3%

Wyniki badań doświadczalnych i z obliczeń sztywności sprężyn śrubowych

Tabela 1

Z przedstawionych wyników badań doświadczalnych i obliczeniowych sztywności sprężyn śrubowych wynika, że w badanej próbce sprężyn spotkano takie, których wartość sztywności wyznaczona doświadczalnie była większa od wartości sztywności obliczeniowej, oraz których wartość sztywności obliczeniowej była większa od wartości sztywności doświadczalnej. Powyższe spostrzeżenie wymaga dalszych badań sztywności sprężyn śrubowych na znacznie większej próbce.

Poniżej przedstawiono zależność siły od ugięcia dla sprężyny 1 dla wartości sztywności 50300 N/m (min; błąd: – 18%), 62000 N/m (podstawowy) i 73160 (max; błąd: 19%).



Rys.3. Zależność siły od ugięcia dla sprężyny 1 dla wartości sztywności 50300 N/m, 62000 N/m i 73160

Z przedstawionych zależności na rysunku 3 wynika, że aby zniwelować różnicę w wartości sztywności doświadczalnej i obliczeniowej należy, na przykład dla siły równej F = 2000 N, przy błędzie 18% (min) należy zwiększyć wartość zacisku wstępnego o 5 mm, natomiast przy błędzie 19% (max) zmniejszyć wartość zacisku wstępnego o 7,5 mm.

W układach hydraulicznych, gdzie ustawienie ciśnienia progowego na zaworze przelewowym układu hydraulicznego łączy się z bezpieczeństwem obsługi, układu hydraulicznego i maszyny roboczej koniecznym jest, aby wartość sztywności sprężyn śrubowych była wyznaczana doświadczalnie, dokładnie (patrz też PN-EN982:1996).

5. Badania trwałościowe sztywności sprężyny śrubowej w funkcji ilości przełączeń

Trwałość charakterystyki siłowej sprężyny (zmianę wartości sztywności w funkcji ilości przełączeń) określano na własnym, specjalnie skonstruowanym stanowisku (rys. 4).

Wykorzystano rzeczywisty mechanizm zabudowany w odpowiednio sztywnej obudowie, zachowując rzeczywiste wymiary. Jako wymuszenie wykorzystano prasę mimośrodową PMS 63C-P o nacisku 1,6 MN, ilości skoków na minutę 65 (co odpowiadało czasowi przełączania $t \sim 0.9 s$) i skoku 40 mm.



Rys.4. Urządzenie do pomiaru trwałości charakterystyki siłowej sprężyny śrubowej





Badano sztywność nowej sprężyny, o k = 62000 N/m. Mierzono początkową sztywność sprężyny i potem co około 20000 przełączeń. Każdy pomiar sztywności sprężyny powtarzano 5 razy. Zestawienie wyników badań trwałościowych sztywności sprężyny śrubowej przedstawiono na rysunku 5.

W badanym zakresie ilości przełączeń przebieg zmian sztywności jest liniowy. Zakres pomiarowy wynosił 120000 przełączeń.

W świetle przedstawionych powyżej badań i uwag w przedmiotowej normie PN-EN982:1996, z uwagi na punkt 5.1.1, a w szczególności na zdanie, cyt. "Elementy powinny być tak dobrane lub ustalone, aby miały właściwe charakterystyki pozwalające tym elementom na niezawodną w całym zakresie zastosowania układu. Szczególną uwagę należy zwrócić na niezawodność elementów, które mogą wywoływać zagrożenie w przypadku niewłaściwego działania lub uszkodzenia", należałoby dodać uzupełnienia:

- w Tabeli 1: Wykaz zagrożeń w punkcie 4.1 Zagrożenia mechaniczne: "zmianą sztywności sprężyn śrubowych, np. w zaworach przelewowych" w czasie pracy układu hydraulicznego,
- w punkcie 7.2 Wymagania ogólne dotyczące obsługiwania, dodać "określić dopuszczalny okres pracy sprężyny (lub dopuszczalnej ilości zadziałania elementu/podzespołu/układu hydraulicznego), w którym zapewniona jest odpowiednia siła docisku (i tym samym zapewnione odpowiednie ciśnienie zadziałania, np. zaworu przelewowego; po tym okresie pracy lub ilości przełączeń sprężyna jest już wadliwa (pomimo, że nie jest uszkodzona mechanicznie, np. nie pękła)".

6. Podsumowanie

- 1. Skonstruowane i zbudowane stanowisko do badań sztywności łączników sprężystych dobrze spełnia swoje przeznaczenie. Pozwala na porównanie wartości sztywności obliczeniowej z doświadczalną oraz możliwość praktycznego wyznaczenia energii przejmowanej, rozpraszanej i oddawanej łączników.
- 2. W pracy przedstawiono kilka sposobów kształtowania charakterystyki siłowej sprężyn śrubowych.
- Wartości sztywności wyznaczonej doświadczalnie i z obliczeń są różne, z błędem około ±20%.
- 4. Przebieg zmian sztywności sprężyny śrubowej w funkcji ilości przełączeń jest liniowy. Po przełączeniu 120 tysięcy razy początkowa wartość sztywności uległa zmniejszeniu o około 16%. Należy ustalić okres dopuszczalnej pracy sprężyny (lub dopuszczalnej ilości zadziałania elementu hydraulicznego), w którym zapewniona jest odpowiednia siła docisku (i tym samym odpowiednie ustalone ciśnienie zadziałania, np. zaworu przelewowego). Po tym okresie pracy lub ilości przełączeń sprężyna jest już wadliwa, nie będzie zapewniała odpowiedniej siły docisku (PN-EN982:1996, punkt 4, 5 i 7.2.1).

Literatura

- 1. Branowski B.: Metalowe elementy sprężyste. PWN, Warszawa 1988.
- Gałąź R.: Projektowanie zderzaków na małe prędkości zderzenia. Raport s. Sprawozdania, nr S-016/90, IKEM, Wrocław 1990.
- Gałąź R.: Wyznaczanie sztywności statycznej, energii przejmowanej i rozpraszanej elementów podatnych. Praca nie publikowana, Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn i Tribologii, IKEM, Wrocław 1997.
- Garbacik A.: Studium projektowania układów hydraulicznych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wydawnictwo, Wrocław–Warszawa–Kraków 1997.
- Hawrylak H., Welik S., Dudziński P.: Kształtowanie tensometrycznych przetworników pierścieniowych. [w:] Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej nr 30, Mechanika, 1984, s. 83-88.
- Hrabovski L., Richtar M.: A measurement facility for the determination of coil helical springs rigidity. [w:] Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Transport, z. 53, Nr 1643, 2004.
- Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Projektowanie elementów. C1 Sprężyny śrubowe. [w:] Pod red. Jaśkiewicz Z., Poradnik Inżyniera samochodowego, Elementy i materiały, WKŁ, Warszawa 1990.
- Lisowski E.: Komputerowa obsługa hydraulicznego stanowiska do badania sprężyn nośnych. HiP, Nr 3, maj/czerwiec 1998.
- Meisner M., Wanke K.: Handbuch Feder, Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. Verlag Technik GmbH, Berlin–München, 1993.
- Osiecki A.: Napęd i sterowanie hydrauliczne maszyn. Teoria, obliczanie i układy. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1990.
- Palczak E.: Dynamika elementów i układów hydraulicznych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wydawnictwo, Wrocław–Warszawa–Kraków 1999.
- Pękalski M., Radkowski S.: Gumowe elementy sprężyste. PWN, Warszawa 1989.

- 13. Pod red. Chironis n. P., Spring Design and Application, Mc GRAW-HILL Book Company, Inc., New York-Toronto-London 1961.
- 14. Pod red. Porębska M., Warszyński M.: Ćwiczenia laboratoryjne z podstaw konstrukcji maszyn. Skrypt AGH, Kraków 1989.
- 15. Żukowski S.: Sprężyny. PWT, Warszawa 1955.

Czas eksploatacji a degradacja stanu technicznego układów roboczych maszyny budowlanej

Szymon Salamon – Politechnika Częstochowska

Streszczenie. W niniejszej pracy zaprezentowane zostały wyniki badania procesu uszkodzeń układów roboczych, uniwersalnej maszyny budowlanej. Badania zostały wykonane w naturalnych warunkach jej eksploatacji. Użytkownik wyników badań wykorzystał je do realizacji procesu modernizacji tej maszyny. Uszkodzenia układów roboczych tego obiektu zostały poddane analizie, ze względu na przyczynę ich powstania oraz miejsce i sposób ich naprawy.

1. Eksploatacyjna sytuacja badawcza

Przedmiotem badań była uniwersalna maszyna budowlana, służąca do różnych prac wykonawczych w procesie realizacji obiektów budowlanych. Przykładowo wymienia się: prace przy urabianiu lżejszych gruntów, przeładunek kruszyw, oczyszczanie i wyrównywanie terenu, a także do załadunku materiałów sypkich czy urobku.

Maszyna ta jest przedmiotem ciągłej modernizacji, w ramach tego procesu obserwacji poddano jej egzemplarz, który był eksploatowany w warunkach dużego przedsiębiorstwa budowlanego, na placu budowy bloków mieszkalnych. Warto tutaj podkreślić, że tylko naturalne warunki eksploatacji obiektów technicznych, stwarzają obiektywny splot czynników wymuszających starzenie obiektów technicznych.

Badaniu podlegał proces uszkodzeń tej maszyny, w szczególności odnotowaniu podlegały następujące dane o uszkodzeniach: nazwa uszkodzonego elementu, rodzaj i sposób jego uszkodzenia, postać i przyczyna uszkodzenia, sposób i miejsce wykrycia uszkodzenia, sposób naprawy i skutki powstania uszkodzenia. W niniejszym opracowaniu przedstawiono, z tego zakresu, tylko niektóre wyniki tych badań. Kompleksowy obraz opisu uszkodzenia podano na rysunku 1, za rozważaniami zawartymi w pracy [1]. Czasookresy tych badań obejmowały okresy od 0–1 roku, od 2–5 lat i od 6–10 lat [2].

2. Opis i analiza procesu uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej

W wyniku modelowania procesu badania uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej została założona jej dekompozycja na poszczególnych poziomach złożoności, przy czym na poziomie układów wyodrębniono 10 układów [2], co zostało zaprezentowane w tabeli 1. Liczby uszkodzeń układów roboczych odnotowywano w czasookresach od 0–1 roku, od 2–5 lat i od 6–10 lat i zestawiono je również w tabeli 1.



Rys.1. Elementy pełnej analizy uszkodzenia płynowych konstrukcyjnie zamkniętych przestrzeni roboczych, w ujęciu diagramu *Ishikawy* [1]

W kolumnach 3, 4 i 5, tabeli 1, podano liczby uszkodzeń układów roboczych w przyjętych okresach badawczych.

Liczby uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej w okresach badawczych

				Tabela 1
Kod	Nazwa	0	e	
układu	układu	0–1 roku	2–5 lat	6–10 lat
1	2	3	4	5
U–6	Silnik	1	3	1
U–5	Układ smarowania	1	3	0
U–7	Układ paliwowy	1	4	1
U-10	Instalacja elektryczna	1	3	0
U-1	Układ rozruchu silnika	2	4	1
U–2	Układ napędowy	2	5	4
U-8	Układ kierowniczy	1	2	1
U-4	Układ hamulcowy	2	9	1
U–3	Układ zawieszenia	1	2	0
U-9	Układ jezdny	1	4	3

Przystępując do analizy liczby uszkodzeń układów roboczych, warto stwierdzić, że są one układami zbudowanymi z zespołów: pneumatycznych, hydraulicznych i mechanicznych. Warto też podkreślić, że warunkiem podstawowym dla prawidłowego funkcjonowania elementów pneumatycznych i hydraulicznych, jest ich szczelność [1, 2]. Szczelność tych układów należy rozpatrywać również w aspekcie strat: energetycznych, ekologicznych i innych. Utrata wymaganej szczelności układów roboczych, w warunkach ich pracy, jest bardzo prawdopodobna, ponieważ charakteryzują się one m.in. szkodliwymi drganiami.

Analiza liczby uszkodzeń, upoważnia do następujących stwierdzeń: w okresie badawczym 1 roku, większość wyróżnionych układów uległa pojedynczym uszkodzeniom, zaś układy: rozruchu silnika, napędowego i hamulcowego uległy dwukrotnym uszkodzeniom. Zważywszy, że kształtowanie się krzywej starzenia (krzywej "wannowej") obiektu w jej pierwszym okresie (nazywanym okresem docierania) odzwierciedla intensywność pojawiania się uszkodzeń wynikających z wad fabrycznych, to fakt odnotowania od 1 do 2 uszkodzenia układów roboczych tej maszyny, w okresie 1 roku, należy uznać za normalny, nie budzących w związku z tym uwag krytycznych. Warto również zwrócić uwagę na fakt, że dwukrotne uszkodzenie układów: rozruchu silnika, hamulcowego i napędowego, potwierdza ich szczególne obciążenie oddziaływaniem eksploatacyjnych czynników destrukcyjnych.

W drugim okresie krzywej starzenia obiektu, mamy do czynienia z czasem jego normalnego zużywania się, w którym mamy do czynienia głównie z uszkodzeniami stopniowymi. Zatem, przyjrzyjmy się liczbie uszkodzeń układów roboczych maszyny w okresie jej eksploatacji od 2 do 5 lat (tj. okresie 4 lat), bezwzględna liczba uszkodzeń wzrosła, ale w przeliczeniu na jeden rok eksploatacji pozostaje ona niezmienna lub nawet mniejsza w stosunku do liczby uszkodzeń w ciągu 1 roku badań. W okresie tym dalej swój leaderski udział w liczbie uszkodzeń mają układy: hamulcowy, napędowy i jezdny. Fakt ten należy uznać za normalny z racji funkcji tych układów i warunków ich pracy. Okres od 6 do 10 lat, jest dalszym ciągiem okresu normalnego zużywania się tego obiektu technicznego, zaobserwowano w nim istotny spadek bezwzględnej i względnej liczby uszkodzeń lub ich brak. Z tej generalnej tendencji wyróżnia się układ napędowy i jezdny, dla których odnotowano odpowiednio 4 i 3 usz-kodzenia.

Przytoczona wyżej analiza z racji zakresu przeprowadzonych badań, ma charakter rozpoznawczy, nie mniej jednak szczegółowa analiza uszkodzeń obiektu może dostarczyć cennych informacji dla sfery: projektowania, wytwarzania i eksploatacji.

Można postawić hipotezę, że prezentowane badania przebiegu procesu uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej, obejmują I. i II. okres starzenia badanego obiektu.

Szybką analizę uzyskanych wyników z badania procesu uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej, można przeprowadzić przy zastosowaniu diagramu Pareta–Lorentza. Diagramy te przedstawiono za pracą [2] na rysunkach od 2 do 4, ułatwiają one szybką odpowiedź na przykładowe pytanie: Które układy robocze badanego obiektu, po 10 latach eksploatacji, generują 60% jego uszkodzeń? Odpowiedź może być natychmiastowa, 60% uszkodzeń badanego obiektu, generują uszkodzenia następujących układów: hamulcowego, napędowego, jezdnego i rozruchu silnika.



Rys.2. Diagram Pareta-Lorentza uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej dla okresu 1 roku



Rys.3. Diagram Pareta-Lorentza uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej dla okresu 5 lat



Rys.4. Diagram Pareta-Lorentza uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej dla 10 lat

3. Analiza szczegółowa uszkodzeń układów roboczych maszyny budowlanej

Analizę tę przeprowadzono z punktu widzenia trzech aspektów: przyczyn uszkodzenia (rys. 5), miejsca (rys. 6) i sposobu ich naprawy (rys. 7) [2].

W metodologii opisu uszkodzeń ze względu na przyczynę ich powstania, przyjęto następującą ich klasyfikację:

- wyposażenie stacji obsługi (5%),
- umiejętności personelu w użytkowaniu i obsługiwaniu (7%),
- części zamienne i materiały eksploatacyjne (25%),
- wadliwe rozwiązania konstrukcyjne (28%),
- warunki pracy (17%),
- obsługa gwarancyjna (12%),
- wady fabryczne (4%),
- inne (2%)



Rys.5. Udziały procentowe przyczyn uszkodzeń obiektu

Wyniki badania źródeł uszkodzeń wskazują na dwie główne ich przyczyny, tj. wadliwe rozwiązania konstrukcyjne i części zamienne wraz z materiałami eksploatacyjnymi, oraz warunki pracy i jakość obsługi gwarancyjnej. Podsumowując przyczyny powstawania uszkodzeń obiektu, należy zauważyć, że mają one swoje źródło, w porównywalnych udziałach procentowych, w sferach: konstruowania (4-28%), produkowania (3-25% + 6-12% + 7-4%) i eksploatacji (5-17% + 2-7% + 1-5%). Wyżej w nawiasach przytoczono: kod przyczyny uszkodzeń i jego procentowy udział we wszystkich uszkodzeniach obiektu. Potwierdza to słuszność ogólnej reguły, zalecającej należytą dbałość o jakość wyrobu na każdym etapie jego powstawania, stąd współcześnie mówi się o jakości konstruowania, produkowania i eksploatacji [3].

Z kolei zaś w metodologii badania procesu uszkodzeń układów roboczych tego obiektu, w zakresie miejsca wykonywania ich napraw, założono następującą klasyfikację:

- warsztat polowy (1,04%),
- stacja obsługi podmiotu eksploatującego obiekt (29,36%),
- stacja obsługi autoryzowana przez wytwórcę obiektu (69,60%).



Rys.6. Udziały procentowe miejsc wykonywania naprawy uszkodzeń obiektu

Jak wynika z przeprowadzonych badań w zakresie miejsc naprawy uszkodzeń obiektu, naprawy te przeprowadza się przede wszystkim w stacji obsługi autoryzowanej przez jego wytwórcę, udział ten wynosi 69,60%. Ujawnioną tendencję, w zakresie miejsca naprawy uszkodzeń, należy uznać za prawidłową, bowiem minimalizuje ona źródła powstawania uszkodzeń z tytułu: wyposażenie stacji obsługi - 5%, umiejętności personelu w użytkowaniu i obsługiwaniu - 7% i części zamiennych wraz z materiałami eksploatacyjnymi - 25% (por. analizę przyczyn uszkodzeń).

Odtworzenie potencjału eksploatacyjnego uszkodzonego obiektu stanowi zasadnicze zadanie dla podsystemu obsługiwania. W metodologii niniejszych badań, wprowadzono następującą klasyfikację sposobów naprawy uszkodzeń:

- wymiana elementu (61,18%),
- brak naprawy (0%),

- dokręcenie (21,26%),
- regeneracja (4,02%),
- ustawianie elementów (1,43%),
- wulkanizacja, klejenie (1,43%),
- usunięcie elementu bez zastąpienia go nowym (0,18%),
- spawanie i lutowanie (1,04%),
- regulacja i oczyszczenie (9,46%),
- wymiana części składowej elementu (0%).

Dominującym sposobem naprawy uszkodzeń obiektu w tym systemie eksploatacji była naprawa poprzez wymianę elementu (ponad 60%), następnym dominującym sposobem naprawy uszkodzeń jest zabieg konserwacyjny polegający na dokręceniu elementów np.: połączeń śrubowych (ponad 20%), dalej odnotowano naprawy uszkodzeń poprzez regulację i oczyszczenie (ponad 9%) i regenerację (ponad 4%), pozostałe sklasyfikowane sposoby naprawy uszkodzeń są marginalne lub nie występowały.



Rys.7. Udziały procentowe sposobów naprawy uszkodzeń

4. Podsumowanie

Uzyskane wyniki badań, pomimo ich pilotażowego charakteru, przedstawiają sobą pożyteczne, dla trzech sfer (projektowania, wytwarzania i eksploatacji) istnienia obiektu technicznego, informacje o uszkodzeniach badanego obiektu.

Miarodajność tych wyników badań można by zwielokrotnić, gdyby przeprowadzić je na statystycznie uzasadnionej próbce tych obiektów, losowo pobranych z ich populacji generalnej. Podobny efekt byłby do uzyskania, po wydłużeniu czasu eksploatacyjnych badań, tak aby on obejmował cały czas wyczerpania potencjału eksploatacyjnego (w tym również czasu zużywania katastroficznego), dla tego typu maszyn budowlanych.

Miarodajność tych wyników badań wzrosłaby również wtedy, gdyby dokonać charakterystyki warunków pracy obiektu. Warunki te dla tej konkretnej

maszyny budowlanej powinny być scharakteryzowane (zdaniem autora) trzema wskaźnikami: czasem jej użytkowania, wykorzystaniem jej ładowności i ilością wykonanych cykli roboczych (tj. podjęcie ładunku, przewiezienie, odłożenie i powrotny przejazd bez ładunku).

Pilotażowe badania procesu uszkodzeń maszyny budowlanej wykazały, że jej uszkodzenia miały, w równej mierze, swe źródła na etapach jej: projektowania, wytwarzania i eksploatacji.

Szczupłość środków finansowych przeznaczanych na ten typ badań obiektów technicznych, znacząco determinuje ich zakres merytoryczny.

Literatura

- 1. Salamon S.: Diagnostyka szczelności płynowych konstrukcyjnie zamkniętych przestrzeni roboczych. Seria Mechanika, Monografia 333. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2006.
- 2. Jabłońska–Caban M.: System eksploatacji maszyn budowlanych na przykładzie ładowarki. Promotor: dr inż. Szymon Salamon. Praca dyplomowa inżynierska. Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2006.
- 3. Salamon S.: [145] Factors determining the quality of constructional closed working areas. 9 Medzinárodné vedecké sympózium. Kvalita a spoľahlivost strojov. Sprievodna akcia Medzinarodneho strojarskeho veľtrhu 2004 v Nitre. Nitra 2004.

Metody badań sekcji obudowy zmechanizowanej

Włodzimierz Madejczyk - Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Streszczenie. W monografii scharakteryzowano metody badań sekcji ścianowych obudów zmechanizowanych według wymagań europejskich (norma PN-EN 1804-1, amerykańskich (metodyka CONSOL) i rosyjskich (norma GOST R 52152-3003). Przedstawiono podstawowe kryteria oceny wyników badań. Zaprezentowano stanowiska do badań sekcji obudów zmechanizowanych Laboratorium Badań CMG KOMAG akredytowanego przez Polskie Centrum Akredytacji, w których można wykonać badania według wymienionych wymagań.

1. Wprowadzenie

Obudowa zmechanizowana jest podstawowym elementem kompleksu ścianowego decydującym o bezpieczeństwie ludzi zatrudnionych w ścianie.

Podstawowym instrumentem prawnym harmonizacji wymagań zapewniającym bezpieczeństwo przy użytkowaniu wszelkich wyrobów są dyrektywy oraz normy europejskie, które są kluczowym elementem Jednolitego Rynku Europejskiego. Dyrektywy są obowiązkowe i muszą być przeniesione do prawa narodowego (w Polsce w drodze rozporządzeń), a wyroby im podlegające muszą spełniać określone w nich wymagania.

Górnicze obudowy zmechanizowane zakwalifikowano do urządzeń o zwiększonym ryzyku występowania zagrożeń, które wymagają szczególnego postępowania przed ich wprowadzeniem do stosowania, co zawarto w Dyrektywie Maszynowej 98/37/WE, wprowadzonej do polskiego prawodawstwa poprzez Rozporządzenie Ministra Gospodarki z 28.12.2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 259, poz. 2170). Wspomniana dyrektywa ujmuje jedynie podstawowe wymagania bezpieczeństwa dla obudów, natomiast szczegółowe wymagania odniesione zostały do grupy norm europejskich zharmonizowanych z dyrektywą opracowanych na podstawie mandatu Komisji przez CEN i CENELEC. Tak, więc w przypadku górniczych obudów zmechanizowanych spełniając wymagania trzech norm zharmonizowanych, określanych mianem norm typu C, poprzez tzw. domniemanie zgodności można wykazać spełnienie wymagań zasadniczych ujętych w Dyrektywie Maszynowej.

Ze wspomnianej grupy norm w Polsce wdrożono do stosowania PN-EN 1804-1:2004, PN-EN 1804-2:2004 i PN-EN 1804-3:2008. Dyrektywy Nowego Podejścia dotyczą sekcji obudowy zmechanizowanej, które mają być wprowadzone po raz pierwszy do obrotu.

Poza Unią Europejską funkcjonują wymagania amerykańskie dotyczące badań sekcji obudów według metodyki CONSOL (Consolidation Coal Company) oraz rosyjskie według normy GOST R 52152-3003.

W monografii bardziej szczegółowo opisano metodykę badań sekcji stosowaną w Polsce według wymagań europejskich (PN-EN 1804-1:2004) oraz

jedynie ogólnie scharakteryzowano badania według wymagań amerykańskich i rosyjskich.

2. Badania według wymagań europejskich (według PN-EN 1804-1)

2.1. Zakres badań

Zakres badań sekcji obudowy zmechanizowanej obejmuje:

- Analizę dokumentacji technicznej sekcji obudowy w zakresie koniecznym do realizacji badań. Na podstawie wyników obliczeń statycznych obudowy określa się:
 - wartość dopuszczalnych nacisków jednostkowych wywieranych przez belki obciążające na elementy sekcji obudowy zgodnie z pkt. A.1.1.2 normy PN-EN 1804-1:2004,
 - wartości sił poziomych działających na obudowę przy realizacji badań według pkt. A.1.2.4, A.1.2.5 oraz A.1.3.5 normy PN-EN 1804-1:2004,
 - wysokość rozparcia sekcji obudowy, przy których występują maksymalne wartości obciążeń elementów obudowy,
 - współrzędne wypadkowej siły podporności działającej na stropnicę sekcji obudowy.
- Badania funkcjonalne obejmują pomiary wymiarów liniowych i kątów oraz pomiary kątów utraty stateczności sekcji obudowy zmechanizowanej wykonywanych w ramach:
 - sprawdzenia zgodności podstawowych wymiarów z dokumentacją konstrukcyjną,
 - sprawdzenia dogodności montażu i demontażu,
 - pomiarów szerokości i wysokości przejścia,
 - sprawdzenia funkcjonalności i sterowności obudowy,
 - pomiarów stateczności wolnostojącej sekcji obudowy,
 - sprawdzenia współpracy sekcji obudowy na nachyleniach.
- Badania obciążeniowe sekcji obudowy w zakresie badania:
 - wytrzymałości statycznej elementów sekcji obudowy,
 - wytrzymałości zmęczeniowej elementów sekcji obudowy,
 - wytrzymałości zespołów stropnic przednich sekcji obudowy,
 - wytrzymałości statycznej zaczepów transportowych,
 - podatności sekcji obudowy,
 - wytrzymałości statycznej mocowań stojaków i siłowników sekcji obudowy,
 - wytrzymałości statycznej wyposażenia dodatkowego sekcji obudowy.
- Sprawdzenie sekcji obudowy w zakresie:
 - oględzin wizualnych elementów sekcji obudowy przed i po badaniach,
 - pomiaru odkształceń trwałych elementów sekcji obudowy przed rozpoczęciem badań obciążeniowych i po ich zakończeniu.

2.2. Metodyka badań obciążeniowych

2.2.1. Badania wytrzymałości statycznej

Badania wytrzymałości statycznej wykonuje się dla sposobów podparcia przedstawionych przykładowo na rysunku 1.

Sposob p wg PN EN	odparcia 1804-1	Schemat podparcia			
Stropnica	Spagnica	Stropnica	Spagnica		
A.1.1a	A.2a	+			
A.1.1b	A.2a				
	A.8				
	A.10z				
	A.10w				
pkt A.1.2.4		P _x =0.3P _y	P, O		

Rys.1. Badania wytrzymałości statycznej

Dla realizacji obciążeń symetrycznych stosuje się współczynnik przeciążenia $p/p_N = 1,2$, natomiast dla obciążeń asymetrycznych współczynnik przeciążenia $p/p_N = 1,05$. Obciążenie jest realizowane według programu przedstawionego na rysunku 2.

Wykres cyklu obciążenia — zerowanie • – pomiar			p p _n	Ĺ	ſ] [-9	Ĺ	ſ				
Nr obciążenia		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Obciążenie p/p _n		0,4	0,6	0,8	0,9	1,00	1,05	1,05	1,05	1,1	1,2	1,2	1,2
Podparcie	Cykl wstępny	×	×	×	×	×	×			×	×	×	X
symetryczne	Cykl zasadniczy			×	×	×	×			×	×	×	×
Podparcie asymetryczne	Cykl wstępny	×	×	×	×	×	×	×	×				
	Cykl zasadniczy			X	×	×	X	×	×				

Program obciążenia Rys.2. Program obciążeń statycznych

Obciążenie sekcji rozpartej w stanowisku badawczym uzyskuje się poprzez zasilanie ciśnieniem cieczy przestrzeni podtłokowych stojaków i podpory stropnicy, bądź może być wywołane aktywnym stropem stanowiska.

2.2.2. Badanie podatności (zsuw)

Zgodnie z normą EN 1804-1 próba ta polega na wykonaniu zsuwu sekcji przy działaniu siły nominalnej. Pomiary wykonuje się w trzech różnych wysokościach sekcji, odpowiadających górnemu, środkowemu i dolnemu fragmentowi zakresu pracy obudowy. Droga zsuwu w każdej z wykonanych serii pomiarowych wynosi co najmniej 0,1 m, przy maksymalnej prędkości 0,1 m/min. Dla testu przeprowadzonego bez uwzględnienia siły tarcia, pozioma siła wywierana przez sekcję jest ograniczona do 0,3 wartości siły nominalnej.

Badanie przeprowadzane według pkt. A.1.2.4 normy (schemat sposobu podparcia na rys. 1) to przede wszystkim badanie wytrzymałości łączników układu lemniskatowego. Na stropnicy sekcji montuje się urządzenie rolkowe, za pomocą którego generowana jest określona siła pozioma. Środek urządzenia rolkowego powinien znajdować się w miejscu działania wypadkowej siły podporności. Nastawienie bloków zaworowych stojaków i podpory stropnicy jest na poziomie maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia roboczego.

2.2.3. Badania wytrzymałości zmęczeniowej

Badania wytrzymałości zmęczeniowej przeprowadza się dla różnych podparć przy obciążeniu z amplitudą ciśnień w zakresie od 0,25 p_N do 1,05 p_N .

Dla sekcji dwustojakowych wykonuje się 26000 cykli obciążeniowych, a dla sekcji czterostojakowych 30000 cykli obciążeniowych, wśród których wyróżniono próbę:

- zginania,
- skręcania,
- przy obciążeniu asymetrycznym,
- z poziomym obciążeniem obudów osłonowych pozioma siła działająca na stropnicę wynosi 0,3-krotności siły pionowej.

Badania wytrzymałości zmęczeniowej wykonuje się dla sposobów podparcia przedstawionych przykładowo na rysunku 3.

Sposob p wa PN EN	odparcia 1804—1	Schema	t podparcia	Liczba cykli
Stropnica	Spagnica	Stropnica	Spagnice	obciąż.
A.1.1o	A.6d	+ $P_x = 0.3P_y$	P _x =0.3P _y	10000
A.1.1a	A.8	+ + +		2000
A.1.1b	Α.2σ			2000
A.3a	A.2a			2000
A.3b	A.2a	(+ + ∞)		2000
	A.4d**			1000
	A.4c**			1000
	A.9**			2000
	A.10			2000
A.5b				2000

Rys.3. Badanie wytrzymałości zmęczeniowej

2.2.4. Badania pozostałych elementów sekcji obudowy

- Badania dla obudów pracujących w złożach o nachyleniu większym niż 30°:
 - próba zdolności przejęcia obciążenia ciężaru trzech sąsiadujących z nią zestawów obudowy,
 - próba sterowalności obudową polegająca na sprawdzeniu funkcjonalności obudowy przy maksymalnym nachyleniu wyrobiska i maksymalnej wysokości sekcji.
- Badania punktów podnoszenia i przesuwania sekcji obudowy punkty te przeciąża się 4-krotną siłą nominalną, przy której nie powinny wystąpić żadne uszkodzenia.
- Badania stropnic wysuwnych stropnicę wychylno-wysuwną obciąża się maksymalną siłą działającą na ten element, a wynikającą z postaci konstrukcyjnej sekcji (nastawy bloków zaworowych, usytuowania siłowników w sekcji).
- Badania poprawności działania układu hydraulicznego polegające na sprawdzeniu funkcjonowania układu hydraulicznego poprzez rozpieranie wszystkich stojaków i siłowników do ich krańcowych położeń.
- Badanie elementów mocowania stojaków i siłowników z siłą równą 1,5-krotności siły rozciągającej i ściskającej w najbardziej niekorzystnym położeniu.

2.3. Ocena wyników badań

Po zakończeniu prób nie powinno być pęknięć w materiale rodzimym żadnego z elementów sekcji obudowy. Nie dopuszcza się występowania pęknięć w spoinach ani odkształceń trwałych obniżających parametry techniczne sekcji obudowy.

Podstawę dla oceny wyników badań stanowią:

- obserwacje wizualne po każdej serii obciążeń ze szczególnym uwzględnieniem stanu technicznego spoin, odkształceń sworzni, owalizacji otworów, ewentualnych pęknięć elementów sekcji,
- wyniki pomiarów strzałek ugięcia elementów nośnych (stropnica, osłona odzawałowa, spągnica) w trakcie prób obciążeniowych,
- wyniki pomiaru płaskości płaszczyzn elementów sekcji obudowy przed rozpoczęciem obciążeń i po ich zakończeniu w celu określenia odkształceń trwałych.

3. Badania według wymagań amerykańskich (według metodyki CONSOL)

Wymagania testów strukturalnych dla obudów ścianowych przedstawione są w postaci 5 działów, takich jak:

- uwagi ogólne,
- testy obciążeniowe,
- badania konstrukcji (pomiary strukturalne),
- kontrola inspekcyjna (kontrola struktury),
- kryteria dopuszczeniowe.

3.1. Uwagi ogólne

Metodyka CONSOL (Consolidation Coal Company) jest to metodyka amerykańska określająca wymagania dotyczące testowania prototypów obudów dwustojakowych, czterostojakowych, obudów ze spągnicą dzieloną, sztywną lub ze spągnicą półdzieloną.

Sekcja jest badana przy wysokości rozparcia, przy której występują maksymalne wartości obciążeń elementów sekcji obudowy.

Bloki używane do testów powinny być zwymiarowane, tak aby można je obciążyć do $1,5\div1,7$ US tony na cal kwadratowy ($2,1\div2,3$ kN/cm²). Materiał na bloki testowe powinien być tak dobrany, aby zapewnić równomierne obciążenie.

Po zakończeniu każdych 500 cykli obciążeń prowadzi się obserwację ewentualnych pęknięć i trwałych zniekształceń.

Test, który spowodował uszkodzenia powinien być powtórzony. Testy wcześniejsze nie są wymagane, chyba że modyfikacje zredukowały wytrzymałość w stosunku do poprzednich testów. Pomiary konstrukcyjne powinny obejmować elementy przed i po modyfikacji. Kryteria zatwierdzające dla odkształceń plastycznych powinny pozostać niezmienione, aczkolwiek można uzgodnić inne kryteria po konsultacji z CONSOL.

Pomiary odkształceń są wymagane dla wszystkich testów zginających dla stropnicy i spągnicy.

3.2. Testy obciążeniowe

Program badań obejmuje minimum 60000 cykli obciążeniowych dla stropnicy, spągnicy, osłony odzawałowej i łączników, zgodnie z opisem testów obciążeniowych.

Badania wytrzymałości zmęczeniowej przeprowadza się dla różnych podparć przy obciążeniu z amplitudą ciśnień w zakresie od 5 MPa do 1,12 p_N na każdy cykl obciążeniowy.

Test	Rodzaj obciążenia						
Test	Stropnica	Spągnica	cykli				
1-wysoki	Umowna granica plastyczności	Zginanie	4000				
1-niski	Umowna granica plastyczności	Zginanie	4000				
2	Zginanie	Obciążenie końca spągnicy	20000				
3	Maksymalne zginanie i skręcanie	Zginanie	8000				
4	Maksymalne skręcanie	Wklęsłość i zginanie	4000				
5	Skręcanie osłon bocznych	Maksymalne skręcenie	4000				
6	Zginanie	Obciążenie poprzeczne	4000				
7	Zginanie	Obciążenie trzypunktowe	4000				
8	Zginanie poprzeczne	Obciążenie krawędzi	4000				
9	Wgłębianie przegubu	Asymetryczne obciążenie krawędzi	4000				
		Suma liczby cykli	60000				

Oprócz wyżej wymienionych prób przeprowadza się również badania dotyczące między innymi:

- przeciążenia systemu przesuwnika,
- przeciążenia systemu podnoszenia spągnic,
- cykli obciążeniowych systemu podnoszenia spągnic/belki układu przesuwnego.

3.3. Badania konstrukcji (pomiary strukturalne)

Badaniom konstrukcji podlega obrys sekcji prototypowej mierzony przed i po przeprowadzeniu badań obciążeniowych. Celem tych badań jest ustalenie sumy trwałych odkształceń, wynikłych po przeprowadzeniu badań obciążeniowych.

3.4. Kontrola inspekcyjna (kontrola struktury)

Po przeprowadzeniu całego programu badań obciążeniowych sekcję się demontuje i przeprowadza inspekcję według następującego porządku:

- wizualne (organoleptyczne) sprawdzenie wszystkich ewentualnych pęknięć,
- spoiny w stropnicy i przy gniazdach stojaków oczyszcza się z farby, oraz sprawdza się czy występują pęknięcia za pomocą metod nieniszczących, takich jak ciecz do wykrywania pęknięć powierzchniowych, metoda magnetyczna lub metoda ultradźwięków,
- następnie po przeprowadzeniu kontroli wizualnej ewentualny przegląd dokumentacji oraz prototypu.

3.5. Kryteria dopuszczeniowe

- Nie dopuszcza się występowania pęknięć spoin lub materiału.
- Zestawienie dopuszczalnych plastycznych odkształceń dla badań sekcji:
 - przekrój sekcji (prostokątność obudowy) 6 mm,
 - dopuszczalne plastyczne odkształcenie stropnicy od 2 do 15 mm,
 - dopuszczalne plastyczne odkształcenie osłony odzawałowej od 3 do 4 mm,
 - spągnica:
 - spagnica dzielona dopuszczalne odkształcenie plastyczne od 2 do 4 mm,
 - spagnica sztywna dopuszczalne odkształcenie plastyczne od 3 do 5 mm,
 - system przesuwny trwałe odkształcenia od zginania lub wyboczenia jakiegokolwiek punktu umieszczonego w systemie przesuwnym przesuwnika sekcji jest niedopuszczalna,
 - system podnoszenia spągnic odkształcenie tego systemu będzie traktowane jako uszkodzenie sekcji.
- Całkowite odkształcenie w połączeniu przegubowym w każdej płaszczyźnie pomiarowej nie może być większe niż 2 mm.
- Jeśli sekcja nie przeszła pozytywnie części 1,2 lub 3, po naprawie i modernizacji musi przejść wszystkie te same badania i musi uwzględniać te same standardy dopuszczeniowe.
- Nie zezwala się na jakiekolwiek przecieki zewnętrzne lub zaburzenia wewnętrznych przepływów w hydraulice siłowej.

4. Badania według wymagań rosyjskich

4.1. Zakres badań

Zakres badań sekcji obudowy zmechanizowanej według normy rosyjskiej GOST P 52152-2003 obejmuje, między innymi, takie próby, jak:

- Szczelność układu hydraulicznego.
- Sprawdzenie funkcjonalności sekcji bez obciążenia.
- Sprawdzenie wysokości sekcji pomiar H_{max} i H_{min.}
- Badania podporności sekcji –według rysunku 8 lub 8A normy.
- Badania podporności sekcji na końcu stropnicy badania według rysunku 1 i 2 normy.
- Określenie współczynnika rozsuwu i pełnego rozsuwu obliczeniowo na podstawie pomiaru na sekcji.
- Określenie współczynnika rozporu wstępnego obliczeniowo na podstawie pomiaru ciśnienia zasilającego stojaki i ciśnienia zadziałania zaworu bezpieczeństwa.
- Pomiar skoku przesuwu sekcji.
- Pomiar maksymalnej siły przy przesuwie sekcji.
- Pomiar ciśnienia zadziałania zaworu bezpieczeństwa w stanie normalnej odporności.
- Pomiar masy sekcji.
- Określenie wymiarów swobodnego przejścia w obudowie.
- Próby wytrzymałościowe sekcji.
- Sprawdzenie stabilności sekcji:
 - przy nachyleniu wzdłużnym do 10° stabilność (co najmniej 3 sekcje) sprawdza się na powierzchni poziomej,
 - przy nachyleniu wzdłużnym powyżej 10° stabilność (co najmniej 3 sekcje) sprawdza się na pochylonym stanowisku.

4.2. Badania wytrzymałościowe sekcji obudowy

Wyjściowa wysokość sekcji powinna być określona w RPM (roboczy program i metodyka badań) zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną.

Obciążenia badanych elementów (stropnice, spągnice) powinny odbywać się poprzez podkładki metalowe o szerokości 100-150 mm.

Badania statyczne elementów sekcji obudowy prowadzi się dla obciążeń jednorazowych.

Dla realizacji obciążeń statycznych stosuje się współczynnik przeciążenia p/p_N do 1,2.

Badania wytrzymałości zmęczeniowej przeprowadza się dla różnych podparć (według rysunków 1÷10 normy) przy obciążeniu z amplitudą ciśnień w zakresie od 0,25 p_N do 1,05 $p_{N,.}$ Częstotliwość obciążeń nie powinna przekraczać 0,1 Hz. Liczba cykli obciążeniowych wynosi co najmniej 8000.

4.3. Ocena wyników badań

Podstawowe sposoby sprawdzenia wytrzymałości:

- pomiar odkształcenia badanej konstrukcji poprzez kontrolę strzałki ugięcia,
- pomiar przestrzennego odkształcenia badanej konstrukcji,
- wizualna lub z zastosowaniem przyrządów kontrola spawów,
- pomiar odkształceń zewnętrznych spągnicy i stropnicy w strefie stojaków,
- ocena stanu sekcji po badaniach i po demontażu.

Warunkami zdolności konstrukcji do pracy jest brak pęknięć i uszkodzeń po obciążeniach na wszystkich poziomach, brak nieodwracalnych, w tym przestrzennych odkształceń. Przy obciążeniach próbnych dopuszcza się pojawienie nieznacznych odkształceń nie prowadzących do utraty własności eksploatacyjnych. Warunki tych odkształceń powinny być podane w dokumentacji konstrukcyjnej i w RPM.

5. Stanowiska badawcze

Laboratorium Badań działające w strukturze Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG posiada odpowiednią bazę badawczą dla wykonania badań sekcji obudów zmechanizowanych w zakresie metodyk przedstawionych w monografii.

Laboratorium Badań od 1995 r. posiada akredytację Polskiego Centrum Akredytacji (Certyfikat Nr AB 039) w zakresie kompleksowych badań sekcji obudowy zmechanizowanej i hydraulicznych elementów wykonawczych.

Dla realizacji badań według wymienionych wyżej wymagań Laboratorium Badań dysponuje stanowiskami badawczymi przedstawionymi na rysunku 4 i 5.

Stanowisko do badania wytrzymałości obudów zmechanizowanych umożliwia badania wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej sekcji obudów przy różnych wariantach podparcia stropnicy i spągnicy.

Obciążenie sekcji obudowy w płaszczyźnie pionowej może być wywołane aktywnym ruchem stropu stanowiska imitującym nacisk górotworu lub biernie przez zasilanie zespołów hydrauliki siłowej sekcji cieczą o wysokim ciśnieniu generowaną z multiplikatorów ciśnienia.



Rys.4. Stanowisko do badania wytrzymałości obudów zmechanizowanych

Obciążenia poziome sekcji obudowy mogą być wywoływane biernie przez odpowiednie podparcie spągnic lub aktywnie przez poziomy przesuw spągu lub zastosowanie pomocniczych siłowników hydraulicznych.

Stanowisko umożliwia obciążenie sekcji obudowy siłą pionową do 16 MN oraz siłą poziomą do 4,5 MN.

Stanowisko do badania funkcjonalności obudów zmechanizowanych umożliwia badanie parametrów kinematycznych jednej, dwóch lub trzech sekcji obudowy zmechanizowanej, ich stateczności, współpracy z przenośnikiem ścia-

nowym, współpracy między sekcjami obudowy w poziomie oraz przy nachyleniach.

Stanowisko pozwala na przeprowadzenie badań symulujących pracę obudowy, zarówno w pokładach poziomych, jak i przy nachyleniach do 90°.



Rys.5. Stanowisko do badania funkcjonalności obudów zmechanizowanych

6. Podsumowanie

Na podstawie przedstawionych trzech metodyk badań sekcji obudowy zmechanizowanej można stwierdzić, że maksymalny współczynnik przeciążenia podczas badań statycznych wynosi 1,2. Również podobne są amplitudy obciążeń podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej. Natomiast liczba cykli obciążeń różni się zdecydowanie i wynosi od 60000 według wymagań CONSOL, 26000 według wymagań europejskich i co najmniej 8000 według wymagań normy rosyjskiej.

Odnośnie oceny wyników badań wytrzymałościowych wymagania według metodyki CONSOL bardzo dokładnie precyzują, jakie odkształcenia poszczególnych elementów sekcji są dopuszczalne, natomiast w wymaganiach europejskich stwierdzono jedynie, że nie powinno być pęknięć w materiale rodzimym żadnego z elementów sekcji obudowy i nie dopuszcza się występowania pęknięć w spoinach ani odkształceń trwałych obniżających parametry techniczne sekcji obudowy. Wymagania rosyjskie o warunkach odkształceń odnoszą się do dokumentacji technicznej lub PMP w zastosowaniu do konkretnej konstrukcji.

Możliwości techniczne stanowisk badawczych CMG KOMAG pozwalają sprawdzić wszystkie podstawowe elementy sekcji obudowy pod względem wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej oraz funkcjonalnym w zakresie przewidzianym w normie PN-EN 1804-1:2004, jak również według metodyki CONSOL i normy GOST P 52152-2003.

Na szczególną uwagę zasługuje możliwość realizacji prób podatności (zsuwu) sekcji obudowy (dla badania układu lemniskatowego) w całym zakresie wysokości.

Wymagania normy PN-EN 1804-1:2004 zawierają w sobie wymagania normy rosyjskiej GOST P 52152-2003, tzn. spełniając wymagania normy europejskiej spełnia się tym samym wymagania normy rosyjskiej z tym, że konieczne jest wykonanie:

- dodatkowych badań podporności sekcji zgodnie z pkt. 13.2 normy GOST P 52152-2003
- badań tam gdzie przewidziane są inne wymiary belek podpierających stosowanych przy obciążaniu sekcji.

Literatura

- PN-EN 1804-1:2004. Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
- 2. PN-G-50041:2000. Ochrona pracy w górnictwie. Obudowy ścianowe zmechanizowane. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.

- 3. GOST P 52152-2003 "Ścianowe obudowy zmechanizowane. Podstawowe parametry. Ogólne wymagania techniczne. Metodyka badań".
- 4. Metodyka CONSOL Energy. Wymagania testów strukturalnych dla obudów ścianowych.

Układ hydrauliczny wozu wiertniczego konstrukcji CMG KOMAG

Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Norbert Rawicki, Marek Kalita – Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Streszczenie. W monografii przedstawiono rozwiązania zastosowane w układzie hydraulicznym małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1, jak również zaprezentowano budowę oraz podstawowe parametry techniczne maszyny. Prezentowany wóz wiertniczy przeznaczony jest do mechanizacji procesu wiercenia otworów strzałowych wykonywanych podczas drążenia wyrobisk korytarzowych techniką strzelniczą. Układ hydrauliczny (zbudowany w oparciu o pompę A10V) zasila dwa zespoły wykonawcze: zespół jazdy oraz zespół roboczy. Nowatorskim rozwiązaniem jest automatyczny system podporowy, stabilizujący wóz wiertniczy podczas wiercenia. Zaprojektowany w CMG KOMAG układ hydrauliczny maszyny wraz z zespołami wykonawczymi, charakteryzuje się funkcjonalnością i niezawodnością, co w bezpośredni sposób przekłada się na bezpieczeństwo procesowe.

1. Wstęp

W niektórych przypadkach ekonomicznie uzasadniona jest realizacja procesu drążenia wyrobisk wyprzedzających metodą wykorzystującą materiały wybuchowe (metodą strzałową). Jedną z podstawowych czynności wykonywanych podczas drążenia wyrobisk korytarzowych za pomocą tej metody jest wiercenie otworów strzałowych.

Obecnie w polskich kopalniach węgla kamiennego wiercenie otworów strzałowych wykonywane jest przede wszystkim wiertarkami ręcznymi. Jest to przedsięwzięcie czasochłonne, w związku z tym od efektywności prowadzenia tego procesu w dużej mierze zależy postęp przodka. W celu zwiększenia efektywności wiercenia, do przodków wyrobisk stopniowo wprowadzane są wozy wiertnicze, w większości produkcji zagranicznej.

Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom użytkowników, CMG KOMAG na przełomie lat, opracował kilka rozwiązań wozów wiertniczych [2, 6, 7]. Ostatnio, wspólnie z Zakładem Produkcji Specjalnej Bumar Łabędy Sp. z o.o., podjęto się opracowania i wdrożenia do produkcji konkurencyjnego, opartego głównie o polskie komponenty, wozu wiertniczego. Przedsięwzięcie to zostało dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w formie projektu celowego nr 6 ZR8 2006C/06772 [5].

2. Budowa wozu wiertniczego

Opracowany w CMG KOMAG małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1 (rys. 1) spełnia wymagania zasadnicze ujęte w Dyrektywie Maszynowej (98/37/EC) i Dyrektywie ATEX (94/9/WE).

Prezentowany wóz wiertniczy przeznaczony jest do mechanizacji procesu wiercenia otworów strzałowych w podziemnych wyrobiskach górniczych o stopniu niebezpieczeństwa "a", "b" i "c" wybuchu metanu oraz klasy "A" i "B" zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.



Wóz MWW-1 (rys. 2) złożony jest z następujących głównych zespołów: podwozia gąsienicowego, wysięgnika wiertniczego, agregatu hydraulicznego z wyposażeniem hydraulicznym.



Rys.2. Główne zespoły małogabarytowego wozu wiertniczego 1- podwozie gąsienicowe, 2 – wysięgnik wiertniczy, 3 – agregat hydrauliczny z wyposażeniem hydraulicznym

Podstawowe parametry techniczne wozu MWW-1 oraz jego gabaryty przedstawiono w tabeli 1 oraz na rysunku 3.

			Tabela 1
Lp.	Parametr	Jednostka	Projektowany wóz wiertniczy
1	Masa	[kg]	9500
2	Długość	[mm]	10000
3	Wysokość	[mm]	1400
4	Szerokość	[mm]	1000
5	Moc silnika	[kW]	55
6	Maksymalne nachylenie podłużne/poprzeczne	[°]	20/8
7	Prędkość jazdy	[m/s]	1
8	Maksymalna wysokość wiercenia	[mm]	~5400
9	Maksymalny zasięg poziomy wiercenia	[mm]	±3100
10	Kąt wych. poziomego wys.	[°]	±45
11	Kąt wych. pionowego wys.	[°]	+60, -25

Podstawowe parametry techniczne wozu MWW-1





Rys.3. Gabaryty wozu MWW-1





Przy użyciu małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1, z jednego ustawienia można wykonać otwory strzałowe w przodku o szerokości do 6220 mm i wysokości do 5500 mm. Pola pracy maszyny przedstawiono na rysunku 4.

Wóz MWW-1 przewidziany jest do wiercenia otworów strzałowych o standardowej średnicy ϕ 42 mm i długości do 2250 mm.

Hydrauliczny napęd podwozia (rys. 5), którego głównymi elementami są: pompa napędzana silnikiem elektrycznym oraz silnik jazdy wraz z przekładnią z samoczynnie włączanymi hamulcami zapewnia możliwość pracy wozu przy nachyleniu podłużnym $\pm 20^{\circ}$ oraz poprzecznym $\pm 8^{\circ}$.



Głównymi elementami stanowiska operatora (rys. 6) są: siedzenie, pulpit sterowniczy oraz przycisk nożny, na który stale podczas pracy maszyny musi być wywierany nacisk. Zwolnienie nacisku powoduje zadziałanie wyłącznika awaryjnego i odcięcie zasilania maszyny.

Na pulpicie sterowniczym zabudowany jest rozdzielacz hydrauliczny (rys. 7), za pomocą którego realizowane są poszczególne ruchy maszyny, przełącznik obiegu medium roboczego pomiędzy jazdą a ruchami manipulatora wiertniczego i wiertarki, zespół manometrów, przycisk "ZAŁ-WYŁ", za pomocą którego uruchamiany i wyłączany jest silnik elektryczny oraz wyłącznik awaryjny. Tuż za siedzeniem operatora znajduje się automatycznie działające urządzenie gaśnicze AUG-6, oraz dźwignia zaworu centralnego smarowania wysięgnika teleskopowego. Pod siedzeniem umiejscowiony został wyłącznik nożny.



Rys.6. Stanowisko operatora



Rys.7. Funkcje rozdzielacza hydraulicznego



Rys.8. Wysięgnik wiertniczy

Zabudowany na wozie teleskopowy wysięgnik wiertniczy jest sprawdzoną konstrukcją stosowaną w kopalniach rud miedzi. Główne jego zespoły to (rys. 8):

- 1. wysięgnik teleskopowy,
- 2. rama wiertnicza,
- 3. zespół wychylenia ramy wiertniczej (góra-dół, lewo-prawo),
- 4. zespół obrotu ramy wiertniczej (lewo-prawo),
- 5. zawiesie ramy wiertniczej,
- 6. zespół obrotu zawiesia (lewo-prawo),
- 7. chwytak żerdzi wiertniczej.

Aktualnie istniejące rozwiązanie pozwala zabudować na ramie wiertniczej trzy różne wiertarki: WOU-42S (rys. 9a) konstrukcji CMG KOMAG, WH-19-UO (rys. 9b) produkcji HYDROWIERT oraz BLHD65 (rys. 9c) produkcji BOART LONGYEAR.



Rys.9 Wiertarki: a) WOU-42S, b) BLHD65, c) WH-19-UO

Ze względu na duże możliwości ruchowe manipulatora wiertniczego możliwe jest wiercenie otworów tuż nad spągiem, jak również złożenie go w obrys maszyny (rys. 10).





Rys.10. Możliwości ruchowe wysięgnika wiertniczego

3. Układ hydrauliczny wozu MWW-1

Układ hydrauliczny małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1 (rys. 12) jest hydrostatycznym układem otwartym, zbudowanym w oparciu o pompę tłoczkową typu A10 z podstawowym regulatorem DR [1]. Zaletą tej pompy jest dopasowanie jej wydatku do poboru oleju przez odbiorniki, przy zachowaniu ciśnienia nastawionego na regulatorze DR. Takie rozwiązanie pozwala na uniknięcie strat energetycznych, związanych z przelewem przez zawór zabezpieczający układ, niewykorzystanej części strumienia medium roboczego (rys. 11).



Rys.11. Schemat hydrauliczny pompy A10V z regulatorem DR



CYLINDER 2008

Pompa zasila oddzielnie dwa podstawowe układy robocze:

- napędu jazdy wozu wiertniczego,
- wysięgnika wiertniczego.

Hydrauliczny układ napędu jazdy złożony jest z dwóch silników tłoczkowych o stałej chłonności zamontowanych na obiegowych przekładniach jazdy napędzających gąsienice. Silniki hydrauliczne wyposażone są w zawory hamujące, zabezpieczające małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1 przed niekontrolowanym ruchem. Dodatkowo przekładnie jazdy wyposażone są w tarczowe hamulce postojowe, odhamowywane ciśnieniem oleju hydraulicznego wyprowadzonego z zaworów hamujących. W układzie zastosowano dwa przekaźniki ciśnienia (oddzielnie na każdej gałęzi zasilania silników jazdy) współpracujące z sygnalizacją dźwiękową, uruchamianą podczas jazdy wozu do tyłu.

W układzie hydraulicznym wozu wiertniczego zastosowano zmodyfikowany blok hydrauliczny 6URRE6 (rys. 7) produkcji Ponar Wadowice o przepustowości do 60 dm³/min na sekcję [4]. Jego zadaniem jest odpowiednie sterowanie układem jazdy oraz układem wysięgnika wiertniczego. Zastosowanie tego bloku zapewnia wystarczającą ilość medium dla wszystkich zespołów wykonawczych.

Układ wysięgnika wiertniczego stanowi szereg elementów wykonawczych (głównie w postaci siłowników hydraulicznych). Można w nim wyróżnić trzy główne bloki:

- napędu wrzeciona wiertarki,
- napędu udaru,
- napędu ruchów ramienia wysięgnika.

Siłowniki hydrauliczne wysięgnika posiadają zamontowane zawory hamujące, zabezpieczające przed niekontrolowanym ruchem ramienia wysięgnika oraz przed oddziaływaniem ciężaru wysięgnika na prędkość jego ruchu.

W układzie zasilania napędu wrzeciona wiertarki zastosowano zawór zwrotny sterowany, którego zadaniem jest umożliwienie przepływu wody płuczkowej jedynie w momencie włączenia obrotów wiertarki w kierunku wiercenia.

Z magistrali tłocznej pompy głównej doprowadzone zostało zasilanie dla układu centralnego smarowania wysięgnika. Jego włączanie następuje poprzez przesterowanie zaworu kulowego.

Dzięki trójdrogowemu zaworowi kulowemu (zabudowanemu w dogodnym dla operatora miejscu) możliwe jest przełączanie zasilania między gałęzią układu napędu jazdy, a gałęzią układu wysięgnika wiertniczego. Po przesterowaniu zaworu kulowego w położenie umożliwiające przepływ oleju do układu jazdy, w pierwszej kolejności następuje automatyczne, sekwencyjne złożenie układu podporowego wozu bez ingerencji operatora. Przesterowanie zaworu kulowego w drugie skrajne położenie, spowoduje automatyczne, sekwencyjne rozłożenie układu podporowego wozu z jednoczesnym podaniem ciśnienia na gałąź zasilania układu roboczego. Zastosowanie zaworu kulowego do jednoznacznego rozdzielenia zasilania układu jazdy od zasilania układu wysięgnika zabezpiecza przed przypadkowym uruchomieniem jazdy podczas wiercenia, a tym samym uszkodzenia wiertła, czy nawet samego wysięgnika.

Układ automatycznego podparcia wozu działa samoczynnie (rys. 13), po przesterowaniu zaworu kulowego na układ zasilania wysięgnika olej hydrauliczny jest automatycznie kierowany również do układu sterowania podporami. W gałęzi rozkładania podpór P1 wstawiony jest zawór dławiący służący do regulacji prędkości rozkładania się podpór oraz został zamontowany zawór redukcyjny ciśnienia służący do regulacji siły podparcia. Umieszczony za nim zawór zwrotny sterowany zabezpiecza układ podparcia wozu przed złożeniem się podpór w przypadku uszkodzenia przewodu zasilającego.



Rys.13. Schemat hydrauliczny układu podporowego

Zawory zwrotne sterowane zamontowane na cylindrach hydraulicznych umożliwiają sekwencyjne rozkładanie się podpór. W pierwszej kolejności wysuwać się będą cylindry wysuwu, a po zakończeniu ich ruchu zaczną się wy-

suwać cylindry podparcia, aż do momentu oparcia się o podłoże z siłą ustawioną na zaworze redukcyjnym.

Układ w sposób ciągły kontroluje samoczynnie siłę podparcia i w przypadku obsunięcia się np. jednej z podpór automatycznie wyrównuje siłę podparcia na tej podporze.

Po przełączeniu zaworu sterującego na układ jazdy, olej hydrauliczny jest automatycznie kierowany również do układu sterowania podporami do gałęzi P2, następuje sekwencyjne składanie się układu podporowego. W pierwszej kolejności wsuwają się cylindry podporowe, a po ich całkowitym złożeniu wsuwają się cylindry wysuwu. W trakcie jazdy układ podporowy podtrzymywany jest ciśnieniem z układu jazdy, a dla zabezpieczenia przed ich samoczynnym rozsuwaniem się zbędne są w tym momencie dodatkowe zamki. Prędkość składania się układu podporowego regulowana jest zaworem dławiącym w gałęzi P2.

Do napełniania zbiornika olejem zastosowano pompę ręczną połączoną hydraulicznie z filtrem zlewowym układu hydraulicznego. Rozwiązanie takie uniemożliwia w sposób przypadkowy zanieczyszczenie układu hydraulicznego przez zalewanie zbiornika bezpośrednio z beczki czy wiadra – w zbiorniku brak jest też otworów, dzięki którym można by było zbiornik w sposób nieodpowiedni zalać. Konstrukcja układu napełniania zapewnia też (poprzez odpowiednią zabudowę dwóch zaworów kulowych uruchamianych jedną dźwignią) opróżnianie zbiornika ze zużytego oleju tą samą pompą ręczną.

W połączeniach układu hydraulicznego wykorzystano przewody rurowe, przewody giętkie oraz elementy złączne firmy Parker [3] wykonane w technologii EO2, co (biorąc pod uwagę niewielkie gabaryty wozu wiertniczego) pozwoliło na łączenie komponentów układu hydraulicznego w zespoły w niewielkiej przestrzeni, zapewniając przy tym ich szczelność i trwałość połączeń.

4. Podsumowanie

Małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1 jest przeznaczony do wspomagania technologii drążenia wyrobisk korytarzowych, z użyciem materiałów wybuchowych. Standardowo jest przystosowany do wiercenia otworów strzałowych i kotwowych o średnicy 42 mm. Z jednego ustawienia wozu można wywiercić otwory w czole przodka o przekroju poprzecznym do 42 m². Niewielka

szerokość podwozia gąsienicowego (1000 mm) umożliwia wprowadzenie nawet dwóch wozów równocześnie, zwiększając tym samym dwukrotnie postęp robót wiertniczych. Wóz wiertniczy posiada możliwość zabudowy trzech różnych wiertarek obrotowo-udarowych, gwarantujących duży postęp wiercenia. Konstrukcja wozu umożliwia pracę maszyny na maksymalnych nachyleniach podłużnych $\pm 20^{\circ}$ i poprzecznych $\pm 8^{\circ}$.

Zaprojektowany w CMG KOMAG układ hydrauliczny maszyny cechuje się niską energochłonnością, funkcjonalnością i niezawodnością, co w sposób bezpośredni przekłada się na zwiększenie bezpieczeństwa procesowego. Zbudowany został on w oparciu o typowe elementy handlowe wykonywane głównie przez polskich producentów. Takie podejście wynika nie tylko z rachunku ekonomicznego, ale również z łatwego dostępu do części i serwisu. Na szczególne podkreślenie zasługują dwa rozwiązania konstrukcyjne, tj. układ samoczynnego rozkładania i chowania podpór oraz układ napełniania i opróżniania zbiornika.

Zdaniem autorów monografii zwarta i kompaktowa budowa maszyny charakteryzująca się małą szerokością podwozia oraz niewielką masą (około 10 t) powodują, że wóz wiertniczy MWW-1 może stanowić atrakcyjną ofertę (w odniesieniu do wozów produkcji zagranicznej) dla kopalń oraz Przedsiębiorstw Robót Górniczych w zakresie mechanizacji procesu wiercenia otworów strzałowych w polskich kopalniach węgla kamiennego.

Literatura

- 1. Bosch Rexroth. Katalog wyrobów RE 907000/07.99, 1999.
- Kasperlik K., Wyrobek E.: Nowoczesna zespolona maszyna wiercącokotwiąco-ładująca do drążenia kamiennych wyrobisk korytarzowych i komorowych w skałach wymagających zastosowania techniki strzelniczej. Nowoczesne metody drążenia wyrobisk korytarzowych z uwzględnieniem aspektów bezpieczeństwa pracy. Materiały konferencyjne, Szczyrk, maj 1996.
- 3. Parker. Katalog wyrobów 4100-7/UK, 2005.
- 4. Ponar Wadowice. Katalog wyrobów, 2000.
- 5. Projekt celowy nr 6 ZR8 2006C/06772 Małogabarytowy wóz wiertniczy.

- 6. Wóz wiertniczy WWS-12 Gwarectwo Mechanizacji Górnictwa POLMAG. Informator '86 Maszyny i urządzenia górnicze chodnikowe, Katowice 1986.
- 7. Wóz wiertniczy WWS-1M. POLMAG Karta katalogowa.

O istocie napędu hydraulicznego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego przeznaczonego dla górnictwa węglowego

Jan Marianowski, Antoni Kalukiewicz – Akademia Górniczo-Hutnicza, Marek Halwa – POLAM Sp. z o.o., Andrzej Kędziora

Streszczenie. W monografii przedstawiono istotę napędu hydraulicznego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego przeznaczonego do wiercenia różnych otworów górniczych oraz załadunku urobionej skały. Wóz ten ma wypełnić lukę w zakresie mechanizacji górnictwa węglowego, szczególnie przy drążeniu wyrobisk wąskoprzodkowych.

1. Wprowadzenie

Celem opracowania jest prezentacja nowego prototypu samojezdnego wozu wiercąco-ładującego przeznaczonego do wiercenia różnych otworów górniczych oraz załadunku urobionej skały. Wóz ten wypełni lukę w zakresie mechanizacji górnictwa węglowego, szczególnie przy drążeniu wyrobisk wąskoprzodkowych.

Coraz trudniejsze warunki eksploatacji górniczej związane ze schodzeniem na coraz większe głębokości eksploatacji pokładów i związane z tym spektakularne wypadki w ostatnich latach, przy jednoczesnym nacisku na ekonomiczną stronę procesu pozyskiwania kopalin spowodowały konieczność stosowania bardzo mobilnych urządzeń wiertniczych. Wiertnicze urządzenie ładujące spełniać musi wszystkie normy bezpieczeństwa budowy przeciwwybuchowej i inne, posiadać niewielkie rozmiary aby móc manewrować w wąskich i niskich chodnikach górniczych oraz posiadać dużą moc potrzebną do wiercenia długich otworów w najtwardszych skałach z bardzo wysoką wydajnością. Jednocześnie musi zapewnić duży komfort i wzrost bezpieczeństwa pracy załogi.

2. Budowa samojezdnego wozu wiercąco-ładującego

Samojezdny wóz wiercąco-ładujący WUŁ-1 (oznaczenie robocze), rysunek 1, jest wielofunkcyjną maszyną na podwoziu gąsienicowym. Posiada moduł wiertniczy oraz ładujący i jest przeznaczony do:

- drążenia górniczych wyrobisk korytarzowych lub komorowych nachylonych podłużnie maksymalnie do $\pm 8^{\circ}$ a poprzecznie maksymalnie do $\pm 8^{\circ}$,
- drążenia górniczych wyrobisk korytarzowych lub komorowych umożliwiających zastosowanie (MAX) odrzwi łukowych podatnych ŁP z kształtowników typu V o wielkości 12,
- zmechanizowanego wiercenia otworów strzałowych o średnicy od 33 mm do 51 mm i długości do 15 m w skałach o różnej wytrzymałości na ściskanie (przyjęto docelowo 150 MPa),
- ladowania urobionej skały do wozów kopalnianych, wozów odstawczych lub na środki odstawy ciągłej tj. przenośniki zgrzebłowe lub taśmowe.

Wóz WUŁ-1, rys.1, składa się z trzech podstawowych zespołów:

- podwozia gąsienicowego,
- zespołu ładującego,
- manipulatora wiertniczego.

Podwozie gąsienicowe jest nośnikiem wszystkich zespołów roboczych ładowarko-wiertnicy i tworzą go:

- rama,
- wózki gąsienicowe,
- agregat hydrauliczny,
- układ hydrauliczny,
- wyposażenie elektryczne,
- osłona operatora,

Rama jest konstrukcją spawaną, do której przytwierdzone są wózki gąsienicowe oraz na której posadowiony jest agregat hydrauliczny, układ hydrauliczny oraz wyposażenie elektryczne. Przednia część ramy jest przystosowana do mocowania zespołu ładującego, tylna część ramy posiada wsporniki do posadowienia przeciwciężaru.

Wózek gąsienicowy składa się z ramy wózka, zespołu napędowego, zespołu do napinania łańcucha, rolek nośnych oraz łańcucha gąsienicowego. W skład zespołu napędowego wchodzi trzystopniowa przekładnia zębata, koło napędowe, silnik hydrauliczny oraz hamulec wielopłytkowy.



Rys.1. Samojezdny wóz wiercąco-ładujący WUŁ-1 [3, 4, 5, 6]

Wymiary:	
Szerokość	1200 mm
Wysokość	2000 mm
Długość (wysunięta prowadnica oraz wychylony maksymalnie do przodu wysięgnik)	8000 mm
Długość (wsunięta prowadnica oraz wychylony maksymalnie do tyłu wysięgnik)	6000 mm
Dane ogólne	
Masa (orientacyjna)	12000 kg
Jednostkowy nacisk na spąg (max)	0,09 MPa
Średnica wierconego otworu	Φ 33÷51 mm
Długość wierconego otworu (zabiór)	2000 mm
Podwozie gąsienicowe	
Moc napędu	45 kW
Napięcie zasilania	500 V
Wydajność pomp hydraulicznych	100+60 dm ³ /min
Ciśnienie zasilania (max)	22 MPa
Czynnik roboczy	HYDROL 40
Pojemność zbiorników oleju	250 dm^3
Prędkość jazdy	
- z modułem manipulatora wiertniczego	0÷0,5 m/s
- dla ładowarki	0÷1,0 m/s
Siła naporu	50 kN
Zespół ładujący	
Pojemność czerpaka	800 dm ³
Szerokość czerpaka z wysypem	1000 mm
Najniższy punkt wysypu	500 mm
Najwyższy punkt wysypu	2000 mm
Maksymalne podniesienie czerpaka	4000 mm
Manipulator wiertniczy	
Mechanizm posuwu	
Posuw wiertarki = (zabiór przy drążeniu przodka z użyciem M	(AW) 2000 mm
Długość żerdzi	2435 mm
Średnica żerdzi	$\Phi \square 25,4 \text{ mm}$
Prędkość posuwu wiertarki (max)	0÷3 m/min
Siła docisku koronki do ociosu (max)	10 kN

3. Cząstkowe operacje wiercenia i układy hydrauliczne zapewniające ich realizację

W procesie wiercenia otworu wyróżnić można cały szereg operacji cząstkowych, na które składają się:

- zawiercanie,
- wiercenie połączone z płukaniem otworu,
- kontrola i usuwanie zakleszczania się koronki w otworze,
- powrót do położenia wyjściowego,
- możliwość szybkiego posuwu i powrotu (gdy zachodzi konieczność czyszczenia otworu).

Zastosowanie bloku sterowania realizującego i kontrolującego wymienione operacje cząstkowe czyni wiercenie bardziej dokładnym i wygodnym. Pośrednio przyczynia się do podwyższania trwałości całego układu wiercącego [1, 2, 8]. Zapewnienie stałych parametrów kinematycznych mechanizmom udaru, obrotów oraz posuwu było możliwe dzięki szerokiemu zastosowaniu zaworów różnicowych sprzężonych z rozdzielaczami linią LS (*Load Sensing*).

Istotą tych układów [7, 9, 10] są rozdzielacze dławiące specjalnej konstrukcji, które oprócz swej podstawowej funkcji, czyli sterowania kierunkiem przepływu, pełnią również rolę zaworów sterujących natężeniem przepływu. W obudowę tych rozdzielaczy wbudowane są dwu- lub trójdrogowe regulatory przepływu, które realizują zasadę dławienia czynnego. Polega to na tym, że zawory różnicowe regulatorów (tak zwane zawory kompensacyjne) samoczynnie dostosowują natężenie przepływu strumienia oleju w zależności od wartości spadku ciśnienia na rozdzielaczu, który jest zadawany poprzez odpowiednie ustawienie jego suwaka sterującego. Rozdzielacze dławiące najczęściej nastawiane są przy wykorzystaniu sterowania elektrohydraulicznego [13].

4. Układ hydrauliczny

Wszystkie elementy hydrauliczne wozu zasilane są dwoma pompami zmiennego wydatku pracującymi w oparciu o układ LS, rysunek 2.



Rys.2. Układ zasilania oraz chłodzenia oleju wozu wiercąco-ładującego







Zastosowanie układu LS do automatycznego sterowania pracą pomp wynikło z warunków pracy, w których ma pracować wóz. Wysoka temperatura (a takiej się należy spodziewać) jest czynnikiem, który determinuje warunki pracy całego urządzenia. Stąd też dodatkowo, aby uniknąć niepotrzebnego wzrostu temperatury oleju, zastosowano bardzo wydajną powietrzną chłodnicę oleju.

Układ sterowania składa się z dwóch bloków, rysunek 3, rysunek 4, z których każdy steruje odrębną czynnością maszyny, to jest bloku roboczego związanego z ładowaniem i wierceniem oraz bloku odpowiadającego za prawidłowe ustawienie lawety wiertniczej (prowadnicy).

Wszystkie siłowniki hydrauliczne wyposażone są w zamki hydrauliczne. Układ roboczy sterowany jest z użyciem joystików, gdzie na uwagę zasługuje rozwiązanie sterowania mechanizmem jazdy maszyny.

Artykuł został napisany w oparciu o projekt celowy finansowany przez MNiSzW, a realizowanego przez firmę COMPENSUS Sp. z o.o. w Bytomiu nr 6 ZR8 2007C/06856 pt.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego.

5. Podsumowanie

W wielu współczesnych maszynach i urządzeniach górniczych napędy hydrostatyczne są jedyną alternatywą napędu ich różnych mechanizmów i zespołów. Ze względu na rosnące wymagania odnośnie energooszczędności, poziomu hałasu, dokładności i niezawodności działania a także wzrostu zainstalowanych mocy istnieje pilne zapotrzebowanie na nowe rozwiązania układów hydraulicznych. Zamieszczone wyżej rozważania wskazują, że układy hydrauliczne z zastosowaniem sterowania z adaptacją ciśnienia od obciążenia (LS) znalazły swoje właściwe miejsce w maszynach wiercących i ładujących.

Niniejsze opracowanie miało za zadanie zaprezentowanie wozu wiercącoładującego o roboczej nazwie WUŁ-1.

Jakkolwiek przedstawiono w miarę szczegółowe założenia odnoszące się do ogólnej koncepcji maszyny, jej napędu, rodzaju podwozia, koncepcji głównych podzespołów, hydrauliki itp., tym niemniej z uwagi na szczupłość miejsca nie przedstawiono innych, nie mniej interesujących, aspektów skonstruowanego i aktualnie wykonywanego urządzenia wiertniczo-ładującego, dla którego koniec prac montażowych przewidywany jest na koniec miesiąca września 2008.

Literatura

- 1. Diehl G.W.: Automatisierung und Optimierung der Bohrparameter beim hydraulischen Bohren. Tamrock News, 1979, R.11, z.2, s.22-27.
- 2. Eklind M.: Percussive Rock Drilling. Underground Mining Equipment. Atlas Copco. SE-70191 Örebro", Sweden 2005, s.5-15.
- 3. Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 1 – Badania modelowe i określenie warunków pracy urządzenia wiercącoładującego. Akademia Górniczo-Hutnicza Kraków wrzesień 2007 [nie publ.]
- 4. Kalukiewicz A., Marianowski J.: "Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 2 Badania modelowe mocy układu napędowego urządzenia wiercąco-ładującego". Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków wrzesień 2007 [nie publikowane].
- 5. Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 3 Badania modelu układu sterowania urzadzenia wiercaco-ładującego. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków wrzesień 2007 [nie publikowane].
- Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 4 – Opracowanie projektu wstępnego urządzenia wiercąco-ładującego. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków październik 2007 [nie publikowane].
- Marianowski J., Władzielczyk K., Cygan J., Łopata A.: Hydrauliczne mechanizmy udarowe wiertarek górniczych i co dalej?. Maszyny Górnicze, 1996, R XIV, z. 1/55, s.22-27.
- Marianowski J.: Analiza i badania właściwych nastaw regulacyjnych układu automatyki i roboczego układu wiercenia 2 szt. wozów wiercących typu SWW 1/1 HT oraz MONOMATIC HS 105L celem określenia sposobu przywrócenia w/w maszyn do pełnej sprawności technicznej. AGH Kraków, 2004, umowa 5.5.130.410 [nie publikowane].
- Pluta J., Podsiadło A., Sapiński B.: Energooszczędne układy hydrauliczne". Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie. II Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania 2002. Materiały Konferencyjne. Kraków-Krynica, wrzesień 2002, s.569-581.
- 10. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1984.

Nowe produkty Bosch Rexroth z zakresu hydrauliki siłowej z ATEXEM dla górnictwa podziemnego

Zbigniew Mierzwa – Bosch Rexroth Sp. z o.o.

Streszczenie. W monografii zaprezentowano nowy serwozawór ciśnieniowy typu STDS, który może być stosowany jako indywidualny komponent lub może stanowić wyposażenie bloków sterujących typu M4. Serwozawór posiada dopuszczenie ATEX i może być stosowany w podziemiach kopalń zagrożonych wybuchem metanu IM2.

Górnictwo węgla kamiennego jest kolejną gałęzią przemysłu, która coraz śmielej stawia na rozwiązania wysoko zaawansowane technologicznie. Mamy w tym miejscu na uwadze układy sterowania automatycznego maszyn i ciągów technologicznych, systemy informatyczne służące poprawie organizacji pracy i zarządzania. Ten trend jest nieodwracalny, chociaż z uwagi na specyfikę branży wymaga przełamywania utartych stereotypów i stosowania rozwiązań technicznych przystosowanych do specyficznych wymagań. Uwagi te dotyczą szczególnie wszystkich urządzeń i maszyn przeznaczonych do pracy pod ziemią. Obowiązujące przepisy, zgodne z Dyrektywą Nr 94/9/EC nakładają na producentów maszyn górniczych i ich poddostawców jednoznacznie określone wymagania. Także Bosch Rexroth chcąc dostarczać swoje wyroby dla górnictwa musi je spełnić.

Należy podkreślić, że elementy hydrauliki siłowej Bosch Rexroth są od lat doskonale znane także w polskim górnictwie węglowym i cieszą się doskonałą opinią pod względem parametrów technicznych i niezawodności. Dotyczy to głównie pomp i silników hydraulicznych stosowanych w układach napędowych maszyn chodnikowych czy ścianowych. Z grupy elementów sterowania Bosch Rexroth oferował dla górnictwa głównie rozdzielacze suwakowe wielkości DN6 w wykonaniu iskrobezpiecznym i wielosekcyjne bloki sterownicze ze sterowaniem hydraulicznym lub mechanicznym.

Chcąc sprostać wymaganiom rynku i obowiązującym przepisom bezpieczeństwa Bosch Rexroth wprowadza do produkcji nowy serwozawór ciśnieniowy sterowany elektrycznie typu STDS (rys. 1) i bloki sterownicze M4 (rys. 2) z dopuszczeniem ATEX. Oba te nowe wyroby są przystosowane do stosowania w podziemiach kopalń zagrożonych wybuchem metanu IM 2 i posiadają stopień ochrony Ex ib 1. Nowy zawór STDS (rys. 3) wypełnia lukę w ofercie Bosch Rexroth dla górnictwa, gdyż jest to zawór o działaniu ciągłym – na wyjściu serwozaworu w sposób ciągły możemy zmienić wartość ciśnienia w funkcji zmiany natężenia prądu.

Pod względem rozwiązania technicznego jest to 1-stopniowy serwozawór ciśnieniowy. Składa się on z silnika momentowego i hydraulicznego wzmacniacza typu dysza-przesłona.

W zależności od polaryzacji i sygnału sterującego uzyskujemy sygnał ciśnieniowy albo w kanale A lub w B (rys. 3). Zawór posiada także możliwość

awaryjnego ręcznego sterowania. Zawór ten może być stosowany jako niezależny element sterujący lub jako pilot (rys. 4). W tym drugim charakterze został on zastosowany w blokach sterowniczych M4 zarówno o wielkości 12, jak i 15. Dzięki takiemu rozwiązaniu Bosch Rexroth oferuje na rynku doskonały pod względem funkcjonalnym wielosekcyjny blok sterowniczy posiadający certyfikat ATEX.



Rys.1. Nowy serwozawór ciśnieniowy sterowany elektrycznie typu STDS



Rys.2. Bloki sterownicze M4



M4-12: w/ Servovalve: ATEX version



Rys.4. Zawór stosowany jako niezależny element sterujący lub jako pilot

Do wcześniej znanych na rynku bloków sterowniczych M4 ze sterowaniem hydraulicznym lub mechanicznym obecnie doszło sterowanie elektryczne. Sekcja bloku M4 ze sterowaniem pilotowym typu servo charakteryzuje się zwartą budową.

Pilot zabudowany jest z jednej strony bloku, wyposażony jest tylko w jedną cewkę do zasilania, z drugiej strony może być opcjonalnie zabudowana dźwignia sterowania ręcznego. Z uwagi na bardzo niski sygnał prądowy 20 mA potrzebny do sterowania jednym servo pilotem nie ma większych problemów w ich zasilaniu w przypadku zastosowania wielosekcyjnego bloku M4 ze sterowaniem pilotowym typu servo. Dzięki takiemu rozwiązaniu jest dostępny na rynku wielosekcyjny blok sterowniczy prosty do zastosowania pod względem mechanicznym (zwarta budowa, brak dodatkowego orurowania, brak oddzielnych pilotów), a także elektrycznym (nisko prądowy zasilacz, jedna cewka na sekcję).

Należy podkreślić, że standardowy blok M4, ze sterowaniem mechanicznym lub hydraulicznym, także posiada dopuszczenie ATEX.