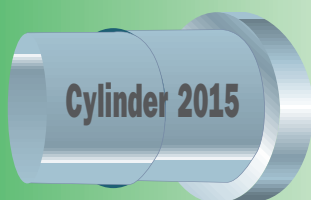




INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH



ISBN 978-83-60708-88-0
Open Access (CC BY-NC 3.0. PL)



CYLINDER 2015



INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

Praca zbiorowa

BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Monografia

Redakcja naukowa:

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

Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf
Prof. dr hab. inż. Adam Klich
Dr inż. Michał Stosiak
Dr inż. Paweł Śliwiński

Redaktor techniczny:

Mgr Anna Okulińska

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374512

ISBN 978-83-60708-88-0
Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

WPROWADZENIE

Prezentujemy Państwu kolejną monografię poświęconą badaniom, konstrukcji, wytwarzaniu i eksploatacji układów hydraulicznych. Jest ona owocem konferencji zorganizowanej przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach. W jej pięciu rozdziałach zawarto wyniki prac analitycznych, projektowych, badawczych i wdrożeniowych prowadzonych przez jednostki naukowe oraz przedsiębiorców, zarówno krajowych jak i zagranicznych.

W rozdziale pierwszym omówiono kierunki rozwoju układów hydraulicznych na podstawie analizy rynku techniki płynowej. Podkreślono, że na tle coraz większej globalizacji rynku europejskiego, istnieją możliwości konkurowania na nim firm z Polski.

W rozdziale drugim zaprezentowano innowacyjne rozwiązania układów hydraulicznych stosowanych w maszynach i urządzeniach dla górnictwa, w tym w sekcjach obudowy zmechanizowanej, lokomotywach oraz maszynach do drażenia sztyków.

W rozdziale trzecim zaprezentowano techniki komputerowe stosowane w procesie projektowania i badań symulacyjnych układów hydraulicznych, autorstwa naukowców rumuńskich. Poruszono zagadnienie złożonej algorytmizacji oraz stosowania wirtualnych narzędzi do opracowywania coraz bardziej wydajnych układów hydrauliki i pneumatyki.

Wyniki prac badawczych poświęconych elementom układów hydraulicznych stanowią najbardziej obszerną, czwartą część monografii. Dotyczą one pomp, przekładni, napędów oraz przyrządów pomiarowych stosowanych w diagnostyce.

Rozdział piąty opisuje przykłady stosowania układów hydraulicznych w działalności przemysłowej oraz gospodarczej. Zaprezentowane wdrożenia świadczą o coraz szerszej skali ich zastosowań w górnictwie, energetyce, jak również w gospodarce rolnej.

Należy podkreślić, że tematyka monografii odzwierciedla poszczególne etapy cyklu życia produktu, począwszy od opracowania koncepcji, poprzez projektowanie, badania i wdrożenia, aż po utylizację i jest przykładem interdyscyplinarnego podejścia do opracowywania innowacyjnych rozwiązań układów hydraulicznych.

Redaktorzy naukowcy monografii, jak i autorzy, współtwórcy rozdziałów mają nadzieję, że spotka się ona z szerokim zainteresowaniem środowiska naukowego, jak i przemysłowego.

Szczególne podziękowania chcielibyśmy złożyć recenzentom i redakcji technicznej za wkład w opracowanie niniejszej monografii.

prof. dr hab. inż. Adam Klich
dr inż. Antoni Kozieł
Redaktorzy naukowcy monografii

Gliwice, wrzesień 2015 r.

SPIS TREŚCI**Rozdział I****KIERUNKI ROZWOJU UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH**

1. GLOBALNY, EUROPEJSKI PRZEMYSŁ MASZYN I URZĄDZEŃ – KONKURENCYJNE
MOŻLIWOŚCI POLSKI 7
2. CETOP - EUROPEJSKI KOMITET DS. TECHNIKI PŁYNOWEJ - 10 LAT DOŚWIADCZEŃ
CZŁONKOWSKICH KRAJOWEJ KORPORACJI 27
3. MOŻLIWOŚCI TRANSFERU INNOWACYJNOŚCI I TECHNOLOGII W ZAKRESIE
EKSPLOATACJI I PRZERÓBKI SUROWCÓW MINERALNYCH
(OPPORTUNITIES IN ACTIVITIES OF INNOVATION AND TECHNOLOGICAL TRANSFER
IN THE FIELD OF MINERAL RESOURCES EXPLOITATION AND PROCESSING) 40

Rozdział II**INNOWACYJNE ROZWIĄZANIA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH
W MASZYNACH I URZĄDZENIACH**

1. KONCEPCJA AGREGATU HYDRAULICZNEGO DO ZASILANIA UKŁADU HAMULCA
AWARYJNO-POSTOJOWEGO ELEKTRYCZNEJ LOKOMOTYWY AKUMULATOROWEJ 46
2. ELEKTRO-HYDRAULICZNY NAPĘD LINIOWY STEROWANY PLC
(PLC CONTROLLED ELECTRO-HYDRAULIC LINEAR AXIS) 54
3. URZĄDZENIA, SYSTEMY I UKŁADY HYDRAULICZNE WSPOMAGAJĄCE PRACĘ
PRZY DRAŻENIU SZYBÓW 62
4. UKŁAD ELEKTROHYDRAULICZNEGO POZYCJONOWANIA Z ZASTOSOWANIEM
DWUPOŁOŻENIOWEGO ZAWORU KIERUNKOWEGO, KIEDY NIE JEST WYMAGANA
WYSOKA PRECYZJA
(ELECTROHYDRAULIC POSITIONING SYSTEM WITH ON-OFF DIRECTIONAL VALVE
FOR APPLICATIONS THAT DO NOT REQUIRE HIGH PRECISION) 76
5. REGULATOR PRZEPŁYWU 82

Rozdział III**ZASTOSOWANIE TECHNIK KOMPUTEROWYCH W PROJEKTOWANIU,
SYMULACJACH, STEROWANIU UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH**

1. WPROWADZENIE OPROGRAMOWANIA DLA ZŁOŻONEJ ALGORYTMIZACJI I BADAŃ DZIĘKI ZASTOSOWANIU ANALIZY INŻYNIERYJNEJ W OKREŚLENIU PRZESTRZENI FUNKcjONALNEJ DLA INTELIGENTNEJ TECHNOLOGII ORAZ WYDAJNYCH ROZWIĄZAŃ W URZĄDZENIACH HYDRAULIKI SIŁOWEJ
(IMPLEMENTING A COMPLEX ALGORITHMIZATION AND RESEARCH SOFTWARE SOLUTION BY USING VALUE ENGINEERING OF THE FUNCTIONAL SPACE OF SMART TECHNICAL, PERFORMANCE SOLUTIONS, IN HIGH PRESSURE HYDRAULIC POWER EQUIPMENT) 94
2. DYNAMICZNE PRÓBY PNEUMATYCZNEGO UKŁADU POZYCJONOWANIA PRZY UŻYCIU WIRTUALNYCH NARZĘDZI
(DYNAMIC TESTING OF A PNEUMATIC POSITIONING SYSTEM USING VIRTUAL INSTRUMENTATION) 106

Rozdział IV**BADANIA ELEMENTÓW UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH W CELU
ZWIĘKSZENIA ICH EFEKTYWNOŚCI PRACY**

1. WPŁYW POŁOŻENIA OSI OBROTU TARCZY WYCHYLNEJ NA SPRAWNOŚĆ
OBJĘTOŚCIOWĄ POMP WIELOTŁOCZKOWYCH OSIOWYCH 114
2. WPŁYW PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH ORAZ PRZECIEKÓW NA WARTOŚĆ
SKOKÓW CIŚNIENIA W POMPIE TŁOCZKOWEJ Z ROZRZĄDEM KRZYWKOWYM 125
3. ŁAGODZENIE ROZRUCHU PRZEKŁADNI HYDROSTATYCZNEJ POD KĄTEM
REDUKCJI HAŁASU 136
4. BADANIA ROZDZIELACZY SUWAKOWYCH STEROWANYCH BEZPOŚREDNIO
ELEKTROMAGNETYCZNIE Z NASTAWNĄ SZYBKOŚCIĄ PRZESTEROWANIA 149
5. BADANIA NAD OPRACOWANIEM INNOWACYJNYCH URZĄDZEŃ DO FERTYGACJI
(RESEARCH ON THE DEVELOPMENT OF INNOVATIVE FERTIGATION EQUIPMENT) 163
6. ANALIZA ZJAWISK ZACHODZĄCYCH W DWUTELESKOPOWYM STOJAKU
HYDRAULICZNYM W WARUNKACH OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH Z UWZGLĘDNIENIEM
HYDROAKUMULATORA 173
7. PRZYRZĄDY POMIAROWE W DIAGNOSTYCE NAPĘDÓW HYDROSTATYCZNYCH 188
8. PRZETWORNIKI POMIAROWE W SERWONAPĘDACH ELEKTROHYDRAULICZNYCH 200

9.	BADANIA DYNAMICZNEGO ZACHOWANIA UKŁADÓW MECHATRONICZNYCH WYKORZYSTYWANYCH W NAPĘDZIE HYDRAULICZNYM Z KONTROLĄ PRĘDKOŚCI STOSOWANYM W PRZEMYŚLE (EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF MECHATRONIC SYSTEMS USED FOR HYDRAULIC DRIVE WITH SPEED CONTROL IN INDUSTRIAL APPLICATIONS)	214
10.	USZKODZENIA HYDRAULIKI SIŁOWEJ ZMECHANIZOWANEJ OBUDOWY ŚCIANOWEJ W WYNIKU DYNAMICZNEGO ODDZIAŁYWANIA GÓROTWORU	222

Rozdział V

ZASILANIE UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH W PRZEMYŚLE

1.	UKŁAD HYDROSTATYCZNEGO PRZENIESIENIA NAPĘDU W LOKOMOTYWIE WĄSKOTOROWEJ TYPU WLP-50EM/H	229
2.	KONSERWACJA I BADANIE TRÓJSTOPNIOWEGO STEROWANEGO ELEKTRYCZNIE KIERUNKOWEGO SERWOZAWORU Z UKŁADEM ELEKTRONICZNYM (OPERATIONAL MAINTENANCE AND TESTING OF AN ELECTRICALLY OPERATED 3 STAGE DIRECTIONAL SERVO-VALVE WITH ON BOARD ELECTRONICS)	238
3.	ROZWIĄZANIA OGRANICZAJĄCE SPOŻYWANIE WODY ZANIECZYSZCZONEJ AZOTANAMI I USUWANIE ZWIĄZKÓW AZOTU Z OTRZYMANYCH ODPADÓW (SOLUTION FOR RENDERING DRINKABLE THE NITRATE POLLUTED WATER AND DENITRIFYING THE CONCENTRATED WASTE RESULTED)	245
4.	ZWIĘKSZENIE NIEZALEŻNOŚCI ENERGETYCZNEJ TUNELI TYPU MINI-SZKLARNIE I SOLARIA (INCREASING ENERGY INDEPENDENCE OF TUNNEL TYPE MINI-GREENHOUSES AND SOLARIUMS)	253
5.	NOWOCZESNE SIEWNIKI STOSOWANE W TECHNOLOGIACH PRECYZYJNEJ GOSPODARKI ROLNEJ OBSŁUGIWANEJ PRZEZ UKŁADY PNEUMATYCZNO-ELEKTRONICZNE (STATE-OF-THE-ART SEEDING EQUIPMENTS USED IN PRECISION AGRICULTURE TECHNOLOGIES OPERATED BY PNEUTRONICS SYSTEMS)	261
	STRESZCZENIA - ABSTRACTS	274
	INDEKS AUTORÓW	289

GLOBALNY, EUROPEJSKI PRZEMYSŁ MASZYN I URZĄDZEŃ – KONKURENCYJNE MOŻLIWOŚCI POLSKI

Henryk Chrostowski - PWSzZ im Witelona w Legnicy, Izba Gospodarcza Komponentów

Zygmunt Domagała - Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

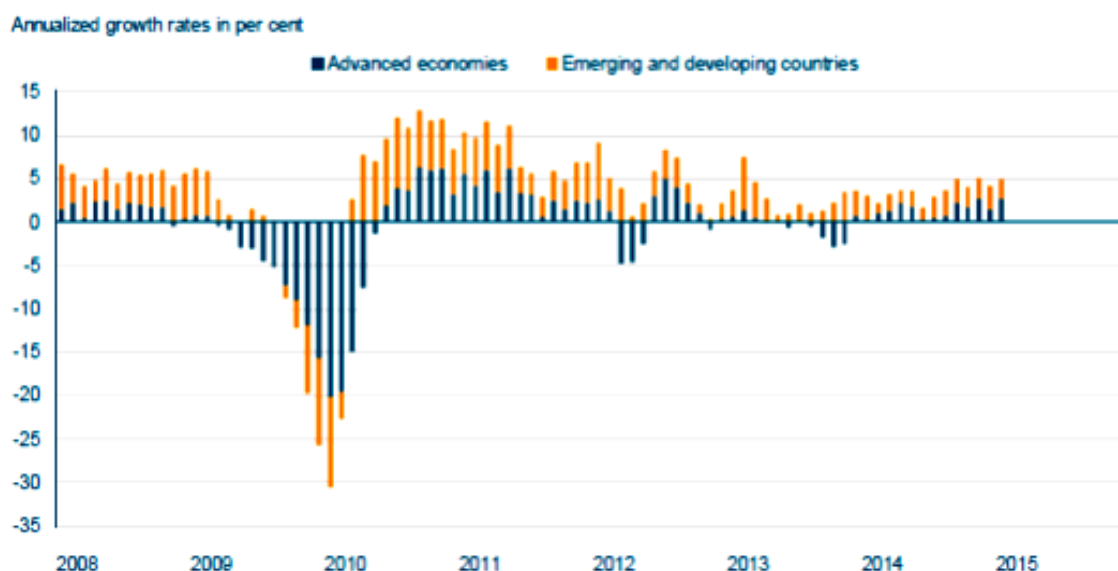
Zygmunt Popczyk - Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

Jolanta Szadkowska - Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny,
Polsko Amerykańska Szkoła Biznesu

1. Wprowadzenie

Światowy kryzys finansowy i związany z nim kryzys gospodarczy z końca poprzedniej dekady wstrząsnął bardzo globalną ekonomią. Dotyczy to rynku dóbr konsumpcyjnych a także, a może przede wszystkim rynku dóbr i usług inwestycyjnych. Obraz dynamiki światowej produkcji przemysłowej z wyodrębnieniem na kraje gospodarczo rozwinięte i kraje wschodzące i rozwijające się przedstawiono na rys.1. Porównując ten obraz z dynamiką PKB w latach 2013, 2014 i 2015 w Indiach, Chinach, krajach ASEAN, USA, krajach strefy euro, Japonii, Brazylii i Rosji możemy mieć spore obawy co do przyszłości „naszej dobrej starej Europy”. Tym bardziej, że dochodzą do nas i odbijają się na naszych giełdach załamania czy wręcz chińskiej sterowanej centralnie przez państwo ekonomii.

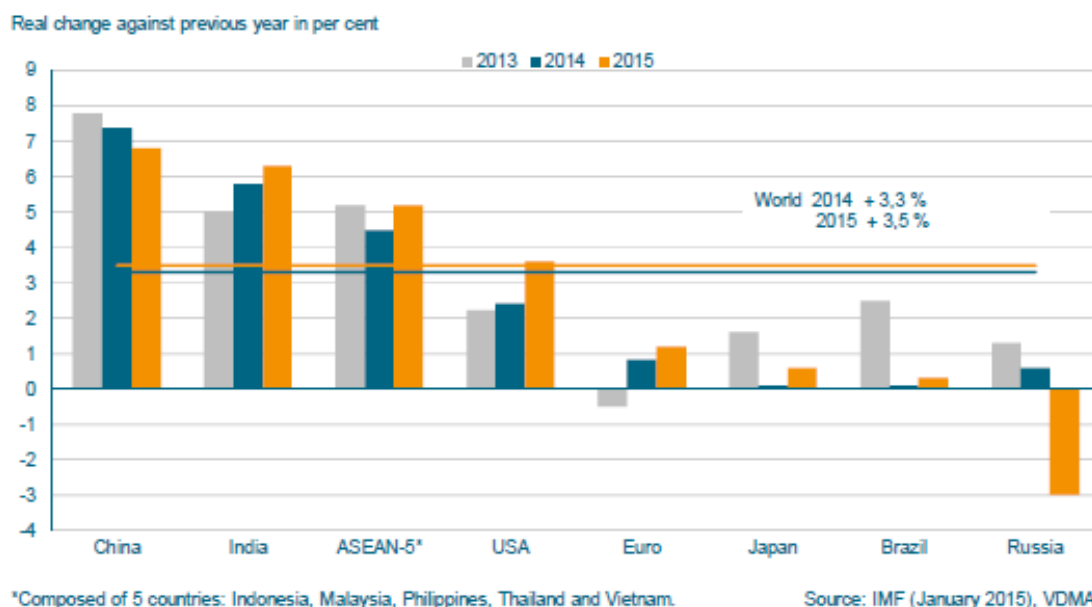
Global industrial production



Source: CPB Netherlands Bureau for Economic Policy Analysis, VDMA calculations

Rys. 1. Dynamika globalnej produkcji przemysłowej w latach 2008 – 2015 [12]

GDP expectations

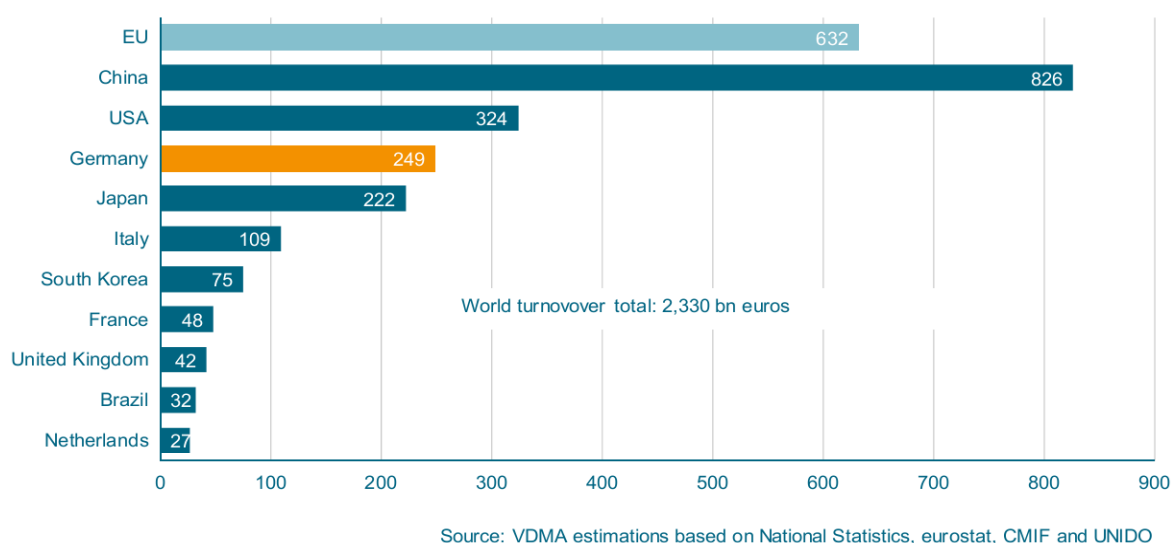


Rys.2. Dynamika PKB - fakty i oczekiwania [12]

2. Globalny przemysł maszyn i urządzeń

Wartość globalnego przemysłu maszyn i urządzeń wyniosła w 2014 r. ok. 2 biliony 330 mld EUR, a w 2008 r. wynosiła 2 biliony 250 EUR, a więc wzrost tylko o 3,5% (rys. 3).

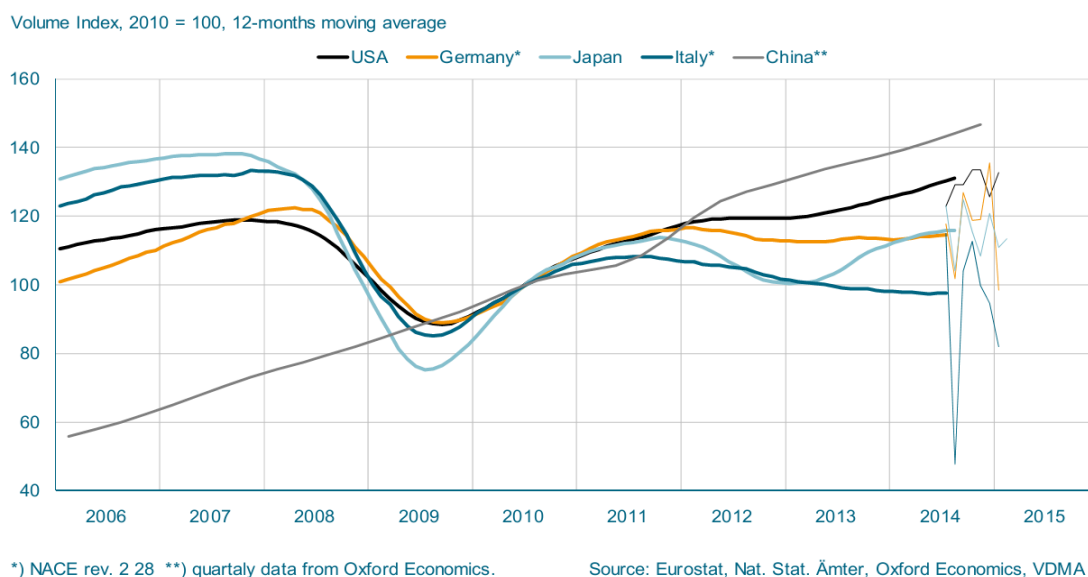
In bn. EUR, 2014 estimated



Rys.3. Obroty globalnego rynku maszyn i urządzeń. Top – 10 ranking [12]

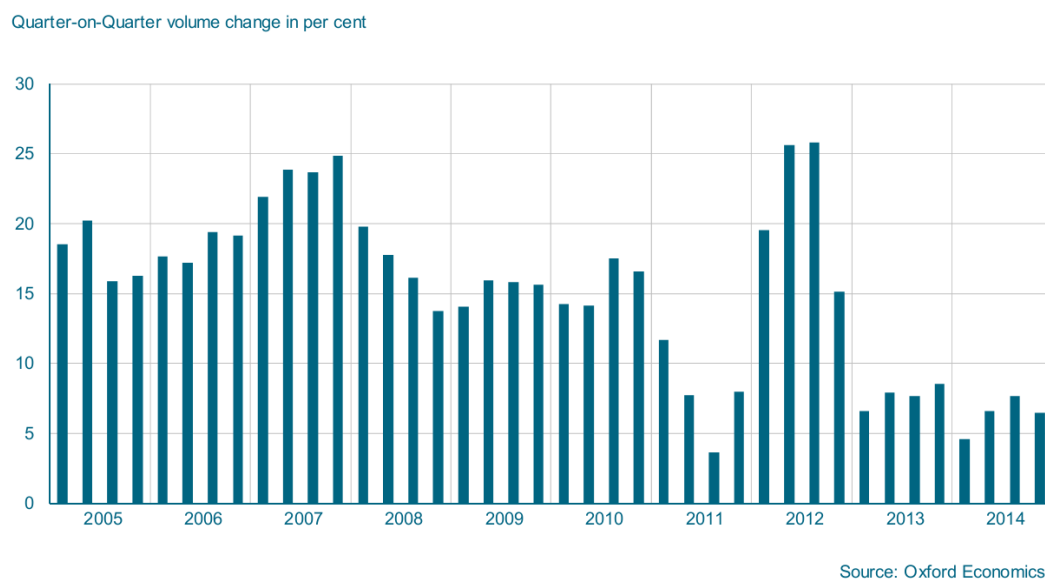
Analizując 10 głównych graczy na rynku maszyn i urządzeń widać wzrost rynku w Chinach o 28%, kryzysu w UE o 12%, Wielkiej Brytanii o prawie 10%. Ujemne przyrosty zanotowały Stany Zjednoczone o 1,6% i Japonia o 17,5%. Spadki tych potęg gospodarczych związane są przede wszystkim z przechodzeniem gospodarek na produkty wysoko innowacyjnej techniki.

Zamiarem autorów niniejszego opracowania jest wskazanie na zmiany zachodzące na rynku maszyn i urządzeń wywołane kryzysem gospodarczym i wychodzeniem z zapaści. Rozwój produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń produkujących gospodarczo krajów: ilościowa, a zwłaszcza jakościowo i innowacyjnie w poprzedniej dekadzie zmienił się dynamicznie, obecnie odnotowuje się stały wzrost obrotów (rys. 4).



Rys. 4. Rozwój produkcji maszyn i urządzeń w latach 2006 – 2015. Top – 5 krajów [12]

Wydaje się celowo przyjrzeć się bliżej niektórym z tych krajów. Na rysunku 5 przedstawiono dynamikę produkcji maszyn i urządzeń w Chinach w latach 2005 – 2014.



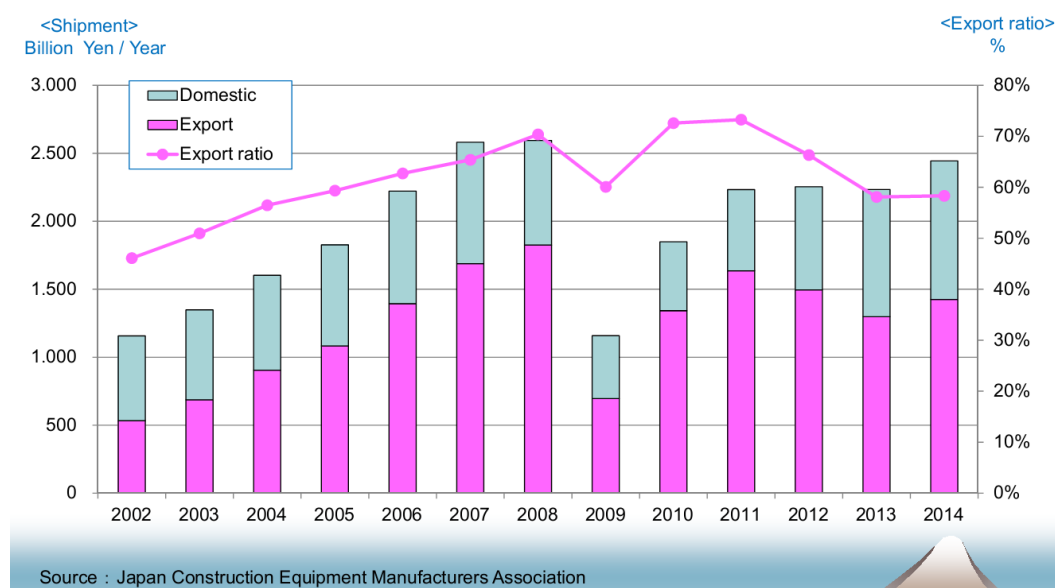
Rys. 5. Dynamika produkcji maszyn i urządzeń w Chinach [2]

W poniedziałek 24.08.2015 r. nastąpił spadek wartości akcji na giełdzie w Szanghaju wskaźnik COMPOSITE -8,9% co pociągnęło spadki: Tokio (NIKKE) – 4.6%, Nowy Jork (Dow Jons) -0,9%. Dobrze jest tu pamiętać, że 20% miedzi z KGHM Polska Miedź to eksport do Chin. Ostatnie 2 lata wyraźnie świadczą o spowolnieniu wzrostu – co może mieć związek, ale nie musi, z ostatnimi wydarzeniami na giełdzie w Chinach. Przykładem oddziaływania gwałtownego i głębokiego kryzysu jest Japonia, kraj od lat w czołówce producentów znakomitych maszyn technologicznych (rys. 6), a także maszyn i urządzeń budowlanych.

Order of Machine Tool Machinery

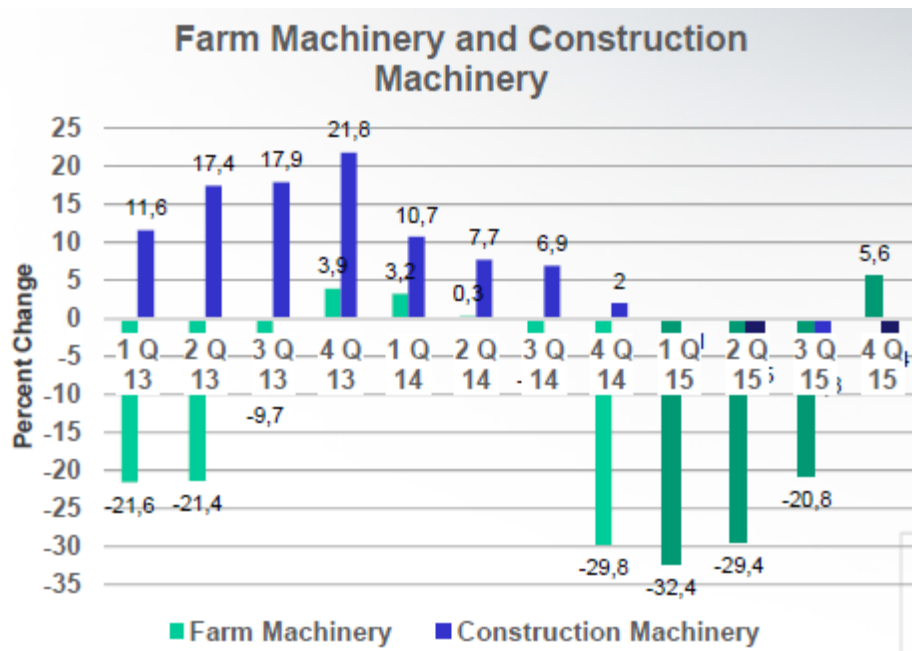


Rys. 6. Zamówienia na obrabiarki w Japonii w latach 2002 – 2014. [4]

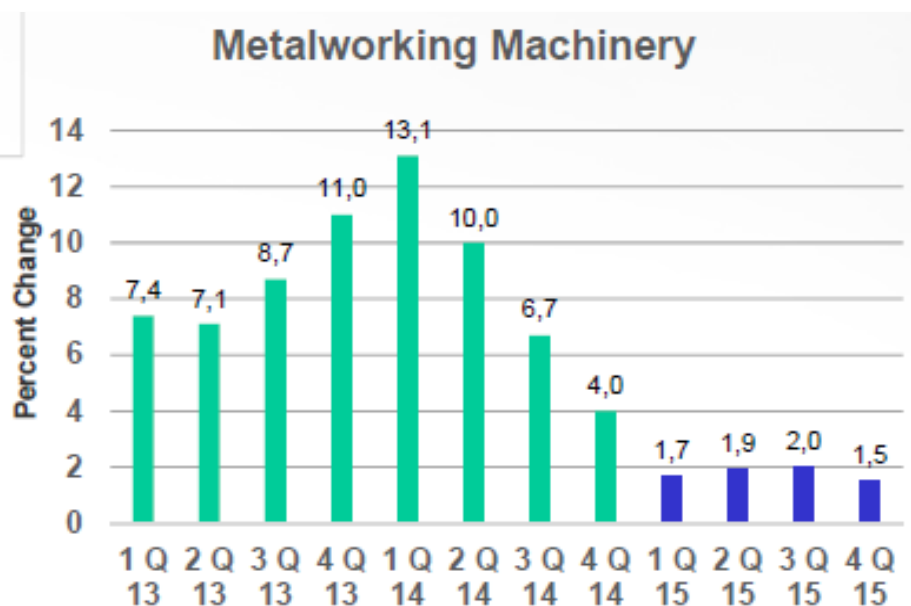


Rys. 7. Sprzedaż maszyn budowlanych w Japonii w latach 2002 – 2014. [4]

Analizę dynamiki rynku maszynowego w USA przedstawiono na przykładzie trzech, ważnych z punktu widzenia techniki płynowej – a szczególności hydrauliki, maszyn rolniczych i budowlanych (rys. 8) oraz maszyn do przeróbki metali (rys. 9). W przypadku tych pierwszych sektorów widać silny spadek koniunktury.



Rys. 8. Dynamika rynku maszyn rolniczych i maszyn i urządzeń budowlanych w USA w relacji: kwartał roku bieżącego do kwartału roku poprzedniego [13]



Rys. 9. Dynamika rynku maszyn do przeróbki metali w USA w relacji: kwartał roku bieżącego do kwartału roku poprzedniego [13]

Dobrym wyjaśnieniem tych zjawisk może być przedstawiony na rys.10 przebieg zmian wzrostu gospodarczego (PKB) i wzrostu obrotów w przemyśle maszynowym. Można łatwo zauważyć, że spadek PKB poniżej +2% oznacza ujemne wartości wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń.

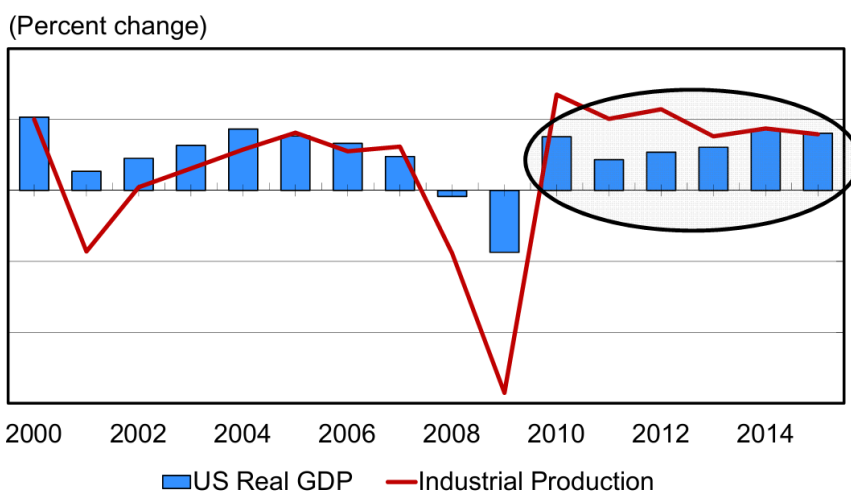
Growth of international economy vs. global turnover in mechanical engineering



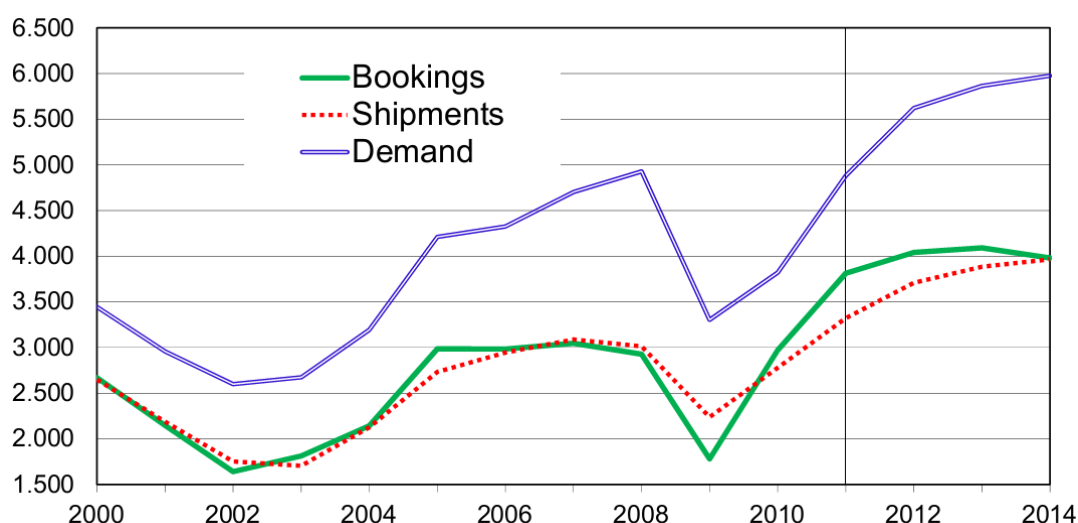
Rys. 10. Rozwój gospodarki globalnej a obroty na rynku maszyn i urządzeń [12]

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

Jak się wydaje dowodem poprawności takiego rozumienia zjawisk mogą być dane amerykańskie dotyczące relacji PKB a dynamiką wzrostu rynku przekładni zębatych w USA (rys.10 i 11).



Rys. 11. Wzrost PKB a wzrost produkcji przemysłowej w USA w latach 2000 – 2015 [5]



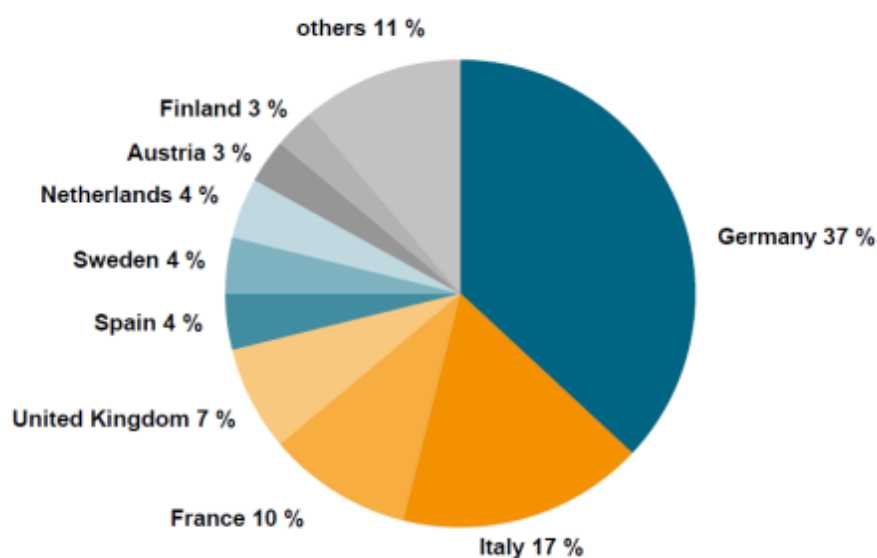
Rys. 12. Rynek przekładni zębatych a dynamika PKB w USA w latach 2000-2014. [5]

3. Przemysł Maszynowy i Elektromaszynowy Krajów UE

Przemysł maszynowy i elektromaszynowy krajów UE jest ważnym, bo 45% udziałowcem handlu globalnego. Ponad 156 tys. firm zatrudniało w 2007 r. około 3,2 mln pracowników, obroty wynosiły 615 mld EURO. Około 31% produkcji zostało wyeksportowane poza UE.

Kryzys gospodarczy spowodował spadek sprzedaży w 2009 r. do poziomu 450 mld EURO (-27%) oraz obniżenia poziomu zatrudnienia do około 3 mln pracowników (-7%).

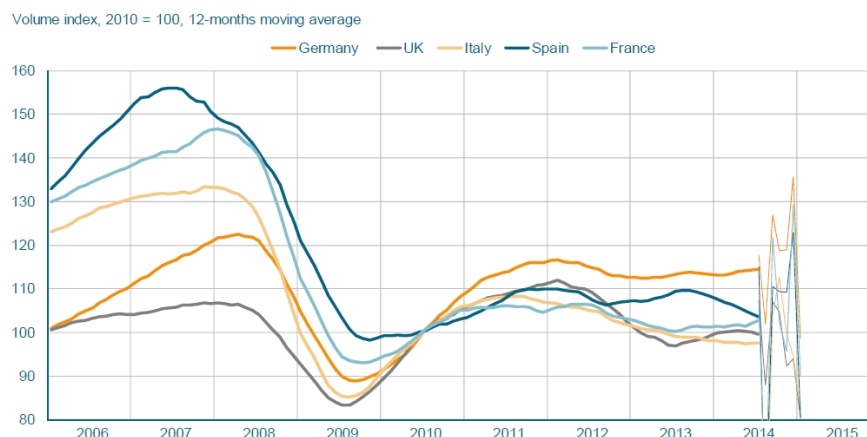
Udziały w wartości sprzedaży (obrotów) w poszczególnych krajów UE, która wynosiła w 2008 r. 636 mld EURO, przedstawiono na rys 13. Widać, że obroty pierwszej trójki: Niemiec, Włoch i Francji stanowią równo 2/3 wartości obrotów rynku europejskiego.



Rys. 13. Udziały poszczególnych krajów UE w obrotach przemysłu maszynowego w 2008 roku – 636 mld EURO [3]

Udziały poszczególnych krajów UE w obrotach przemysłu maszynowego nie ulegały większym zmianom. Natomiast zapotrzebowanie na produkty sektora maszyn i urządzeń jest niezwykle wrażliwe na koniunktury gospodarcze, widać to w sposób przejrzysty dla głównych europejskich producentów (rys. 14).

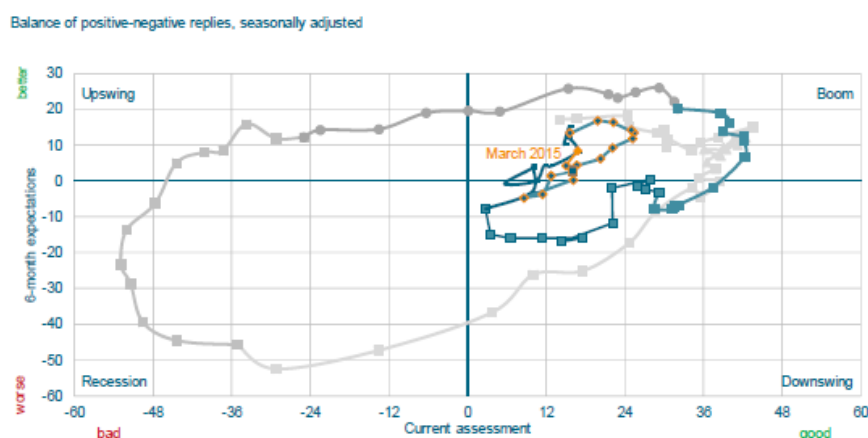
EU countries: Development of mechanical engineering production*



Rys. 14. Dynamika rozwoju produkcji maszyn i urządzeń w czołowych krajach UE [12]

Na rys. 15 przedstawiono cykl biznesu (tzw. zegar gospodarki) w obszarze przemysłu maszynowego, największego udziałowca rynku europejskiego – Niemiec. Ten ciekawy diagram wyraża bieżące oszacowania bilansu pozytywnych i negatywnych odpowiedzi (oś pozioma) i sezonowego 6-cio miesięcznego oczekiwania (oś pionowa). Diagram wyróżnia, na przecięciu się odpowiednich współrzędnych, 4 pola: recesji, boomu, wiatru w oczy i wiatru w plecy. Bliższa analiza tego diagramu pokazuje jak bardzo turbulentna była sytuacja największego udziałowca rynku maszynowego w Europie w okresie od stycznia 2000 do marca 2015.

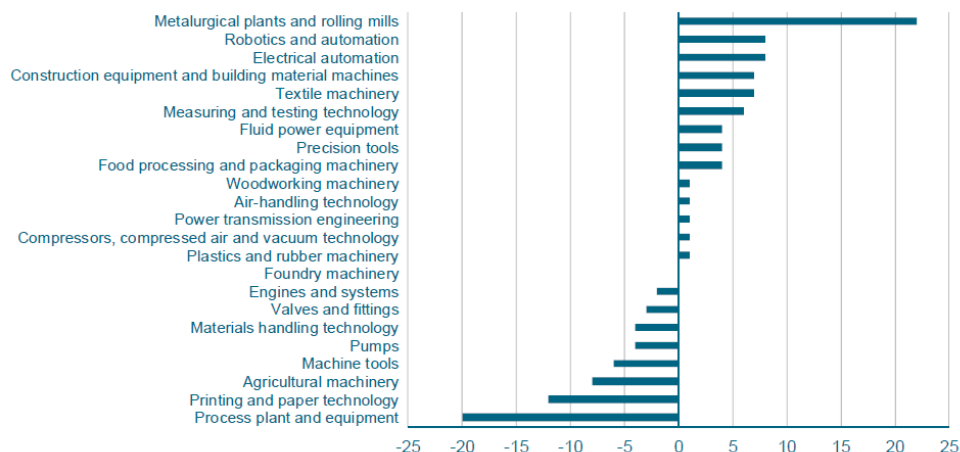
Ifo business-cycle clock Manufacturing industry in Germany



Rys. 15. Cykl biznesu w przemyśle maszynowym Niemiec styczeń 2000 - marzec 2015 [12]

Turnover in selected subsectors of German mechanical engineering, 2014

Real change against previous year in per cent



Rys.16. Dynamika obrotów wybranych branż z niemieckiego przemysłu maszyn i urządzeń rok 2014 do 2013 [12]

Niezwykle dokładne i głębokie analizy rynku i przemysłu Maszyn i urządzeń w Niemczech dokonana przez VDMA mogą stanowić dobrą podstawę decyzji gospodarczych w różnych branżach i reprezentujących je firmach (rys. 16).

Ciekawe jest również stanowisko ważnych przedsiębiorstw przemysłu maszynowego (obroty powyżej 10 mln EUR) w sprawie kryzysu. W tabeli 1 przedstawiono różne rodzaje strategii i udziały ich potencjalnej realizacji jako lekcja wynikająca z doświadczeń kryzysu gospodarczego.

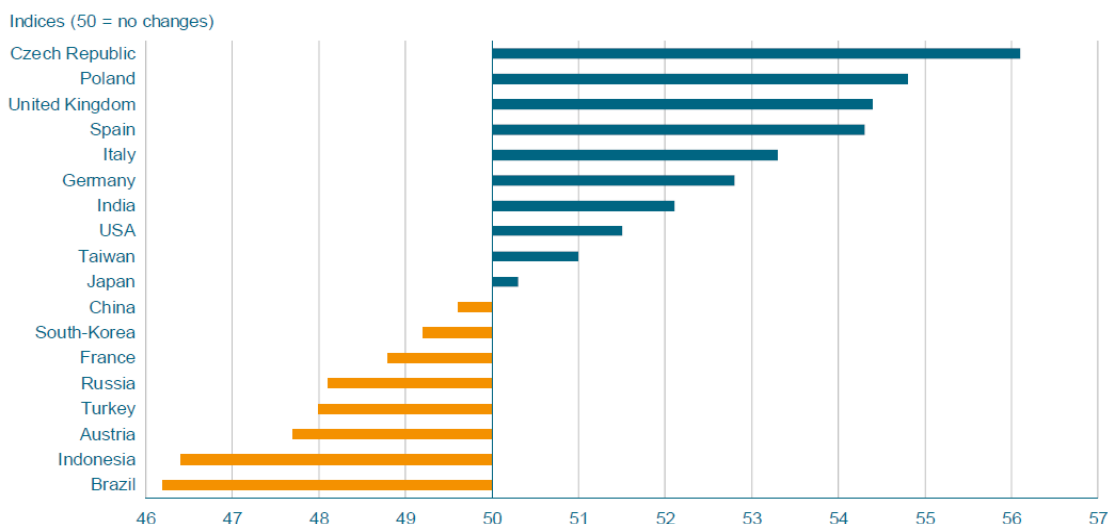
Lekcja z kryzysu – strategie ważnych firm przemysłu maszynowego [3]

Tabela 1

STRATEGIA DEFENSYWNA (15,1%)	STRATEGIA BUFOROWA (31,8%)	STRATEGIA OFENSYWNA (41,8%)
• Obniżanie ryzyka (22%*) - o instalowanie systemów wczesnego ostrzegania - o doskonalenie zarządzania ryzykiem - o zmniejszanie zależności od nowych biznesów • Zmniejszanie tempa wzrostu (9%) - o zmniejszanie wielkości - o spowolnienie inwestowania - o więcej ostrożnego wzrostu	• Wzrost elastyczności (43%*) - o wykorzystania wielkości (efekt skali) - o kosztów stałych - o czasu pracy • Doskonalenie rozsądnego finansowania (28%) - o ulepszanie przejrzystości zarządzania - o korzystanie z alternatywnych źródeł finansowania - o tworzenie źródeł finansowania - o koncentracja na wybranych produktach	• Wzmacnianie potencjału innowacyjnego (56%*) - o rozwój nowych produktów - o doskonalenie procesów - o stosowanie nowych technologii • Rozwój zasobów ludzkich (pracowniczych) (31%) - o doskonalenie kompetencji - o strategię utrzymania zatrudnienia
*) Udział odpowiedzi otrzymanych od głównych firm przemysłu maszynowego (obroty pow. 10 mln EUR)		

Na zakończenie tego rozdziału pokazano aktualne dane o wartości współczynnika PMI (Purchasing Managers Indices Manufacturing) w wybranych krajach w 2015 r. Jego wartość powyżej 50 świadczy o rosnącej sile nabywczej, poniżej 50 zaś o spadku popytu.

Purchasing Managers Indices Manufacturing by countries, March 2015



Rys. 17. Wskaźnik PMI dla wybranych krajów w marcu 2015 r. [12]

4. Krajowy przemysł maszynowy i elektromaszynowy

Krajowy przemysł maszynowy stanowi 50-60 dużych firm wytwarzających szeroki asortyment maszyn i urządzeń, poczynając od silników różnej mocy, w tym okrętowych, dźwigów, maszyn rolniczych (ciągniki, kombajny i inne), a kończąc na wielu rodzajach obrabiarek (w tym CNC) oraz maszynach i urządzeniach dla przemysłu wydobywczego, chemicznego, spożywczego, włókienniczego, papierniczego itp. Jako odrębną część tego sektora należy wymienić produkcję samochodów, autobusów i sprzętu AGD wraz z wytwarzaniem komponentów do nich. W 2013 r. produkcja sprzedana wynosiła prawie 64 mld EURO, przy czym [10 i 11]:

- Komputery, elektronika i optyczne – 7,46 mld EURO.
- Urządzenia elektryczne – 10,9 mld EURO.
- Maszyny i urządzenia – 8,78 mld EURO.
- Pojazdy, samochody, naczepy – 26,23 mld EURO.
- Pozostały sprzęt transportowy – 3,9 mld EURO.
- Naprawa, konserwacja, instalowanie – 6,7 mld EURO.

Istotny udział ma przemysł maszynowy i elektromaszynowy w produkcji dóbr konsumpcyjnych [10 i 11]:

- Samochody osobowe w tys. szt. 785 (2010), 741 (2011), 540 (2012), 475 (2013), ok. 540 (2014).
- Pralki automatyczne w mln szt. 4,04 (2010), 4,05 (2011), 4,9 (2012), 5,6 (2013).
- Chłodziarki, zamrażarki w mln szt. 1,87 (2010), 2,07 (2011), ok. 2,2 (2012), 2,89 (2013).
- TV odb. w mln szt. 26,3 (2010), 20,6 (2011), ok. 20,5 (2012), 18,7 (2013).
- Komputery w mln szt. 6,36 (2010), 4,96 (2011), ok. 4,5 (2012), 4,09 (2013).

Symptomatyczne jest jednak, że na rynku UE pod względem produkcji maszyn i urządzeń zajmujemy 12-13 miejsce, a pod względem liczby pracowników tego przemysłu 5 miejsce. Potwierdza to, że pod względem zaangażowania kapitału – wyposażenia, a także wydajności pracy – wyraźnie ustępujemy krajom „starej piętnastki”.

Krajowy przemysł maszynowy podobnie jak inne gałęzie przemysłu ma charakter produkcyjno-odtwórczy. Świadczą o tym wskaźniki innowacyjności gospodarki. I tak sumaryczny wskaźnik innowacyjności uwzględniający m.in. wydatki na badania, liczbę naukowców, rezultaty badań, patenty i firm innowacyjnych wynosi dla Polski 0,3 przy średniej UE 0,55. Jesteśmy na 3 miejscu od końca [1].

Wydatki naszych przedsiębiorstw na badania i rozwój innowacji stanowią 16% średnich wydatków w UE, natomiast wydatki na zakup gotowych technologii i urządzeń to aż 176% średnich wydatków w UE [1]. Plany rządowe przewidują wzrost z 0,6% do 1,7% w 2020 roku udziału środków B+R w PKB. Znając to środowisko wydaje się, że czynnik finansowy to tylko jeden z elementów, niekoniecznie najważniejszy.

Wydaje się, że należy tym problemom przyrzeć się szerzej i bardziej dogłębnie. W tabelach 2 i 3 przedstawiono wybrane dane makroekonomiczne dla wybranych krajów bliskich nam geograficznie i gospodarczo.

Wybrane dane makroekonomiczne 2013 [6,10]

Tabela 2

Kraj	Ludność w mln	PKB na jednego mieszkańca w tys. USD	Energochłonność gospodarki kg ropy naft./1000 EUR	Eksport na 1 mieszkańca USD w 2013
Polska	38,502	13,656	331	5,354
Czechy	10,483	18,877	375	15,128
Niemcy	80,667	44,274	142	17,559
Rosja	143,304	14,178	b.d.	3,693

Słowacja	5,422	17,694	371	13,686
Ukraina	45,523	3,872	b.d.	1,400
Wlk. Brytania	64,229	39,357	b.d.	7,555

Wybrane dane makroekonomiczne 2013 [10]

Tabela 3

Kraj	Stopa bezrobocia %	Stopa bezrobocia ludzi młodych 16-24 lata	Studenci na 10 tys. mieszkańców 2011/2012	% studentów obcokrajowców 2011/2013
Polska	10,3	27,3	521	1,3
Czechy	7,0	19,0	425	9,0
Niemcy	5,3	7,9	367	7,0
Rosja	5,5	13,8	571	2,2
Słowacja	14,2	23,6	416	4,1
Ukraina	7,4	17,3	539	1,8
Wlk. Brytania	7,5	20,5	413	17,1

Już pobieżna analiza pokazuje, że takie parametry jak PKB na mieszkańca eksport na mieszkańca pozostawia nas w tyle za Czechami, Słowacją nie mówiąc o Niemczech.

Pomimo wysokiego wskaźnika scholaryzacji na poziomie wyższym polskie uczelnie wyższe są „hermetyczne” – nie mówimy tu o ścisłej czołówce. Bez otwarcia się na świat oczywiście w obie strony trudno mówić o jakimkolwiek rozwoju.

Struktura produkcji sprzedanej wyrobów przemysłowych potwierdza produkcyjno – odtwórczy charakter (tabela 4). Wyroby wysokiej techniki stanowiły w 2013 r. tylko 5% produkcji, średnio wysoka technika – obejmująca między innymi przemysł maszyn i urządzeń 26,7% - natomiast produkcja na poziomie średniej techniki 34,3%, a niskiej 34%. Ponad dwie trzecie produkcji wyrobów przemysłowych w tych dolnych kategoriach stawia naszą gospodarkę w trudnym położeniu – wobec innych preferujących konsekwentnie nowe technologie i innowacyjność.

Struktura produkcji sprzedanej wyrobów przemysłowych w Polsce według poziomów techniki [11]

Tabela 4

Wyszczególnienie	2010 r.	2012 r.	2013 r.
ogółem w %	100,00	100,00	100,00
<u>Wysoka technika</u>	6,3	5,4	5,0
Wyroby farmaceutyczne	1,5	1,2	1,3
Komputery, elektronika optyka	0,3	0,5	0,5
<u>Średnio wysoka technika</u>	27,2	26,9	26,7
Produkcja maszyn i urządzeń	3,7	3,4	3,1
Produkcja samochodów, naczepy	12,4	11,9	12,1
Pozostały sprzęt transportowy	0,4	0,5	0,5
Urządzenia i instrumenty medyczne	0,2	0,3	0,3
<u>Średnia technika</u> (ropa, gaz, metale...)	32,8	35,1	34,3
<u>Niska technika</u> (żywność, odzież, tytoń, papier..)	33,2	33,1	34

Ażeby lepiej zrozumieć złożoność tej sytuacji wydaje się celowe przedstawienie danych zebranych w tabeli 5 mówiących o efektywności w firmach zatrudniających powyżej 49 osób. Wydajność pracy w tys. zł mierzona jest produkcją sprzedaną w cenach bieżących na 1 zatrudnionego. Energochłonność produkcji sprzedanej w kWh to zużycie energii elektrycznej na 100 zł produkcji sprzedanej w cenach bieżących.

Wysoka wydajność i relatywnie niski udział wynagrodzeń w kosztach jest możliwy przy produkcji masowej i wielkoseryjnej odpowiednio zautomatyzowanej lub/i zrobotyzowanej. Dotyczy produkcji elektroniki użytkowej, sprzętu AGD, pojazdów samochodowych w fabrykach wielkich globalnych korporacji. Na pewnym etapie rozwoju przedsiębiorstwa staje się często warunkiem niezbędnym do utrzymania dotychczasowej pozycji konkurencyjnej, a tym bardziej jego dalszej ekspansji. Według danych Międzynarodowej Federacji Robotyki (IFR) liczba robotów przemysłowych przypadających na 10 tys. zatrudnionych jest w Polsce kilkunastokrotnie niższa niż w zaawansowanych krajach europejskich (rys. 18).

Podstawowe dane o przemyśle – wybrane działy i grupy przetwórstwa przemysłowego w Polsce w 2013 r. [11]

Tabela 5

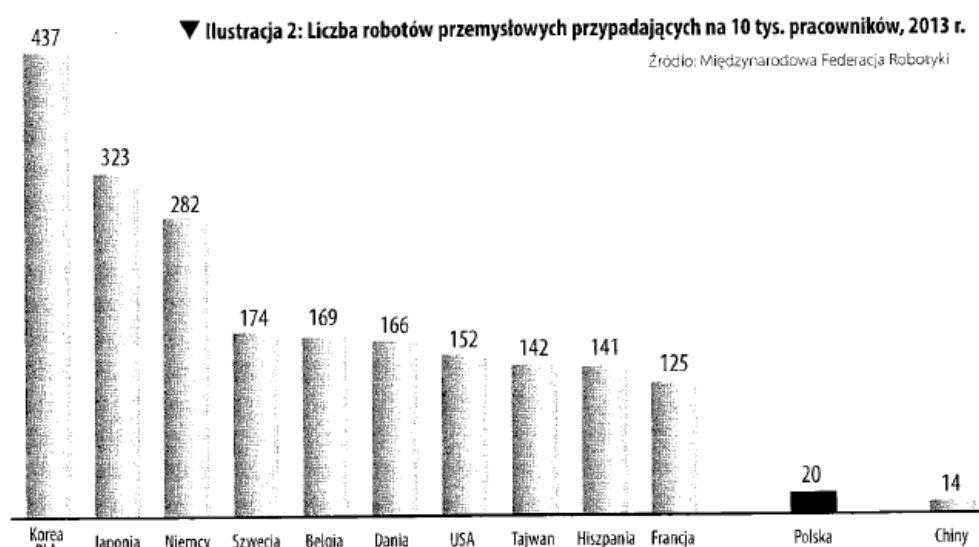
Wyszczególnienie	Wydajność pracy w tys. zł	Zużycie energii elektr. na 1 zatrudnionego w MWh	Energochłonność produkcji sprzedanej w kWh	Udział w kosztach ogółem		
				zużycia materiałów i energii	usług obcych	wynagrodzeń
Komputery i sprzęt peryferyjny	288	8,6	2,9	55,2	12,2	19,7
Elektronika użytkowa	1629	9,8	0,5	88,6	5,5	2,5
Sprzęt AGD	738	15	1,9	74,2	11,1	6,7
Maszyny dla rolnictwa i leśnictwa	337	10,2	3,0	75,5	10,8	14,2
Pojazdy samochodowe naczepy	710	16,3	2,2	47,8	9,4	7,9
Statki, łodzie	344	13,0	3,7	50,2	26,4	16,2
Statki powietrzne	347	12,3	3,5	50,2	20,0	15,7
Wojskowe pojazdy bojowe	500	10,4	2,1	62,2	14,5	11,8
Meble	235	10,1	4,0	64,4	10,4	15,6
Napoje alkoholowe	903	13,8	1,5	15,6	7,5	2,6
Piwo	1020	37,0	3,5	30,6	15,9	5,6

Może to się wydawać dziwne pomimo sporej ilości kadry inżynierskiej związanej z kierunkiem Automatyki i Robotyki (AiR), komitetów PAN AiR oraz sukcesów światowych i europejskich łazików marsjańskich zbudowanych przez naszych studentów.

Szukając przyczyn takiego stanu naszego przemysłu maszyn i urządzeń – których jest zapewne wiele – należało by się przyjrzeć naszej pozycji w sferze działalności B + R (Tabela 6).

Porównywanie naszych wskaźników do wartości w krajach zaawansowanych gospodarczo, ale nie tylko może być stresujące. Przykładem może być liczba patentów EPO na 1 mln mieszkańców – np. w stosunku do naszych południowych sąsiadów. Jeżeli to odnieść

do liczby wynalazków zgłaszanych ochrony na milion ludności w 2010 r. to można uznać, że jesteśmy jako naród mało pomysłowi, albo system jest zupełnie nieopłacalny [7]. Polska – 65, Czechy – 85, Niemcy – 180, Rumunia – 60, Słowacja – 40, Irlandia 2890, Japonia – 2270. O takiej biernej mało kreatywnej postawie mogą świadczyć zgłoszenia wynalazków krajowych w EPO (Tabela 7). Potwierdzają to liczby licencji realizowanych w przemyśle (tabela 8). Taką postawę potwierdza struktura nakładów na działalność innowacyjną w przemyśle (tabel 9), a także w szkolnictwie wyższym.



Rys. 18. Liczba robotów przemysłowych przypadająca na 10 tys. pracowników [8]

Wybrane dane o działalności B+R w wybranych krajach w 2012 [10,11]

Tabela 6

Kraj	Nakłady działalności B+R do PKB [%]	Nakłady działalności B+R na 1 mieszkańca w USD	Pracownicy B+R na 1000 zatrudnionych	Wydatki na 1 zatrudnionego w B+R w tys. USD	Liczba patentów przyznanych EPO	Liczba patentów EPO na 1 mln mieszkańców
Polska	0,76	162	4,0	73,08	45	1,18
Czechy	1,85	485	6,0	91,33	55	5,22
Niemcy	2,88	1138	8,1	165,36	13583	166,15
Rosja	1,09	245	6,3	41,76	bd	bd
Rumunia	0,50	76,9	1,8	55,49	2	0,09
Słowacja	0,58	162	6,9	48,69	3	0,55
Wielka Brytania	1,77	632	8,4	110,5	1948	31,2
Włochy	1,25	409	4,3	122,5	2289	37,76

Dominują – ponad połowa – inwestycje w budynki, maszyny i urządzenia. Zakup wiedzy (nowej) i oprogramowania oraz szkolenia i marketing (warunek zaistnienia na rynku) mają śladowe udziały.

Wynalazki krajowe zgłoszone do ochrony w Europejskim Urzędzie Patentowym EPO [10,11]

Tabela 7

Działy techniki	2005	2010	2011
Ogółem	127,09	355,81	228,86
Różne procesy przemysłowe, transport	15,89	61,73	43,04
Budowa maszyn, oświetlenie, ogrzewanie, uzbrojenie, technika minerska	17,79	34,25	21,33
Zastosowano metodę naliczania cząstkowego np. wynalazek zgłoszony przez dwóch autorów, z których jeden jest rezydentem polskim jest w prezentowanych danych jako 0,5.			

Realizacja licencji w przemyśle [10,11]

Tabela 8

Wyszczególnienie	2005	2010	2011	2013
Licencje zagraniczne wykorzystywane		1066	1316	2033
Licencje polskie sprzedane				
w kraju	21	23	168	429
za granicą	3	22	21	58
w tym do krajów UE	2	15	6	14

Nakłady na działalność innowacyjną w przemyśle [10,11]

Tabela 9

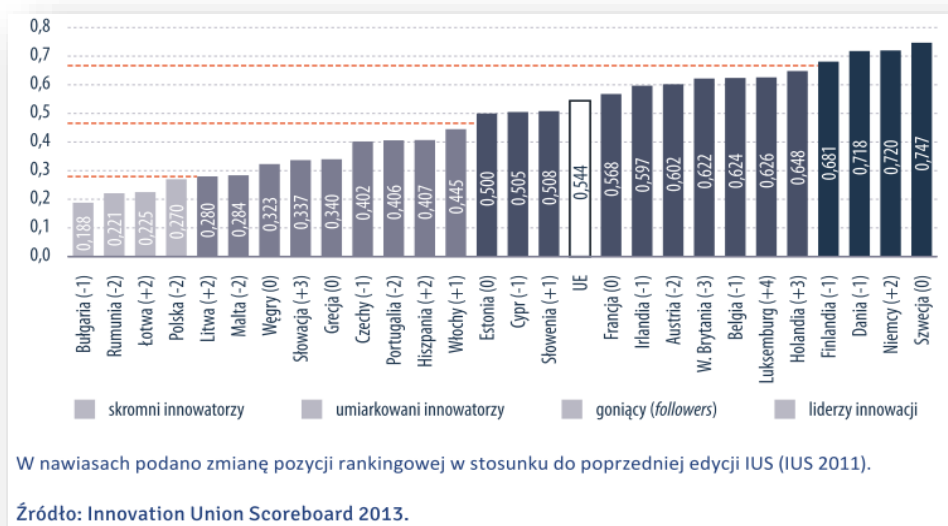
Sekcja przetwórstwo przemysłowe	Ogółem w mln zł	Orientacyjne udziały w nakładach w %			
		Działalność B+R	Zakup wiedzy i oprogramowania	Inwestycje maszyny i urządzenia	Szkolenie personelu i marketing
Produkcja komputerów, wyrobów elektronicznych i optycznych	307,8	42,1	#	35,0	2,0
Produkcja urządzeń elektrycznych	888,2	28,5	1,4	53,6	2,8
Produkcja maszyn i urządzeń	777,3	31,9	8,5	49,5	2,3
Produkcja pojazdów samochodowych, przyczep i naczep	2071,5	37,5	0,5	55,4	#
Produkcja pozostałego sprzętu transportowego	463,9	47,3	3,8	29,4	#
Naprawa, konserwacja i instalowanie maszyn i urządzeń	205,8	34,4	#	23,3	1,8

5. Podsumowanie

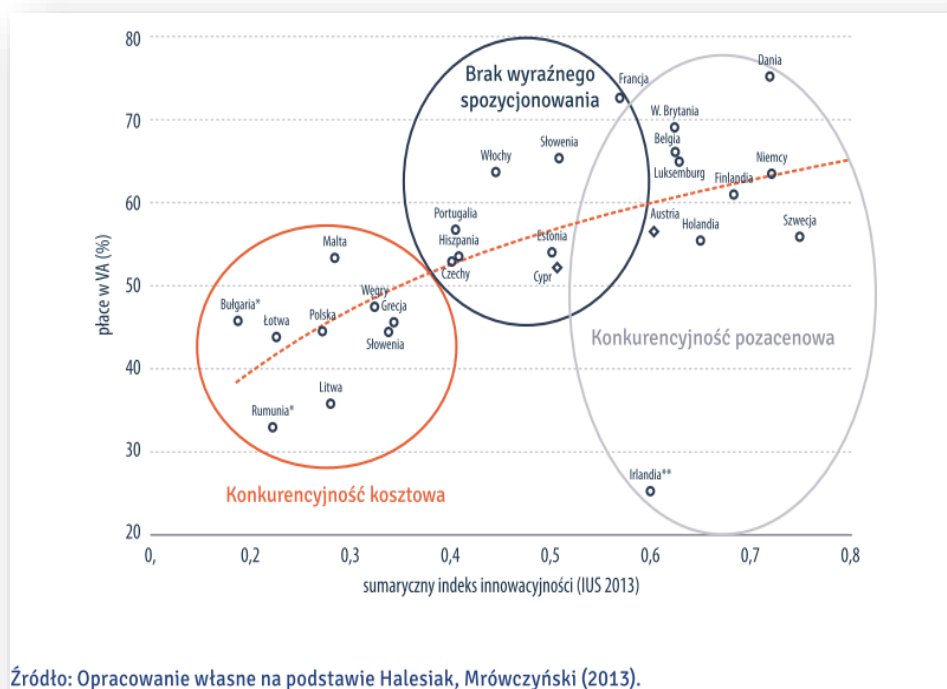
Aktualna ocena konkurencyjności naszego krajowego przemysłu dotycząca gotowości technologicznej, a więc zdolności gospodarki do absorbowania technologii podwyższającej wydajność i jakość nie nastroja zbyt optymistycznie. Poziom innowacyjności polskiej gospodarki jest przedmiotem dyskusji, krytyki naukowców, przedstawicieli przemysłu, decydentów (rys. 19).

Zwraca się uwagę na niski poziom płac, jako przyczynę tego stanu. Dobrze jednak przeanalizować takie elementy jak płace i poziom innowacyjności oraz związane z tym strategie konkurencyjności (rys.20).

- W ostatniej edycji (IUS 2013) wartość SII została dla naszego kraju wyliczona na 0,270, co sytuowało go na 24. miejscu wśród 27 państw UE.
- W stosunku do poprzedniego roku oznacza to spadek o dwie pozycje na liście, za Słowacją i Litwą.



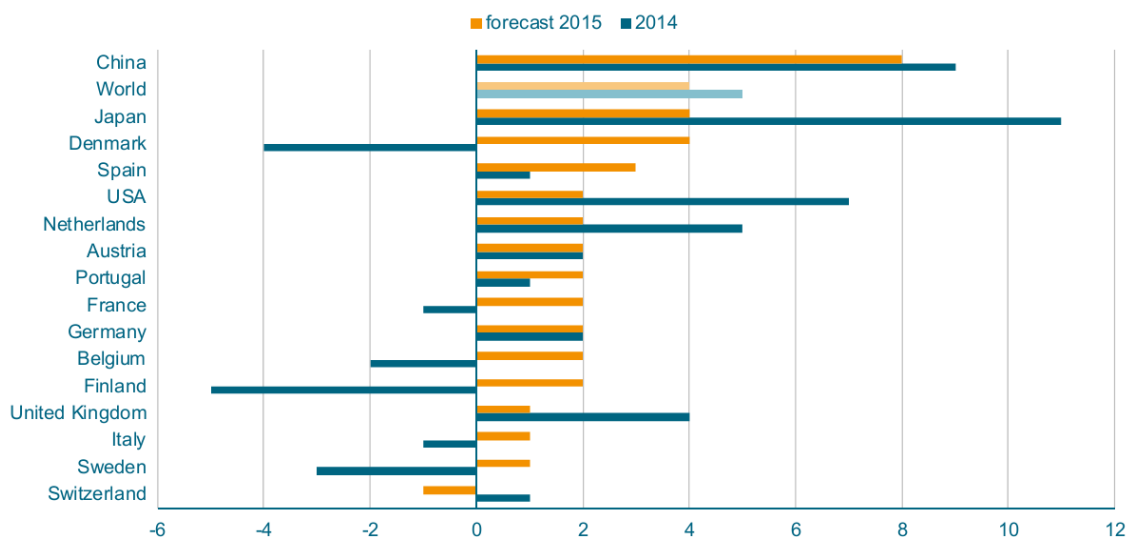
Rys. 19. Sumaryczny Indeks Innowacyjności (SII) 2013 [6]



Rys. 20. Udział płac w wartości dodanej przemysłu przetwórczego (2011) a wartość sumarycznego wskaźnika innowacyjności wg IUS 2013 [6]

Wydaje się nam konieczne odniesienie wszelkiej krytyki i dyskusji do danych prognostycznych o otaczającym nas świecie. (rys. 21 i 22).

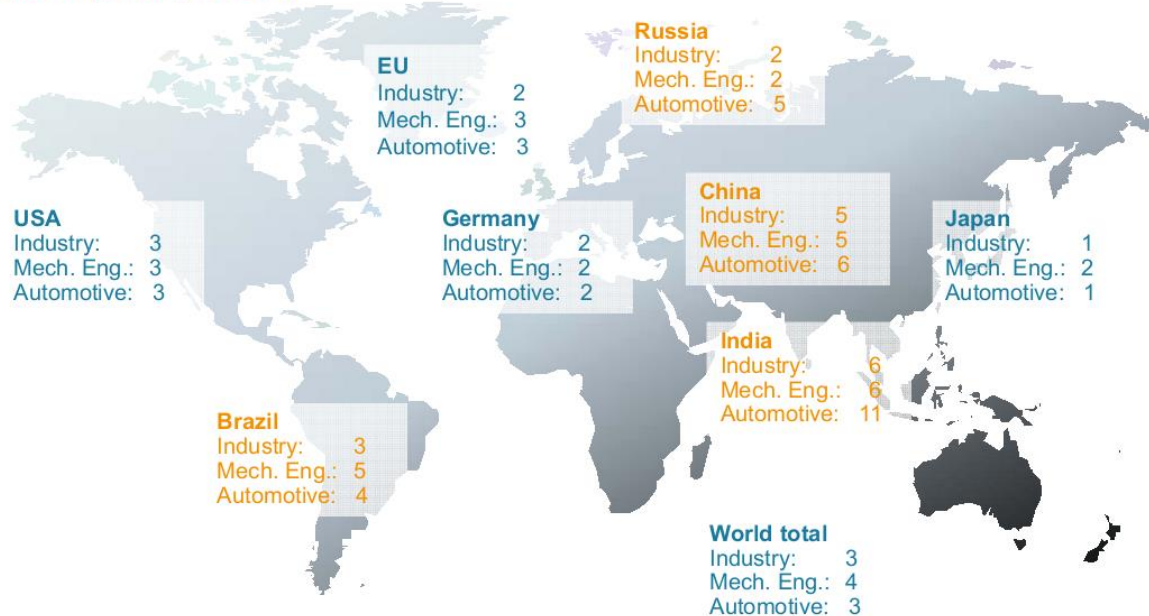
Real change against previous year in per cent



Source: VDMA (March 2015)

Rys. 21. Dynamika obrotów przemysłu maszyn i urządzeń w wybranych krajach 2014 i 2015 – prognoza [12]

CAGR in per cent, 2015-2020



Source: Oxford Economics, VDMA

Rys. 22. Prognoza głównych wskaźników ekonomicznych ważnych krajów i regionów 2015-2020 [12]

Literatura

1. Buzek J.: Badania i innowacyjność. Teraz Polska 2013 nr 1.
2. China Fluid Power Market. International Fluid Power Summit. April, 2015, Hannover.
3. Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Turbulencje na globalnym, europejskim i krajowym rynku maszyn i urządzeń oraz techniki płynowej. Maszyny Górnicze 4/2013.
4. Fluid Power Industry in Japan. International Fluid Power Summit. April, 2015, Hannover.
5. Franklin J.T. jr.: US Economic and Gear Industry Outlook. American Gear Manufactures Associaton. June 2012.
6. Hausner J.: Raport – Konkurencyjna Polska. Kraków 2013.
7. Mały Rocznik Statystyczny 2014. GUS. Warszawa.
8. Mrówczyński K. Rynek automatyki przemysłowej na ciągłej fali wznoszącej. MM Magazyn Przemysłowy 3/2015.
9. Ostrowski A.: Maszynówka czeka na lepsze czasy. MM Magazyn Przemysłowy 11-12/2010.
10. Rocznik Statystyczny Rzeczypospolitej Polskiej 2014.
11. Rocznik Statystyczny Przemysłu. GUS. Warszawa 2014.
12. Uhling A.: Global Mechanical Engineering Industry. The New Reality. International Fluid Power Summit. April, 2015, Hannover.
13. U.S. Economic Trends and Fluid Power Production. International Fluid Power Summit. April, 2015, Hannover.

**CETOP - EUROPEJSKI KOMITET DS. TECHNIKI PŁYNOWEJ - 10 LAT
DOŚWIADCZEŃ CZŁONKOWSKICH KRAJOWEJ KORPORACJI**

Henryk Chrostowski - Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Legnicy, Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych

Władysław Burzyński - Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych

Krzysztof Kędzia - Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

Jarosław Prokopowicz - Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

1. Wprowadzenie

W czerwcu br. minęło 10 lat od przyjęcia Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych do CETOP - Europejskiego Komitetu ds. Techniki Płynowej [2]. W dniach 10-12 czerwca br. we Wrocławiu odbyło się Walne Zgromadzenie członków CETOP w Którym uczestniczyli delegaci z 11 spośród 15 krajów członkowskich. Stąd próba odświeżenia i przybliżenia tej organizacji oraz refleksje autorów - na co dzień zajmujących się działaniami związanymi ze współpracą krajowej Korporacji z CETOP.

2. CETOP organizacja europejska

CETOP jest skrótem z francuskiego Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques i oznacza organizację, która jest:

- platformą komunikowania się branż – hydrauliki i pneumatyki – w Europie,
- międzynarodową, europejską organizacją patronacką dla narodowych (krajowych) stowarzyszeń napędów i sterowań płynowych.

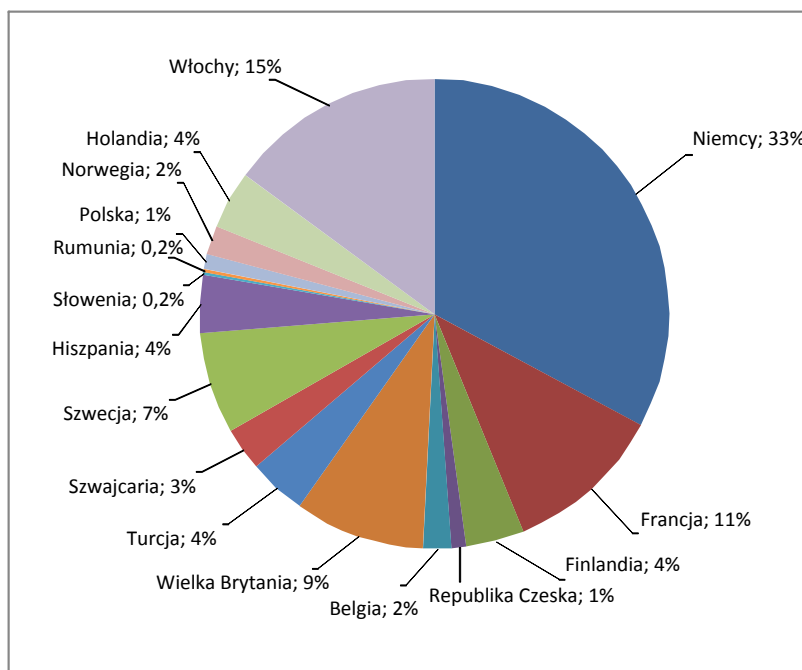
CETOP The European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee został założony w roku 1962, obecnie 15 krajów jest reprezentowanych przez 16 ich narodowych stowarzyszeń hydrauliki i pneumatyki (tabela 1).

Członkowie CETOP [4]

Tabela 1

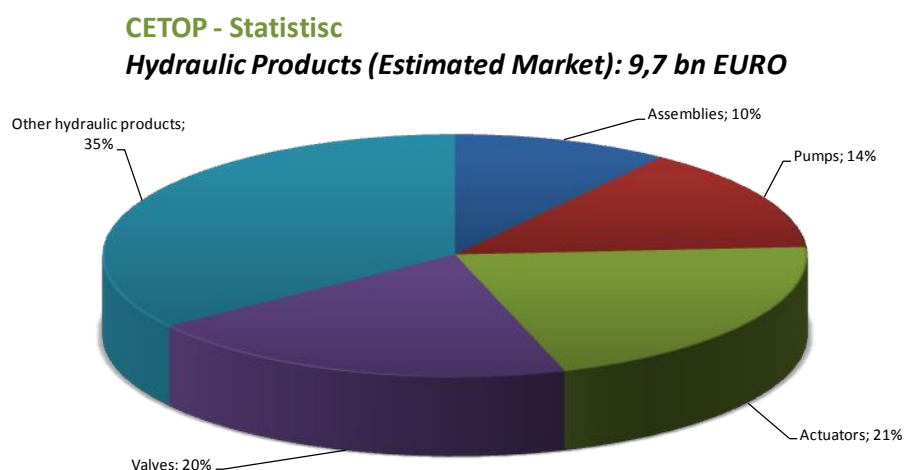
Kraj	Stowarzyszenie
Belgia	FIMOP Belgian Hydraulics & Pneumatics Association
Czechy	CAHP Czech Association for Hydraulics and Pneumatics
Finlandia	FHPA Finnish Hydraulics and Pneumatics Association
Francja	ARTEMA Union National des Industries de Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques
Hiszpania/Portugalia	AIFTOP Iberian Association of Manufacturing and Trading Companies in Fluid Power Transmissions and Components
Holandia	FEDA Federatie Hydrauliek en Pneumatiek
Niemcy	VDMA Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau E.V. Fachverband Fluidtechnik
Norwegia	HPF Hydraulikk-Pneumatikk Foreningen
Polska	Corporation of Hydraulic and Pneumatic Drives and Controls
Rumunia	FLUIDAS National Professional Association of Hydraulics and Pneumatics
Słowenia	FTS Odbor za Fluidno Tehniko Slovenije
Szwajcaria	SWISSMEM GOP Gessellschaft für Angewendte Fluidtechnik
Szwecja	HPF Hydraulik- och Pneumatikföreningen i Sverige
Turcja	AKDER
Wielka Brytania	BFPA British Fluid Power Association
Włochy	ASSOFLUID Associazione Italiana dei Costruttori ed Operatori del Settore Oleoidraulico e Pneumatico

CETOP reprezentuje ponad 1000 przedsiębiorstw i instytucji, zwłaszcza produkcyjnych, ale też handlowych, z niemal 70 tysiącami pracowników i rynkiem o wartości ponad 13 mld EURO w roku 2014 (rys. 1).

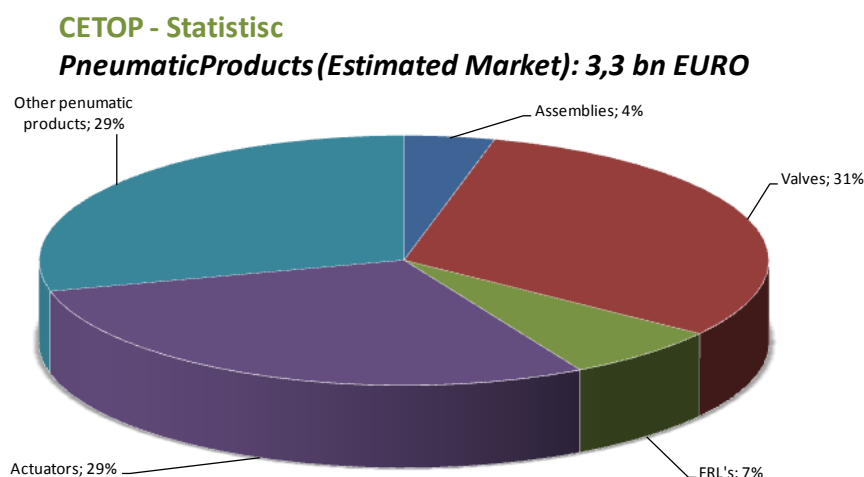


Rys. 1. Udział krajów stowarzyszonych w CETOP- sprzedaż krajowa hydrauliki i pneumatyki w 2014 roku, 13 mld EURO [3]

Stanowiło to wówczas 32% udziału w światowej produkcji wyrobów i usług w sektorze napędowej techniki płynowej. Dla porównania: produkt krajowy brutto w cenach bieżących w Polsce w 2013 roku wynosił 400 mld EUR. Dominowała w krajach CETOP produkcja i usługi sektora hydrauliki maszynowej ponad 70%, wynosząca w 2014 roku 9,7 mld euro (rys. 2), a sektora pneumatyki maszynowej 3,3 mld EURO (rys 3).



Rys. 2. Udział różnych komponentów hydrauliki sprzedanych w krajach CETOP w 2014 roku [3]



Rys. 3. Udział różnych komponentów pneumatyki sprzedanych w krajach CETOP w 2014 roku [3]

Warto też bliżej przyjrzeć się potencjałowi gospodarczemu reprezentowanemu przez 15 krajów stowarzyszonych w CETOP – Europejskim Komitecie ds. Hydrauliki i Pneumatyki (tabela 2).

Wybrane dane makroekonomiczne krajów CETOP w 2012* i 2013 roku [5]

Tabela 2

Kraj	Liczba ludności (mln)	PKB na jednego mieszkańca (w cenach bieżących w tys. USD)	Nakłady B+R w relacji do PKB (w %)*	Pracownicy B+R na 1000 zatrudnionych*	Nakłady na 1 pracownika B+R (w tys. USD)*
Belgia	11,237	45,601	2,24	9,7	153,003
Czechy	10,483	18,877	1,88	6,5	90,380
Finlandia	5,439	47,226	3,58	16,1	138,342
Francja	63,853	41,602	2,29	9,2	137,589
Hiszpania	47,888	29,580	1,30	7,1	93,645
Holandia	16,802	47,630	2,13	6,7	134,238
Niemcy	80,667	44,276	2,98	8,4	173,150
Norwegia	5,084	100,640	1,65	10,4	145,384
Polska	38,502	13,656	0,89	4,3	87,074
Rumunia	19,704	7,787	0,49	1,9	56,949
Słowenia	2,060	22,741	2,63	9,5	102,845
Szwajcaria	8,083	51,292	2,87	5,5	196,577
Szwecja	9,592	41,039	3,41	10,7	171,010
Turcja	76,248	10,532	0,92	3,3	120,393
Wielka Brytania	64,229	38,538	1,73	8,0	109,232
Włochy	59,866	33,929	1,27	4,5	112,512

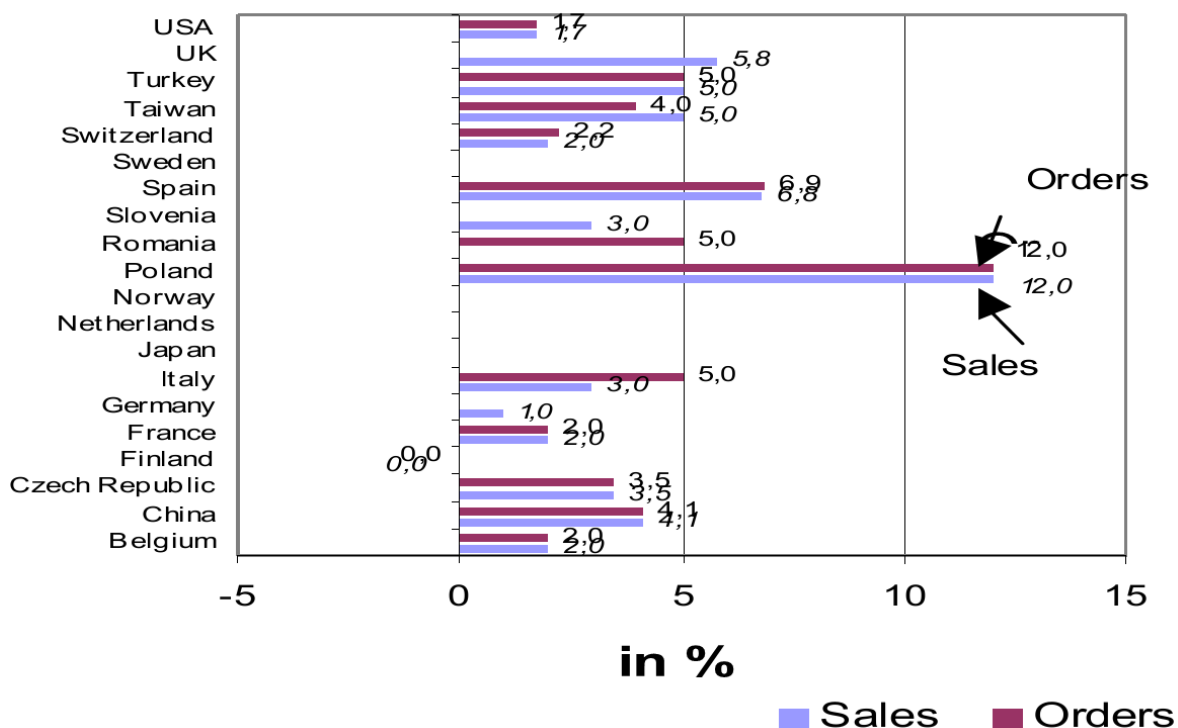
*)- dotyczy roku 2001

Łącznie w 2013 roku zamieszkiwało w tych krajach prawie 520 mln mieszkańców, a całkowity PKB w cenach bieżących wynosił 17 bilionów 317 mld USD. Średnio PKB na mieszkańca (w cenach bieżących) wynosił wówczas 33 320 USD, w Polsce 13 656 USD.

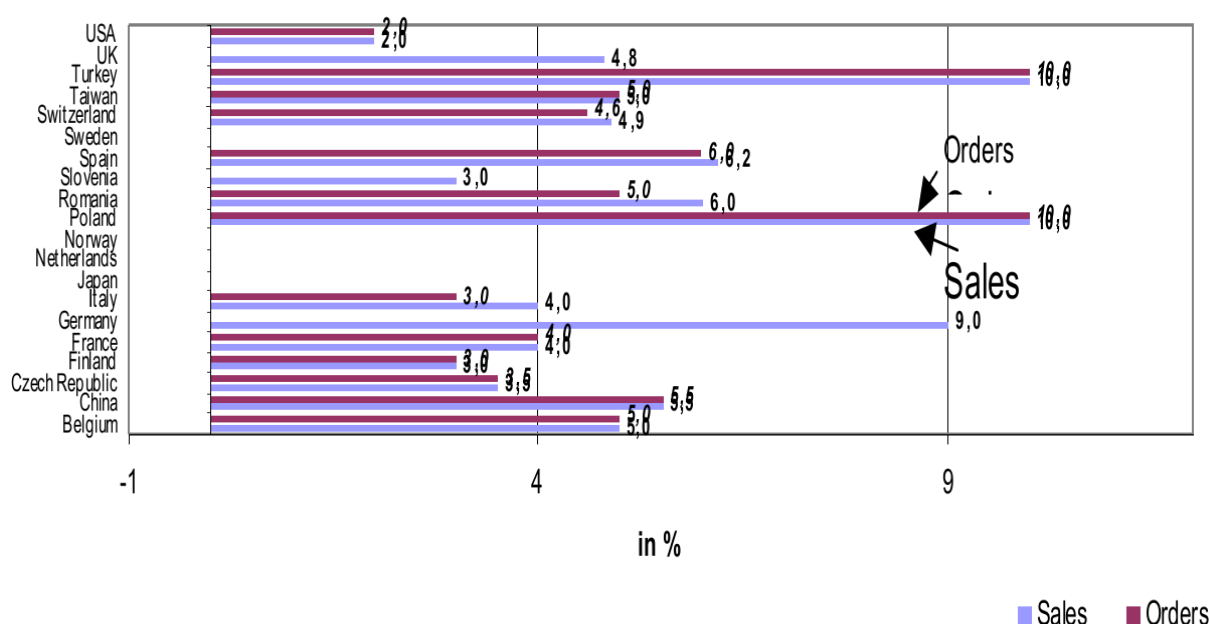
Interesujące może być porównanie danych liczbowych przedstawionych na rysunkach 1, 2 i 3 z danymi zamieszczonymi w tabeli 2. Chłonność całego rynku hydrauliki i pneumatyki w Polsce można szacować na około 160 -180 mln EURO rocznie. Stanowi to około 0,35 – 0,5 % udziału w rynku globalnym, w odniesieniu do potencjału europejskiego, krajów stowarzyszonych w CETOP, oznacza poziom około 1,3 %. 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 wynosi 4%, 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 2). I dlatego nie budzi zdziwienia fakt, że liderami w technice płynowej są Niemcy (33%), Włochy (15%), Francja (11%) i Wielka Brytania (9%). Przykład 5-milionowej Finlandii jest godny pozazdroszczenia. Innym przykładem odniesienia może być nasz południowy sąsiad- Czechy. Kraj o niemal czterokrotnie mniejszej liczbie ludności, większym o 38% PKB na jednego mieszkańca reprezentuje rynek 1% hydrauliki wśród krajów CETOP. Wyniki tej analizy dobrze uzupełnia obraz dynamiki sprzedaży w tych krajach (rys. 4).

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



Rys. 4. Prognoza dynamiki sprzedaży i zamówień produktów hydrauliki 2015 do 2014 [3]



Rys. 5. Prognoza dynamiki sprzedaży i zamówień produktów pneumatyki 2015 do 2014 [3]

3. Działalność i cele CETOP

W okresie globalizacji produkcji i handlu w którym światowe rynki wymuszają na firmach konieczność współpracy w bardzo różnorodnych formach; CETOP oferuje unikalne forum, zapewniając różnorodne formy wspierania, ściśle współpracując ze swoimi członkowskimi stowarzyszeniami.

Należy zaznaczyć, że ponad 80% członków stowarzyszeń w większości krajów stanowią firmy produkcyjne i produkcyjno-dystrybucyjne, oznacza to że wszystkie znane firmy w Europie należą do CETOP, a wiele z nich jest liderami wśród producentów hydrauliki i pneumatyki, „głównymi rozgrywającymi” na rynku międzynarodowym. Swoim członkom CETOP oferuje m. in.:

- unikalne i wiarygodne dane europejskie o ofertach odnoszących się do techniki płynowej, dopasowane odpowiednio do zainteresowań i potrzeb przemysłu; informacje są dostępne wyłącznie dla firm stowarzyszonych w CETOP,
- bazy danych o produktach i dostawcach, zawierające informacje o przeszło tysiącu firm i ich produktach,
- edukację i inicjatywy szkoleniowe,
- dokumenty o stanowisku dotyczącym dyrektyw UE, jako odpowiedź przemysłu na propozycje i dyrektywy komisji UE,
- lobbowanie w komisji EU, w odniesieniu do techniki, jak i rynku, harmonizowanie ogółouropejskich propozycji, co jest niezbędne do osiągnięcia sukcesu,
- miejsce wymiany doświadczeń i opinii.

Każde stowarzyszenie krajowe może wewnętrznie zachować swoją niezależność, nawet wówczas gdy na zewnątrz CETOP wypowiada się w imieniu wszystkich członków w sprawach europejskiego przemysłu hydrauliki i pneumatyki.

Ogólnoeuropejska koordynacja [4]. Jest to znacząca pomoc dla przemysłu techniki płynowej, widoczna zwłaszcza m. in. w sposobie reprezentowania interesów w Komisji EU w Brukseli. CETOP jest jedynym i bardzo skutecznym rzecznikiem europejskiego przemysłu hydrauliki i pneumatyki. Szczególne znaczenie ma aktywność członków CETOP w ORGALIME - Liason Group of European Mechanical, Electric, Electronic and Metal Working Industries. Ogólnoeuropejskie koordynowanie propozycji techniki i rynku jest konieczne; CETOP ułatwia działanie w koordynowaniu opinii odnoszących się do propozycji Komisji i projektów EU. Rezultatem są udokumentowane stanowiska, często pomocne w argumentacjach negocjacyjnych pomiędzy wytwórcami i klientami.

Normalizacja [4]. Formułowanie opinii zapewniane przez CETOP jest dla europejskich wytwórców istotne i potrzebne nie tylko w negocjacjach z Brukselą, ale także wpływa na rozwój regionalnych i międzynarodowych norm EN (europejskie) i ISO (międzynarodowe). CETOP odgrywa ważną rolę w pracach Komitetu Technicznego TC 131 płynów i kontroli zanieczyszczeń. Odpowiednie rekomendacje CETOP mają wpływ na określenie wymagań norm ISO. Warto wiedzieć, że udział w pracach tych gremiów i organizacji mają też przedstawiciele Polski [1].

Kontakty międzynarodowe. Pracując na rzecz europejskiego przemysłu hydrauliki i pneumatyki CETOP od dawna ma liczne, bliskie kontakty ze stowarzyszeniami spoza Europy w szczególności w USA i Chinach. Jest to istotne ze względu na cel tzw. strategią lizbońską – Unia Europejska chce zbudować najbardziej dynamiczną i najbardziej konkurencyjną gospodarkę w ciągu 10 lat.

Inicjatywy edukacyjne. Na plenarnym posiedzeniu w Ljublanie Zgromadzenie Ogólne CETOP przyjęło przygotowany przez Komisję ds. Edukacji dokument „Wytyczne CETOP do zatwierdzania kompetencji centrów edukacyjnych”. Zgodnie z tą koncepcją będą w krajach członkowskich pod auspicjami organizacji- członków CETOP, powstawały centra edukacyjne kształcące, wg jednolitych wymagań, specjalistów w trzech zasadniczych obszarach:

- Hydraulika maszyn mobilnych,
- Napędy i sterowanie hydrauliczne w urządzeniach przemysłowych,
- Napędy i sterowanie pneumatyczne.

Absolwenci tych szkoleń będą się legitymować odpowiednim certyfikatem CETOP, honorowanym we wszystkich 15 krajach członkowskich.

Public relations i prezentacje na targach oraz wystawach, np. w: Hanowerze Szanghaju, Las Vegas, Mediolanie, New Delhi, Istambule a także w Katowicach i Kielcach są ważną częścią strategii. CETOP pracuje nad projektem wydawania prasy o zasięgu międzynarodowym i projektem światowej dystrybucji tej prasy. Ważnym źródłem informacji jest wydawany w cyklu dwuletnim katalog „CETOP Directory” pomyślany jako przewodnik dla kupujących, prezentuje wszystkie firmy i ich produkty, należące do stowarzyszeń – członków tej organizacji. CETOP współpracuje też z prasą techniczną, ekonomiczną, zwłaszcza z branżową, łącznie z 45 tytułami, np. miesięcznika „Ö+P”, kwartalnikiem „Hydropneuma”, a także krajowym "Hydraulika i Pneumatyka" oraz "Napędy i Sterowanie".

Strona internetowa [4]. CETOP ma własną urzędową stronę internetową www.cetop.org, co ułatwia uzyskanie informacji o każdym z jego stowarzyszeń członkowskich i ich firmach - członkach. Strona internetowa jest ciągle uzupełniana i aktualizowana. Ponadto na stronie tej można znaleźć szczegółowe informacje o wystawach, publikacjach normach technicznych i zaleceniach oraz inne ciekawe doniesienia dotyczące CETOP. Ten serwis zawiera obszerne, na bieżąco aktualizowane informacje dla wszystkich specjalistów, szukających danych oraz zgłaszających pytania dotyczące hydrauliki i pneumatyki.

Przedstawiciele zarządu i sekretariatu. CETOP oferuje swoim członkowskim stowarzyszeniom i należącym do nich firmom wsparcie w rozwiązywaniu ekonomicznych i technicznych problemów. Różne grupy robocze i komisje tworzą forum eksperckie dla europejskiego przemysłu napędów hydraulicznych i pneumatycznych oraz ich stowarzyszeń. Organizowane są spotkania służące rozwiązaniu różnych problemów.

Największymi stałymi zespołami roboczymi są:

- Komisje ds. Technicznych w Hydraulice i Pneumatyce;
- Komisja Ekonomiczna;
- Komisja ds. Marketingu i Komunikacji;
- Komisja ds. Edukacji.

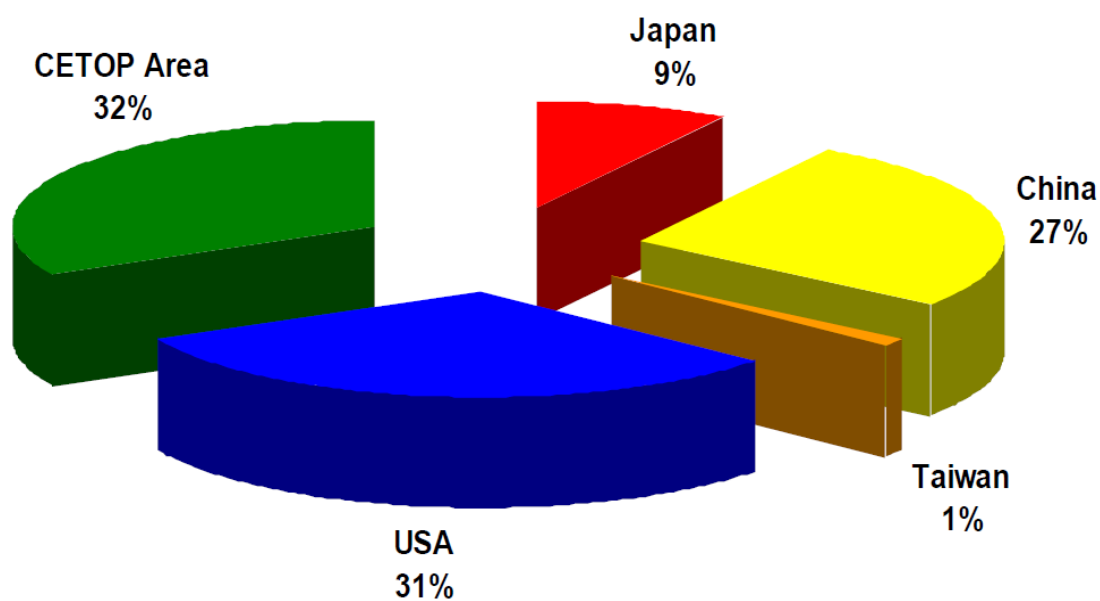
Na czele CETOP stoi Rada Prezydencka, w skład którego wchodzi: prezydent, poprzedni prezydent oraz prezydent honorowy, czterech wiceprezyci ds. Technicznych, ds. Ekonomicznych, ds. Marketingu i Komunikacji, ds. Edukacji oraz sekretarz generalny. Najważniejszym organem statutowym CETOP jest Zgromadzenie Ogólne, które jest zwoływane co najmniej raz w roku [4]. Strona internetowa: www.cetop.org, e-mail: info@cetop.org.

4. CETOP a globalny rynek techniki płynowej

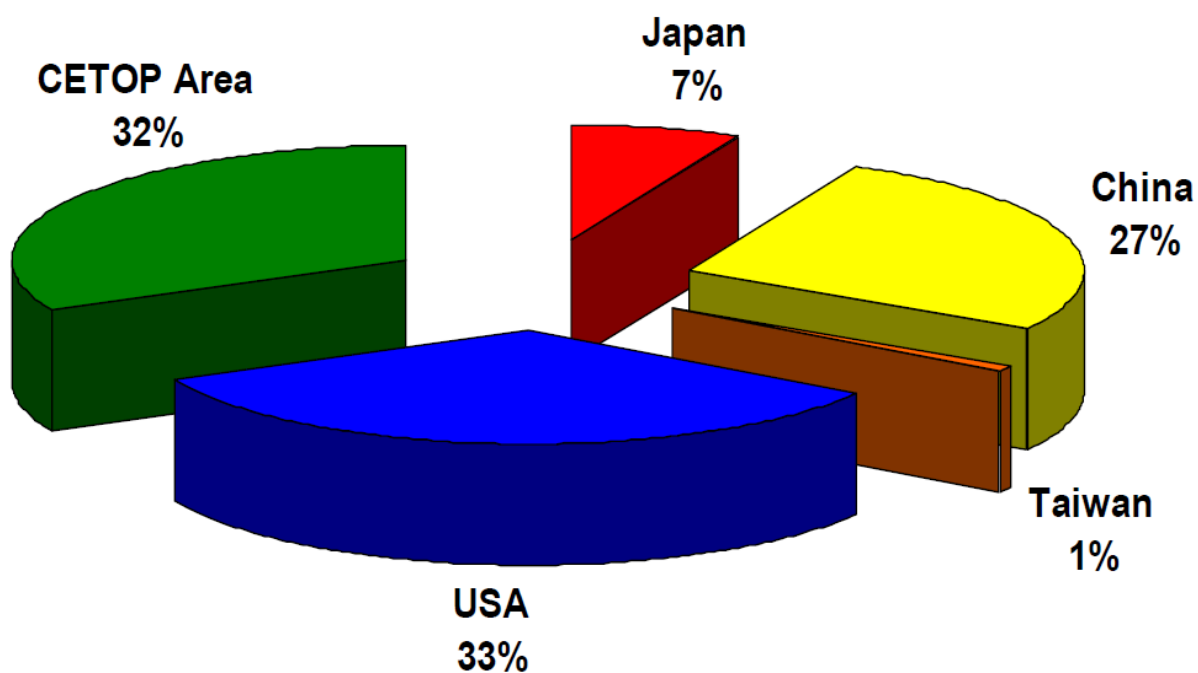
Światowa produkcja wyrobów i usług w sektorze napędowej techniki płynowej osiągnęła w 2014 r. wysokość, nie uwzględniając techniki lotniczej, 35,65 mld EURO. Dominowała produkcja sektora hydrauliki maszynowej, która wynosiła 25,82 mld EURO (73%), a sektora pneumatyki maszynowej w wysokości 9,84 mld EURO [3].

Produkcja hydrauliki i pneumatyki stanowi domenę firm i koncernów o zasięgu globalnym ulokowanym głównie w sześciu najwyżej rozwiniętych technologicznie i gospodarczo krajach: USA, Japonia, Niemcy, Włochy, Chiny, Francja których łączna sprzedaż obejmuje 76% tego sektora. Zwraca uwagę fakt, że wśród najsilniejszej i najbogatszej zarazem szóstki wyraźnie dominuje pierwsza czwórka: USA, Chiny, Japonia i Niemcy.

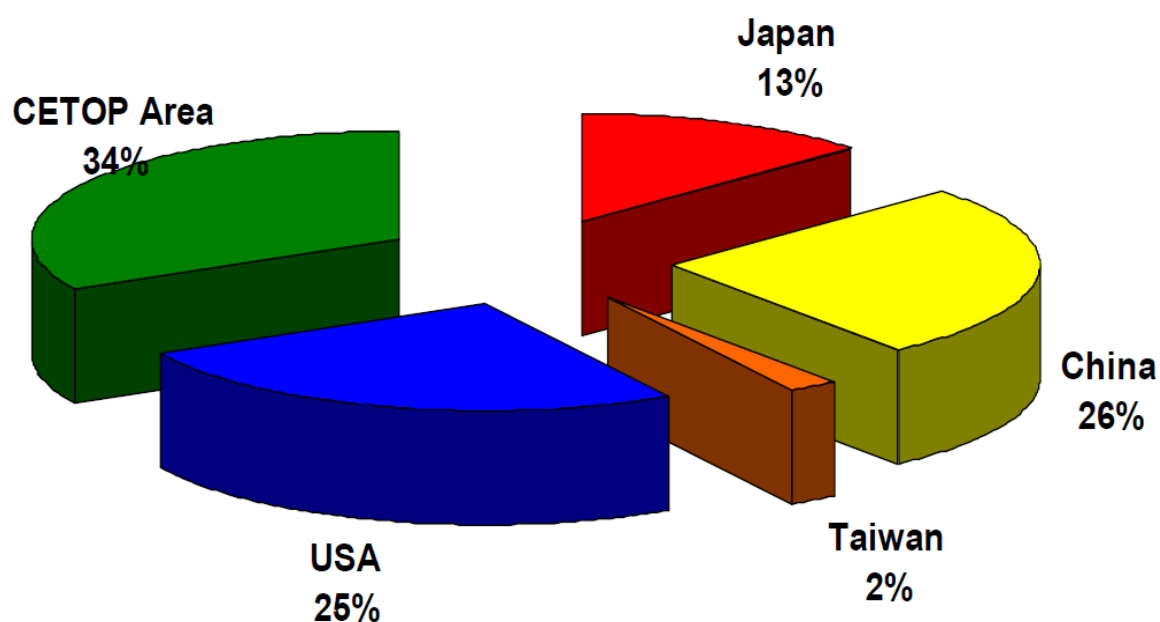
Udział 15 krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku techniki płynowej ma charakter znaczący, by nie powiedzieć dominujący. Na kolejnych rysunkach: 5, 6, 7, przedstawiono głównych udziałowców odpowiednio: rynku techniki płynowej jako całości i odrębnie rynku hydrauliki i pneumatyki.



Rys. 5. Główni udziałowcy rynku techniki płynowej o wartości 35,65 mld EURO w 2014 roku [3]



Rys. 6. Główni udziałowcy rynku wyrobów hydrauliki maszynowej o wartości 25,81 mld EURO w 2014 roku [3]



Rys. 7. Główni udziałowcy rynku wyrobów pneumatyki o wartości 9,84 mld EURO w 2014 roku [3]

Przedstawione powyżej przykładowe dane statystyczne o rynkach i występujących na nich produktach obejmują informację daleko wychodzącą poza kraje CETOP. Jest to możliwe dzięki powstaniu przed kilku laty ISC Fluid Power- International Statistic Committee, w którego skład wchodzi oprócz CETOP- Chiny, Indie, Japonia, Tajwan i USA. Na czele ISC stoi dr Amadio Bolzani - Prezydent Honorowy CETOP. Komitet na roboczo zbiera i analizuje informacje dostarczane przez organizacje z krajów członkowskich dotyczące głównie sprzedaży i zamówień na rynkach krajowych: sprzedaż krajowa własnej produkcji + import.

Dostarczane informacje mają trzy zasadnicze postaci:

I. Comiesięczne dane o:

- klimacie dla biznesu w danym kraju,
- tendencji rynku krajowego: spadek, bez zmian, wzrost w trzech kategoriach: hydraulika przemysłowa, hydraulika mobilna i pneumatyka.

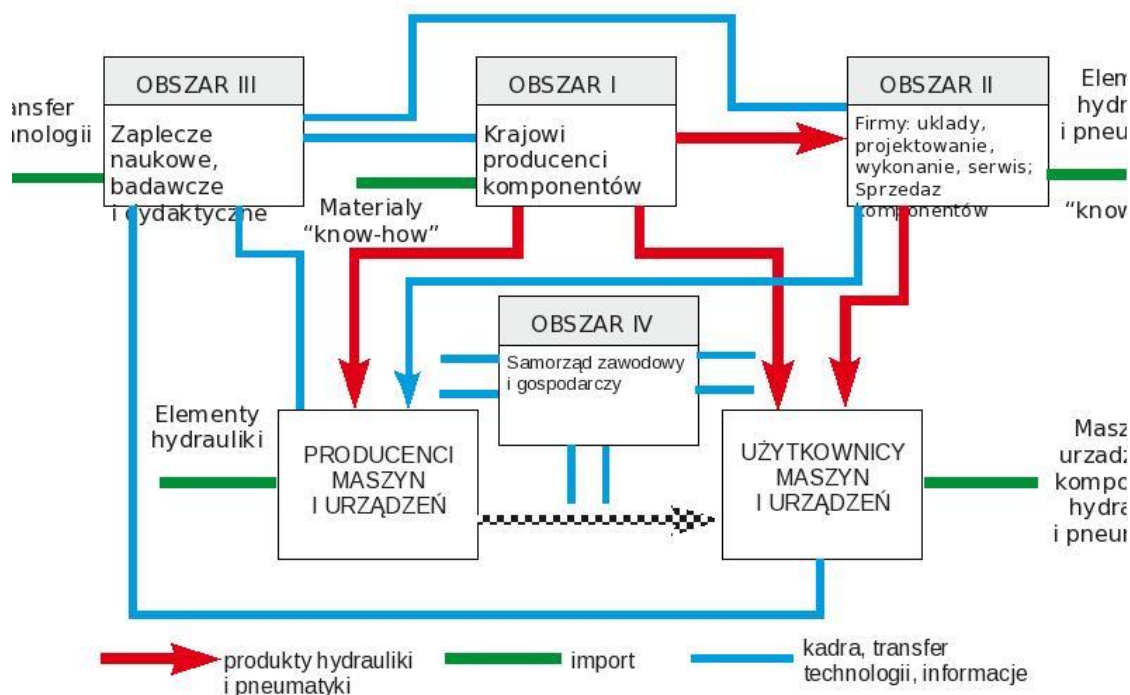
II. Kwartalne dane o dynamice sprzedaży krajowej i zamówieniach:

w postaci: I kwartał do I kwartału, I-II do I-II kwartału, I-III do I-III kwartału oraz I-IV do I-IV kwartału roku aktualnego do poprzedniego. Informacje dodatkowe stanowią prognozy roczne i kwartalne. Tu również analizowane są trzy kategorie: hydraulika przemysłowa, hydraulika mobilna oraz pneumatyka.

III. Roczne informacje o wartości sprzedaży różnych rodzajów wyrobów techniki płynowej z podziałem na produkty hydrauliki maszynowej i produkty pneumatyki.

5. Współpraca Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych z CETOP

W maju br. minęło 10 lat przynależności naszej Korporacji do CETOP [2]. Zespół osób związanych formalnie lub emocjonalnie z działalnością Korporacji dotyczącą tego obszaru zmienił się nieznacznie w ciągu tej dekady. Na wstępie należy powiedzieć, że poprzez współpracę z CETOP wiele się nauczyliśmy i zrozumieliśmy sposób funkcjonowania ludzi i organizacji w krajach zachodniej Europy.



Rys. 8. Struktura krajowego sektora hydrauliki i pneumatyki

W tym miejscu należy zaznaczyć, że Korporacja jest tylko jedną z organizacji tworzących krajowy sektor techniki płynowej jako organizacja samorządu gospodarczego, działająca w ramach posiadającej osobowość prawną Izby Gospodarczej Komponentów i Technologii. Działalność Korporacji ma bardzo otwarty i wielostronny charakter i dlatego informacje, a także możliwości aktywności w ramach CETOP dotyczą całego krajowego środowiska w tym: firm, instytucji, uczelni i organizacji, a przede wszystkim ludzi, specjalistów techniki płynowej.

Poniżej przedstawiono zasadnicze elementy składające się na współpracę Korporacji jako członka CETOP.

Negocjacje o przyjęcie Korporacji do CETOP rozpoczęły się w październiku 2003 r. i były bardzo wyczerpujące i dociekliwe. Po decyzji o przyjęciu Korporacji do CETOP w 2005 r. sytuacja zmieniła się diametralnie- pełne otwarcie i zaufanie oraz służenie cierpliwą pomocą w wielu problemach. Dowodem tego zaufania (albo sprawdzenia na głębokiej wodzie) było powierzenie naszej Korporacji zorganizowanie CETOP General Assembly w czerwcu 2006 roku w Krakowie.

- Dostarczanie do naszych firm członkowskich informacje o sytuacji na rynkach techniki płynowej w postaci:

- wartości sprzedanych, w danym roku na rynkach poszczególnych krajów CETOP, wyrobach hydrauliki i pneumatyki- wg asortymentów,
- informacji kwartalnych o dynamice sprzedaży i dynamice zamówień, a także o prognozach na rynkach poszczególnych krajów CETOP.

Oczywiście wymaga to wcześniejszego uzyskania informacji o takich danych od naszych firm członkowskich, a także z własnych źródeł, przeanalizowania oraz opracowania syntetycznego i przesłania do Sekretariatu CETOP.

- CETOP Directory - wydawany w cyklu dwuletnim zbiór informacji o CETOP i tworzących go organizacjach krajowych. Przede wszystkim jest to platforma informacyjna o asortymencie produkcji firm zajmujących się hydrauliką i pneumatyką w danym kraju członkowskim.

- Patronaty CETOP. CETOP może objąć swoim patronatem istotne wydarzenia związane z sektorem techniki płynowej:

- Patronat Prezydenta CETOP- Targi HPS 2008, 2010, 2012, 2014. Czynny udział Prezydenta lub/i Wiceprezydenta CETOP.
- Patronat Prezydenta CETOP- Targi PNEUMATICON Kielce- corocznie od 2009r.
- Patronat Prezydenta CETOP- Międzynarodowa Konferencja Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2007, 2009, 2012, 2015. Czynny udział Prezydenta lub Wiceprezydenta CETOP.

- Porozumienia bilateralne organizacji krajowych w ramach CETOP. Umowa o współpracy naszej Korporacji z rumuńską Korporacją FLUIDAS. Współpraca ta i aktywny udział przedstawicieli obu stron na targach HPS i Targach i Konferencji HERVEX doprowadziły do umowy pomiędzy Instytutem Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach i Instytutu INOE z Bukaresztu.

- Edukacja:

CETOP promuje edukację w obszarze techniki płynowej. Ideą nadrzędną opracowanych programów kształcenia w tym obszarze jest edukacja, poprzez kompetencje czyli umiejętności mające za zadanie zwiększanie świadomości oraz poprawne użytkowanie układów hydraulicznych i pneumatycznych. W ostatnim czasie Korporacja odniosła wielki sukces. Centrum edukacyjne pod kierownictwem prof. Andrzeja Sobczyka z Politechniki Krakowskiej, jako pierwsze w Polsce po spełnieniu wszystkich wymagań uzyskało akredytację CETOP do organizowania i przeprowadzania szkoleń według zaleceń zawartych w CETOP Education Recommendations z zakresu hydrauliki i pneumatyki. Na uwagę zasługuje fakt, że po ukończeniu takiego kursu jego absolwenci otrzymują certyfikat CETOP- rozpoznawalny i uznawany we wszystkich krajach Unii Europejskiej. Do tej pory podobne certyfikaty można było uzyskać w 30 ośrodkach w Europie. Politechnika Krakowska jest więc 31 takim ośrodkiem-ogromne gratulacje.

- Aktywny udział przedstawicieli Korporacji w tzw. szczytach gospodarczych organizowanych na targach w Hanowerze, Mediolanie, Las Vegas.

- Walne Zgromadzenie CETOP, które odbyło się we Wrocławiu.

6. Podsumowanie

Spoglądając na minioną dekadę naszego członkostwa w CETOP wydaje się, że powinniśmy mieć poczucie satysfakcji. Przeważa jednak uczucie niedosytu, nie wykorzystanych szans i okazji. Potencjalne korzyści z przynależności (czytaj aktywności) do CETOP dla firm i instytucji sektora krajowej techniki płynowej w dłuższej perspektywie czasu są bardzo obiecujące - ta organizacja funkcjonuje z powodzeniem już ponad pół wieku. Nasza przynależność do UE to tylko 11 lat, a jakie nastąpiły zmiany w naszej gospodarce i w naszym życiu.

Chcemy wzbudzić zainteresowanie i zachęcić do bezpośredniej współpracy, do zgłaszania nowych pomysłów, wniosków i propozycji. Chętnie mówimy o deficycie potencjału społecznego w naszym kraju. Podejmowaniu indywidualnych i zespołowych inicjatyw przez wszystkich, którym przyszłość polskiego sektora techniki płynowej nie jest obojętna- to po prostu konieczność!

Jesteśmy w CETOP już 10 lat i co dalej?

Literatura

1. Burzyński W., Banaś M.: Ogólne zasady i wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i ich elementów na przykładzie Normy Europejskiej EN ISO 4413: 2010. Konferencja Napędy i Sterowanie Hydrauliczne i Pneumatyczne 2012, Wrocław 16-18 maja 2012.
2. Burzyński W., Chrostowski H., Gotartowski Z., Młyńczak A., Tarasewicz I.: Krajowa hydraulika i pneumatyka w CETOP. Konferencja Badania, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych. CYLINDER 2005. Zakopane- Kościelisko 19-20 września 2005.
3. Bolzani A. : 2000-2014 ISC AREA FLUID POWER HOME CONSUMPTION. Fluid Power Summit Meeting, Hannover 15.04.2015.
4. European Fluid Power CETOP Directory 2015/2016.
5. Rocznik Statystyczny Rzeczypospolitej Polskiej. 2014. Warszawa 2015.

**MOŻLIWOŚCI TRANSFERU INNOWACYJNOŚCI I TECHNOLOGII
W ZAKRESIE EKSPLOATACJI I PRZERÓBKİ SUROWCÓW
MINERALNYCH**

**OPPORTUNITIES IN ACTIVITIES OF INNOVATION
AND TECHNOLOGICAL TRANSFER IN THE FIELD OF MINERAL
RESOURCES EXPLOITATION AND PROCESSING**

Radu JECU, Bianca STANCU - Research & Development National Institute for Metals and Radioactive Resources INCDMRR-ICPMRR; Technological Information Centre for Mineral Resources CIT CENTIREM, Bucharest – Romania

**1. Brief presentation of the Technological Information Centre for Mineral Resources
CIT CENTIREM**

1.1. General information

The Technological Information Centre for Mineral Resources (CIT) CENTIREM is an autonomous entity without legal personality, constituted within The Research & Development National Institute for Metals and Radioactive Resources INCDMRRR - ICPMRR Bucharest – Romania; CENTIREM was accredited for a period of 5 years, according to Decision No. 9116 / 26.10.2005 and Certificate No. 02 / 11.01.2005 issued by the National Authority for Scientific Research (ANCS), in the GD 406/2003 and re- accredited according to Decision No. 9518/18.02.2011 and Certificate No. 49/01.03.2011.

1.2. Mission

The mission of CIT CENTIREM is to develop the technological information of the economic agents, their knowledge transfer and quality management, in order to generate and increase the competitiveness of the activities in the Romanian mineral resources sector. It acts for sustainable economic and social development of this economic field by creating and developing the innovative framework, which introduces the total quality system and human resources development and provides the full access to the technological performance.

CIT-CENTIREM operates, by strategic actions, for implementing the strategy of INCDMRR Bucharest, and it is developed as the main interface between INCDMRR Bucharest and the research, development and innovation environment - on the one hand and socio-economic system - on the other hand.

1.3. Main objectives of CIT CENTIREM

- To increase the potential to disseminate science and technology information (editorial activities: publishing of technical books / reports / journals, catalogs, brochures, analyses, studies and other informative papers, electronically and in hard copy; organization of scientific and specialized exhibitions) in the mineral resources and environmental protection field.

- To develop the informational partnership, increase the technological documentation degree (identification of partners in the academic, research and economic environment; consultancy in elaborating research and development projects; provide consultancy on specific methodologies and technological level of the mineral resources field; identify, facilitate and optimize successful innovative partnerships.
- To increase the number of SMEs that apply new technologies.
- To introduce the quality management in the mineral resources sector.
- To increase public awareness of the applied science results and technologies.

Field of interest

- Mineral resources exploitation (mining, processing etc).
- Recovery and reuse of abandoned or decommissioned mining sites.
- Protection / restoration / environmental rehabilitation of the environment affected by mineral resources exploitation.
- National and international partnerships for developing research & development activities in the field of mineral resources and environmental management.
- Dissemination of results.

2. The opportunities that CIT CENTIREM can provide

The opportunities that CIT CENTIREM can provide may be grouped in 3 categories:

- determined by its own fields of activity (mineral resources economic sector and respectively research, development & innovation);
- caused by its specific concerns; and
- determined by its affiliation and integration as a technological transfer and innovation entity.

2.1. The opportunities determined by its specific field of activity

2.1.1. The opportunities arising from belonging to the mineral resources sector

CIT CENTIREM is the unique Romanian technological transfer and innovation entity in the mineral resources field. Consequently, it relates to private and state Romanian and foreign companies that collaborate with Romanian partners or activate in Romania.

Trying to exploit this advantage, one of the most important activities carried out by CENTIREM from the beginnings of its activities within its first project's framework was the elaboration of a data bank named CEOFREM, which was focused on the achievement of a virtual market for products, services and technologies in the field of mineral resources, where the buyers and sellers were able to meet, negotiate and do commercial transactions. The CEOFREM data bank was conceived as an integrated „business to business” collaboration

platform, where the subscribed members, such as firms, companies, organizations, experts to share interests and cooperate on-line. In order to achieve this data bank, CIT CENTIREM conducted a marketing research, a documentation concerning the cooperation and business opportunities and became member of World Trade Point Federation. Unfortunately, the global economic crisis stopped this activity.

2.1.2. The opportunities arising from belonging to the research, development & innovation field

Another advantage is that CIT CENTIREM is a department of the only National Institute for Research and Development of Romania in the mineral resources sector, named INCDMRRR - ICPMRR in Bucharest - Romania.

R & D National Institute for Metals and Radioactive Resources is one of the leaders of the Romanian technology providers, specialized in: mining, geomining, geomechanics, mineral processing, extractive metallurgy, wastewater decontamination, site rehabilitation and environment engineering.

Our institute has:

- top expertise in many areas related research (environmental impact assessment, biotechnologies applied in mineral processing, soil remediation and waste waters cleaning, etc);
- Infrastructure facilities built to fulfill the required standards;
- Vast scope for encouraging young scientists to pursue research in advanced fields applied in mineral mining and processing;
- Relatively stable market and possible expansion by diversifying its research and innovation services and product range;
- Advantageous geographical location with open availabilities to multiple collaborations and the possibility to organize a business incubator or a micro-industrial park at the pilot plant setup.

Working closely with the industry and other research organisations, INCDMRRR offers R & D expertise, in lab / situ / pilot tests, stability assessment of mining structures, processing technologies for radioactive, precious, non-ferrous and rare metals.

2.2. The opportunities caused by CIT CENTIREM specific concerns

CIT CENTIREM is very interested in the communication of science as a major part of its concerns. Our concerns have resulted in several principal directions:

2.2.1. Research activities that led to a series of articles and papers, published and/or presented at national and foreign events & symposia

The articles are focused on the importance of the communication of science in the field of innovation, the usefulness of interdisciplinary researches and the necessity of specialized human resources training.

Probably the most appreciated paper is that written for the 6th International Conference for Entrepreneurship, Innovation and Regional Development (ICEIRD) that took place in 2013 in Istanbul, titled Public Relations & Communication for Innovation & Regional Development. We related there to the possibility of application of an Asian concept in order to achieve the sustainable regional development in the Balkans.

2.2.2. Organizing events on various topics related to the relationship between mining and environment

Since 2012 CIT CENTIREM organizes an yearly national round table, that grows and brings together specialists from the principal research & development and higher education concerned by the very actual proposed topics.

As an outstanding event, we mention that in 2009 Romania was much honoured to be the host of The 13th Balkan Mineral Processing Congress. According to their concerns, The National Research & Development Institute for Metals & Radioactive Resources and its Centre for Technological Information were the principal organizers of this third Romanian edition, after the 2nd and the 7th ones, as a result of the important contribution of the Romanian mineral processing engineers, cofounders of the International Association of Engineers of South-East European Countries in 1971. This outstanding scientific event took place in Bucharest, at the Intercontinental Hotel, between 14th and 17th of June 2009. For the 13th BMPC edition, at the end of the process 152 papers were selected. Their authors (369) were from 27 countries from all over the world. Participation of specialists from so many countries outside the Balkan region was the best evidence of the increasingly high prestige of the Congress throughout the world and their high interest for all the proposed scientific sessions (15) were well reflected by the large number of the submitted papers.

2.2.3. "Buletin Centirem"

Maybe the most long-lasting activity of our Centre is the publishing of our scientific magazine, which debuted in 2003, even if it was interrupted for several years.

2.3. The opportunities determined by its affiliation and integration as a technological transfer and innovation entity

2.3.1. The National Technology Transfer & Innovation Network (ReNITT)

The National Technology Transfer & Innovation Network is an initiative of The National Authority for Scientific Research as a result of the application of the program „INFRATECH”, approved by the Government Decision 128 / 2004. Initiated in Romania around 2000, Innovation & Technology Transfer activities were promoted, supported and stimulated at national scale by implementing the program „INFRATECH” (2004 – 2008), launched and coordinated by the Direction for Innovation & Infrastructures of the National Authority for Scientific Research. The projects were aiming to settle technology and business incubators, technology transfer centers, technology information centers, science & technology parks, technology & business incubators as well as offices matching the industry demand with the technological research supply.

Within the National Technology Transfer & Innovation Network, there are 54 accredited entities: 14 technology transfer centers, 20 technology information centers, 16 technology & business incubators and 4 science & technology parks. All these 54 entities are operating under the Government Decision 406 / 2003. Besides, there are more science & technology parks under development, set-up on the basis of Government Ordinance 14 / 2002 approved by Law 50 / 2003. The National Technology Transfer & Innovation Network is evenly covering the national area with important nodes in Bucharest, Craiova, Arad, Cluj-Napoca, Deva, Iași, Râmnicu-Vâlcea, Timisoara, Tulcea, Brasov and Sf. Gheorghe.

The National Technology Transfer & Innovation Network is a national reference point for the principal stakeholders in the transfer of knowledge and technology in order to:

- support the socioeconomic development, stimulating the innovation and the technological transfer, attracting investments in order to turn to advantage the research, development & innovation activities and the human resources in the field;
- increase the visibility of the research, development & innovation units and the exploitation of the research, development & innovation results;
- improve the competitiveness of the small & medium enterprises and their innovation processes through the development of supply services for transfer of knowledge and technology;
- promote a market for the research, development & innovation results in all sectors of the Romanian economy;
- promote the national exchange of information, expertise, methodologies and best practice;
- stimulate partnerships and networking.

The beneficiaries of The National Technology Transfer & Innovation Network are not only the founder organizations, but other universities, economic agents, research, development & innovation units, innovative SMEs, micro-enterprises, start-ups & spin-offs, individual innovators etc., too.

As a member of the National Technology Transfer & Innovation Network, CIT CENTIREM can mediate relations between all ReNITT entities and Romanian and / or foreign organizations in order to achieve the objectives of the network and/or of the individual members involved.

2.3.2. Romanian Association for Technology Transfer and Innovation (ARoTT)

The entities of the National Technology Transfer & Innovation Network Romanian also are members of the Association for Technology Transfer and Innovation – ARoTT – a professional, non-governmental and non-profit organization of the Romanian technological transfer and innovation profile units. Its first purpose is promoting and protecting business environment of technological transfer entities and innovative business from Romania in order to improve the activity of the members.

Some of the Association attributes (see www.arott.ro) can be subjects for international collaboration, using the foreign expertise and the good practice, e.g. :

- Organize and promote professional and commercial contacts of entities from same activity domain;

- Elaborate and promote legislative initiatives for members and facilitate members access to governmental and non-governmental organizations;
- Assistance and promote of individual, common or third person projects;
- Promote economical competitiveness concept through R&D and Innovation;
- Promote quality in members activity;
- Promote sustainable development concept for/through members activity;
- Stimulate and promote innovative activities, protect technical and intellectual rights;
- Promote industry image inside and outside of country;
- Perform technological transfer activities, research-development, studies and strategy development, creating databases, centralize information and ensure non-discriminatory access of members;
- Promote and participate in informational and knowledge society implementation in Romania;
- Organize improving actions inside/outside of country for members' benefit;
- Organize events and programs for young people in order to promote Informational Society and Knowledge Society;
- Study elaboration, information sharing, specialty consulting for members or third persons;
- Propose to legal organization promoting of normative documents for members;
- Initiate meetings and professional contacts.

3. Conclusions

The Technological Information Centre for Mineral Resources (CIT) CENTIREM is the ideal Relay to address the economic, business and R D I communities especially in the mineral resources field but not only.

KONCEPCJA AGREGATU HYDRAULICZNEGO DO ZASILANIA UKŁADU HAMULCA AWARYJNO-POSTOJOWEGO ELEKTRYCZNEJ LOKOMOTYWY AKUMULATOROWEJ

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

Transport kopalniany jest jednym z głównych ogniw procesu wydobywczego każdego zakładu górniczego. Jego efektywność przekłada się zarówno na rachunek ekonomiczny, jak i bezpieczeństwo pracy, a także na komfort pracy górników. W zakresie kolei podwieszonych i spągowych, stosowane są głównie maszyny z napędem spalinowym. Istotnym ich ograniczeniem w stosowaniu w warunkach kopalni głębinowych są emitowane do otaczającej atmosfery spaliny oraz ciepło. W celu ograniczenia tych niekorzystnych zjawisk podjęto w ITG KOMAG prace rozwojowe nad ciągnikami i lokomotywami zasilanych z akumulatorów.

W rozwiązaniach takich przeniesienie napędu, hamowanie manewrowe i sterowanie odbywa się głównie na drodze elektrycznej. Jedynymi czynnościami, które podobnie jak w maszynach z napędem spalinowym, realizowanymi na drodze hydraulicznej są hamowanie awaryjne oraz postojowe. Podyktowane jest to zabudową hamulca oraz zapewnieniem bezpieczeństwa pracy, co zapewnia hamulec awaryjno-postojowy. Poprawne działanie hamulca związane jest z bezawaryjnym działaniem zasilającego go agregatu hydraulicznego. Ze względu na specyfikę działania hamulca oraz jego warunki pracy nie jest możliwe zastosowanie typowych agregatów dostępnych w handlu. Stąd w ITG KOMAG podjęto się skonstruowania i wdrożenia agregatu hydraulicznego dedykowanego do układów hamulcowych.

2. Założenia techniczne i budowa agregatu

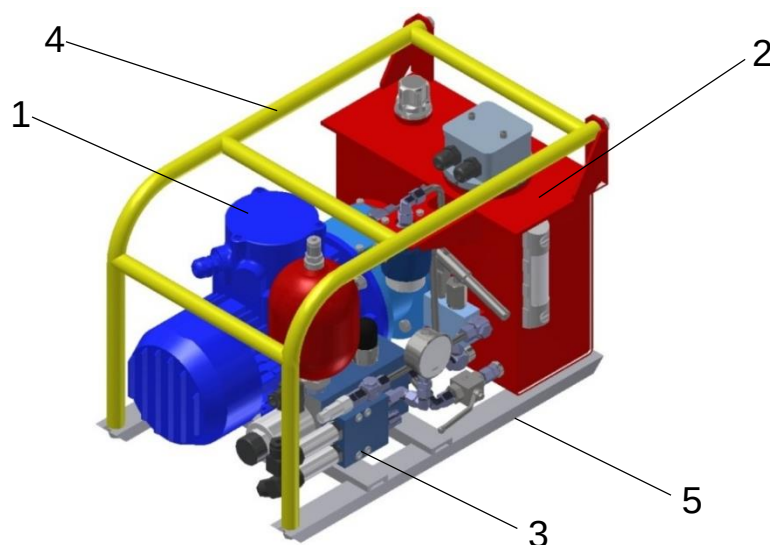
Agregat przeznaczony jest do zasilania hamulca postojowo-awaryjnego lokomotywy akumulatorowej i charakteryzuje się następującymi parametrami:

- | | |
|---|--------------------------|
| • moc silnika elektrycznego | 1,1 kW, |
| • prędkość obrotowa silnika elektrycznego | 1405 min ⁻¹ , |
| • wymiary gabarytowe agregatu | ok. 675x400x400 mm, |
| • ciśnienie nominalne hamulca | 11 MPa, |
| • ciśnienie minimalne hamulca | 9 MPa, |
| • ciśnienie maksymalne hamulca | 23 MPa. |

Prace projektowe prowadzono w oparciu o wytyczne zawarte w rozporządzeniach i właściwych normach [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9] w celu spełnienia wymagań dotyczących bezpieczeństwa pracy.

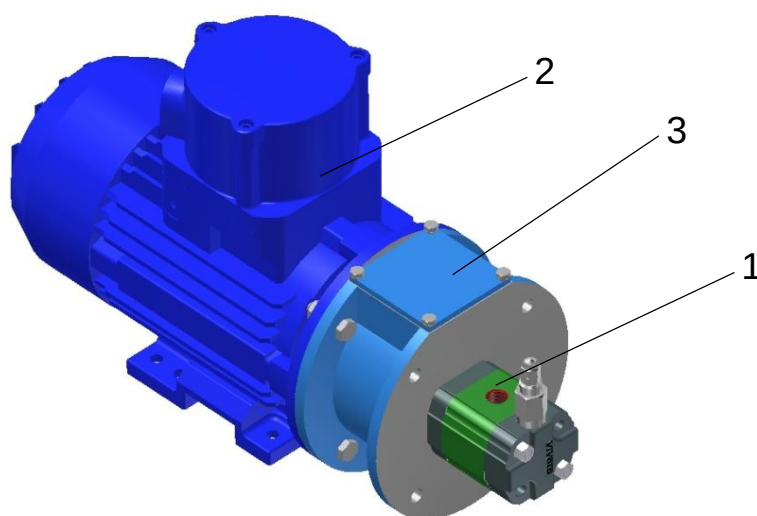
Hydrauliczny agregat hamulcowy (rys. 1) stanowi zwartą konstrukcję, w której można wyróżnić następujące główne podzespoły:

- zespół pompowy (poz. 1),
- zespół zbiornika (poz. 2),
- blok zaworowy z akumulatorem (poz. 3),
- rama (poz. 4),
- sanie (poz. 5).



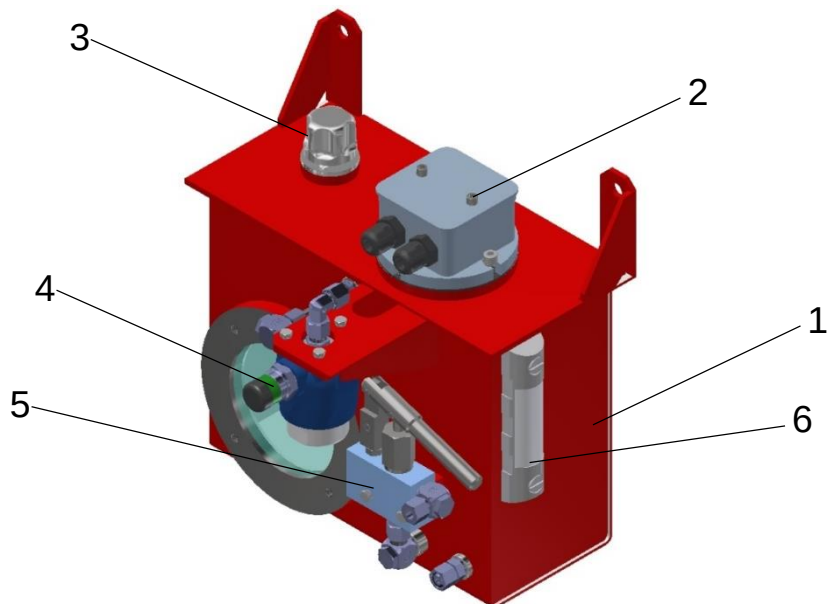
Rys. 1. Hydrauliczny agregat hamulcowy HAH 1 [1]

Zespół pompowy składa się z silnika elektrycznego o mocy 1,1 kW i pompy zębatej o geometrycznej objętości roboczej $2,08 \text{ cm}^3/\text{obr}$, połączonych ze sobą sprzęgłem Oldhama (rys. 2). Pompę wyposażono w zawór przelewowy zabezpieczający ją przed nadmiernym wzrostem ciśnienia. Zespół ten zbudowany został w sposób umożliwiający zatopienie pompy na stałe w zbiorniku oleju hydraulicznego, co znacznie zmniejszyło gabaryty całego agregatu.



Rys. 2. Zespół pompowy [1]
1-pompa zębata, 2-silnik elektryczny, 3-sprzęgło

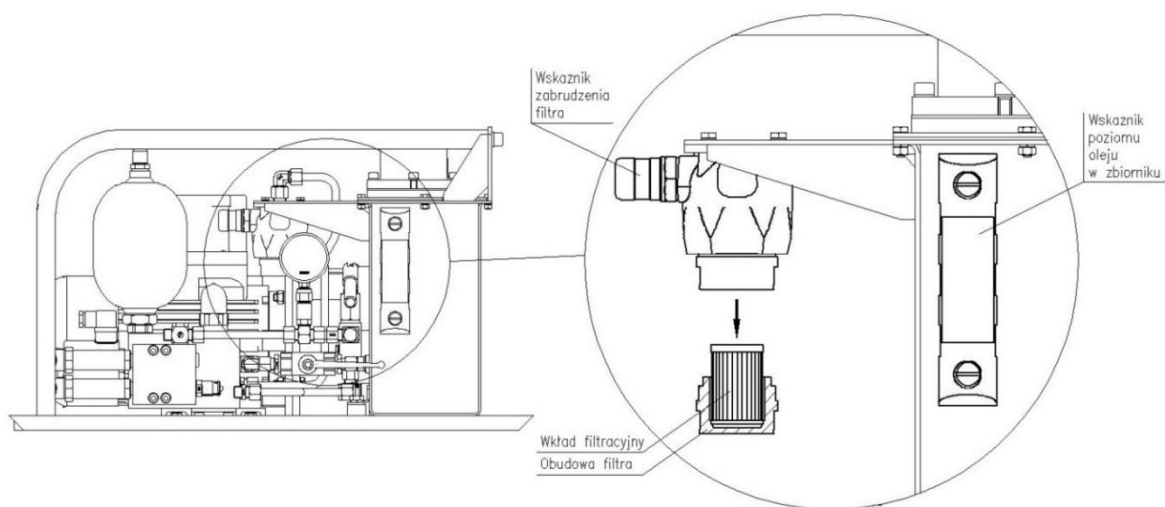
Zbiornik hydrauliczny (rys. 3) opracowano jako konstrukcję giętą z blachy, z przyspawanymi blachami bocznymi. Do zbiornika przyspawano dodatkowo kołnierz mocujący zespół pompowy oraz wsporniki: filtra i pompy ręcznej. Zbiornik wyposażono także we wsporniki mocujące ramę do zbiornika. Pojemność całego zbiornika wynosi ok. 13 dm³, co pozwala, uwzględniając objętość potrzebną na zmianę poziomu oleju związaną z jego nagłym zrzutem, na wykorzystanie przestrzeni roboczej o objętości 10 dm³.



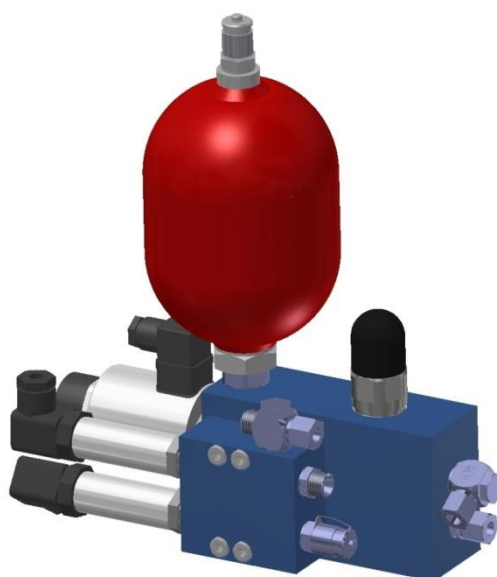
Rys. 3. Zbiornik oleju hydraulicznego - uzbrojony [1]

1 - zbiornik, 2 - czujnik poziomu oraz temperatury, 3 - filtr zalewowo-oddechowy,
4 - filtr ciśnieniowy, 5 - pompa ręczna, 6 - wskaźnik poziomu oleju

Zbiornik uzbrojony w filtr i pompę ręczną montowany jest do agregatu. Na pokrywie zbiornika zabudowano filtr zalewowo-oddechowy oraz czujnik poziomu oraz temperatury oleju. Dodatkowo zbiornik wyposażono we wskaźnik poziomu oleju (rys. 4).

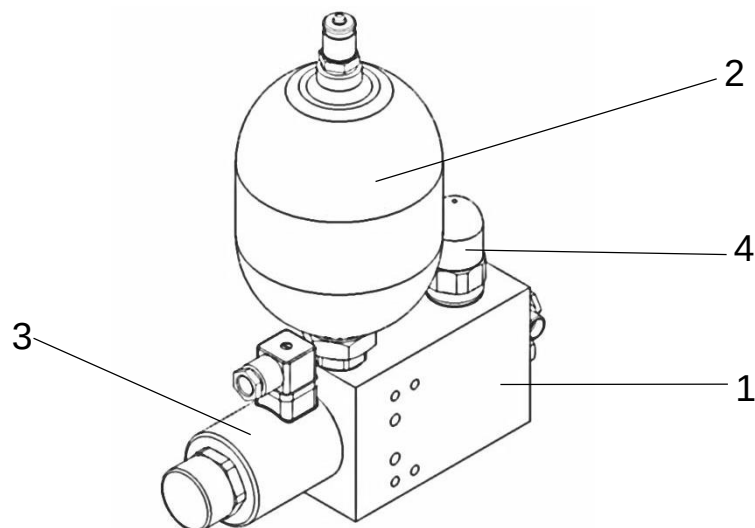


Rys. 4. Umiejscowienie wskaźnika poziomu oleju oraz wskaźnika zabrudzenia filtra [opracowanie własne]



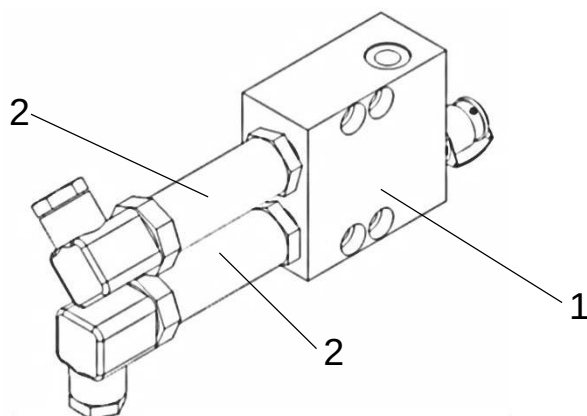
Rys. 5. Blok zaworowy z zabudowanym blokiem pomiarowym [1]

Agregat wyposażono w blok zaworowy (rys. 5), który odpowiedzialny jest za napełnienie cylindrów hamulcowych oraz ich opróżnianie z oleju. Głównymi elementami bloku zaworowego (rys. 6) są: rozdzielacz iskrobezpieczny, zawór przelewowy oraz hydroakumulator membranowy. Blok zbudowano w taki sposób, aby w pozycji beznapięciowej połączyć hydraulicznie cylindry hamulcowe ze spływem. Podanie napięcia na cewkę rozdzielacza, łączy cylindry hamulca z zasilaniem, co skutkuje jego odhamowaniem.



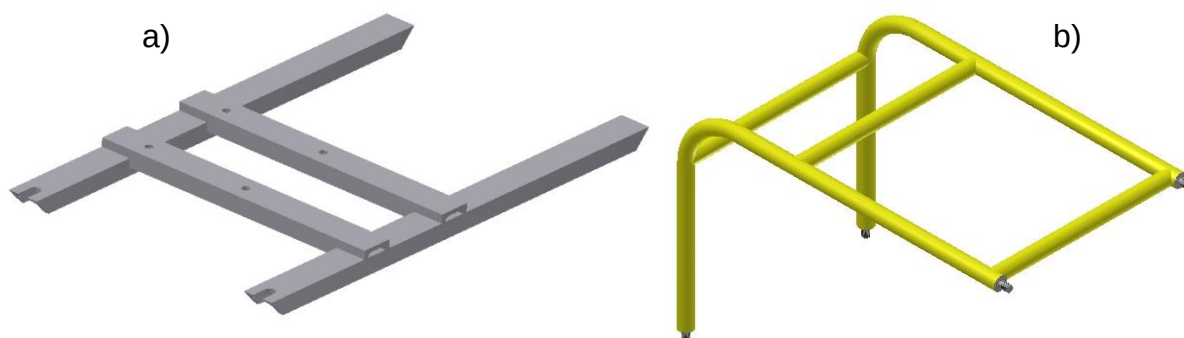
Rys. 6. Blok zaworowy [opracowanie własne]
1-płyta montażowa, 2-hydroakumulator, 3- rozdzielacz iskrobezpieczny,
4-zawór przelewowy

Blok zaworowy doposażono w blok pomiarowy (rys. 7), wyposażony w dwa czujniki ciśnienia współpracujące ze sterownikiem. Pierwszy z nich informuje o stanie naładowania hydroakumulatora (ciśnienie hydroakumulatora), a drugi o ciśnieniu oleju w hamulcach.



Rys. 7. Blok pomiarowy [opracowanie własne]
1- płyta montażowa, 2-czujnik ciśnienia

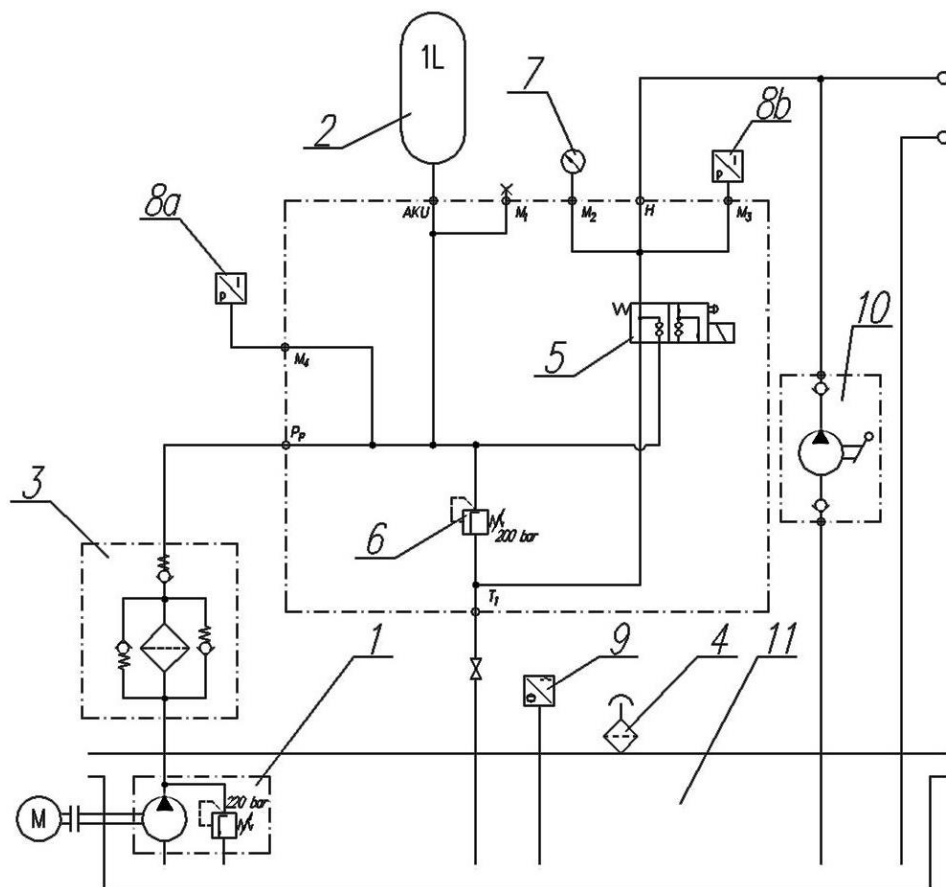
Platformę montażową agregatu stanowią sanie (rys. 8) wykonane z profili stalowych oraz przymocowane do nich: zbiornik i rama będąca konstrukcją rurową.



Rys. 8. Elementy platformy montażowej [1]
a) sanie, b) rama

3. Zasada działania agregatu

Zasadę działania hydraulicznego agregatu hamulcowego przedstawiono na rysunku 9.



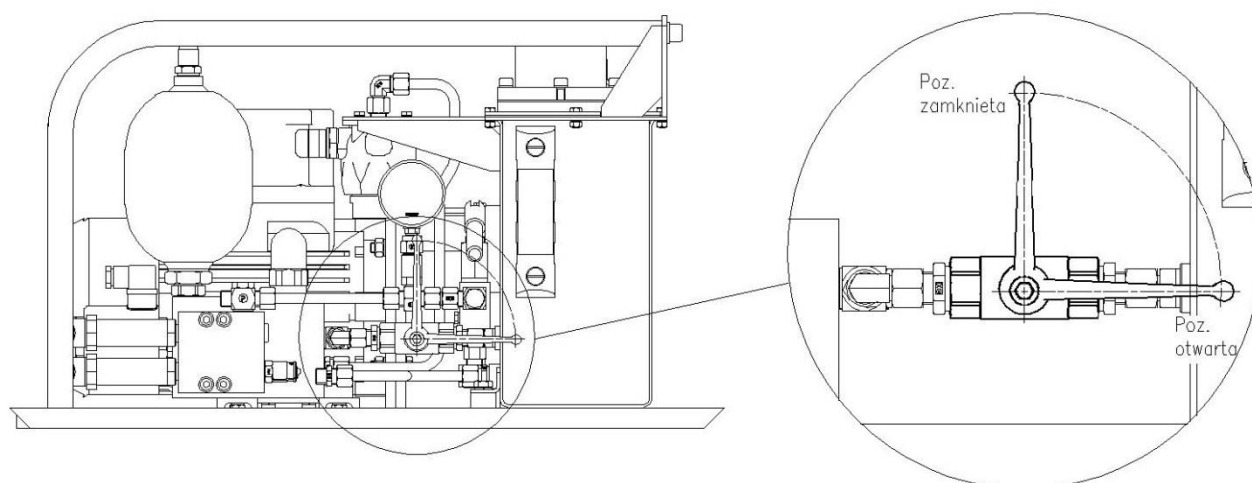
Rys. 9. Schemat ideowy agregatu hamulcowego HAH 1 [1]

Pompa (poz. 1), napędzana silnikiem elektrycznym, tłoczy olej do filtra ciśnieniowego (poz. 3). W korpusie pompy zabudowano zawór przelewowy, którego zadaniem jest jej zabezpieczenie przed nadmiernym wzrostem ciśnienia w układzie hydraulicznym. Filtr ciśnieniowy posiada trzy zawory zwrotne. Jeden z nich stanowi zabezpieczenie filtra (tzw. „by pass”), bocznikujące filtr w razie jego nadmiernego zanieczyszczenia. Pozostałe dwa służą do ukierunkowania przepływu, przy czym zawór umieszczony na wyjściu filtra ma za zadanie niedopuszczenie do spływu oleju przez filtr i pompę do zbiornika po wyłączeniu silnika elektrycznego. Z filtra olej kierowany jest do akumulatora hydraulicznego (poz. 2) i rozdzielacza iskrobezpiecznego (poz. 5), które umiejscowiono w jednym bloku zaworowym. Podczas normalnej pracy maszyny, na cewkę rozdzielacza podawane jest napięcie. Powoduje to jego przesterowanie i skierowania strugi oleju pod ciśnieniem do króćca wyjściowego agregatu, a tym samym zasilenie hamulca i odhamowanie maszyny. Zanik napięcia na rozdzielaczu rozumiany jest jako stan awaryjny lub stan postoju maszyny, którego wynikiem jest zadziałanie (zahamowanie) hamulca. W tym stanie pracy układu kanał wyjściowy rozdzielacza jest połączony ze spływem do zbiornika. W wyniku takiego połączenia olej

z cylindra hydraulicznego przepływa do zbiornika (poz. 11), co powoduje spadek ciśnienia i w efekcie końcowym jego zahamowanie. Blok wyposażono dodatkowo w zawór przelewowy (poz. 6), (zaworu bezpieczeństwa) w celu zabezpieczenia akumulatora hydraulicznego przed nadmiernym ciśnieniem. Akumulator hydrauliczny (poz.2) służy także do uzupełniania wycieków oleju mogących powstać podczas pracy maszyny.

Do bloku zaworowego zabudowano blok pomiarowy, wyposażony w dwa czujniki ciśnienia. Pierwszy z nich, zabudowany za filtrem przekazuje informacje do sterownika o wartości ciśnienia w akumulatorze hydraulicznym. Pozwala to na określenie momentu włączenia i wyłączenia silnika elektrycznego, celem doładowania układu. Drugi z nich umiejscowiono bezpośrednio przed cylindrami, co pozwala na określenie stanu pracy hamulca (zahamowany lub odhamowany).

Agregat jest bezobsługowy (tzn. jego funkcje wykonuje sterownik lokomotywy). Jedynym wyjątkiem jest odhamowanie maszyny w przypadku potrzeby holowania w wyniku awarii. W tym celu agregat wyposażono w pompę ręczną i zawór kulowy. Aby odhamować hamulce należy przestawić zawór kulowy w pozycję zamkniętą (rys. 10) i przy użyciu pompy ręcznej wtłoczyć olej hydrauliczny do hamulców.



Rys. 10. Miejsce zabudowy zaworu kulowego w agregacie i pozycje jego pracy [opracowanie własne]

4. Podsumowanie

Opracowany w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG agregat hydrauliczny przystosowany jest do zastosowania w układzie hamulca awaryjno-postojowego elektrycznej lokomotywy akumulatorowej. Innowacyjne podejście polegające na możliwości współpracy ze sterownikiem, stwarza możliwość jego bezobsługowej pracy, poprzez wyposażenie go w niezbędne czujniki. Pozwala to na oszczędność energii elektrycznej w wyniku dorywczej pracy (w zależności od potrzeb).

Budowa agregatu pozwala na zastosowanie go w środowisku, w którym może wystąpić zagrożenie wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Agregat stanowi zespół kompaktowy i łatwy w montażu i demontażu podzespołów, co umożliwia łatwy serwis.

Agregat hydrauliczny może służyć również jako niezależne urządzenie przeznaczone do zasilania maszyn i urządzeń hydraulicznych pracujących w strefach zagrożenia wybuchem metanu i pyłu węglowego.

Literatura

1. Rojek P. i in.: Hydrauliczny agregat hamulcowy HAH 1. Opracowanie projektu wstępnego hydraulicznego układu zasilania hamulca. ITG KOMAG Gliwice 2014 (materiały nie publikowane).
2. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dziennik Ustaw Nr 199 poz. 1228).
3. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dziennik Ustaw Nr 139 poz. 1169).
4. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dziennik Ustaw Nr 263 poz. 2203).
5. PN-EN 1037+A1:2010 Bezpieczeństwo maszyn - Zapobieganie niespodziewanemu uruchomieniu.
6. PN-EN 13463-1:2010 Urządzenia nielektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Część 1: Podstawowe założenia i wymagania.
7. PN-EN ISO 12100:2012 Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszenie ryzyka.
8. PN-EN ISO 4413:2011 Napędy i sterowanie hydrauliczne - Ogólne zasady i wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów i ich elementów.
9. PN-EN ISO 4414:2011 Napędy i sterowanie pneumatyczne - Ogólne zasady i wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów i ich elementów.
10. PN-G 50000:2002 Ochrona pracy w górnictwie – Maszyny górnicze – Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.

ELEKTRO-HYDRAULICZNY NAPĘD LINIOWY STEROWANY PLC
PLC CONTROLLED ELECTRO-HYDRAULIC LINEAR AXIS

Ioana ILIE - Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania,

Doru Dumitru PALADE - National Institute of Research and Development in Mechatronics and Measurement Technique INCDMTM, Bucharest, Romania

Marian BLEJAN - Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

1. Introduction

Over the time, hydraulic drive systems emerged and developed rapidly, mainly due to the need for high precision control forces and moments involving high and very high values. We have to underline another advantage of hydraulic power drives that is getting some great value in a very small geometric volume. Also, if we consider mechatronics principles, those enable obtaining hydraulic drives consisting of mechanical components, hydraulics, electronics, sensors, software that can be naturally integrated into modern automation systems PLC (programmable logic controllers) based [1, 2].

The basic function of closed-loop control is to maintain a process characteristic (i.e. position, flow, pressure) at a desired value. The process can deviate from this desired set point value (SP) as a result of changing material, load requirements, interaction with other processes, and so on. The actual condition of the process characteristic measured is the process variable (PV). The deviation of the measured process variable from the desired set point is the error (E).

Programmable Logic Controller, usually named PLC, uses logical-based software in order to control an industrial process, so, basically a PLC can control hydraulic motion. It's more a question of the dynamics and precision of the move which has to be achieved. Especially if a position transducer is used to close the closed-loop, the differences between a PLC and specialized servo-controller are noticeable. Some standard PLC manufacturers have control modules specifically designed for hydraulic cylinder control. Using analog I/O modules with appropriate feedback devices and proportional or servo valves can provide good results as well [3].

Even though control theory has been developed significantly, the proportional-integral-derivative (PID) controllers are used for a wide range of process control, motor drives, magnetic and optic memories, automotive, flight control, instrumentation, etc. In industrial applications, more than 90% of all control loops are PID type. Integral, proportional and derivative feedback is based on the past (I), present (P) and future (D) controller. [4]

The most important advantage of PLC is that the PLC algorithm can be used to control multiple processes effectively and simultaneously. The expandability of the process inputs challenges on the need for advanced microcontrollers. Hardware enhancements include larger memory capacity, larger number of inputs/outputs handling, analog input/output and high-speed data communications between programmable controllers. Also if a programming error has to be corrected in a PLC control ladder diagram, a change can be typed in quickly.

Suppose that a panel wired relay has four contacts and all are in use when a design change requires three more contacts, time has to be taken to procure and install a new relay or relay contact block. Using a PLC, however, only three more contacts would be typed in. PLC offers pilot running thus saving valuable factory time. PLC is a solid-state device and therefore it is more reliable than mechanical systems. Some of the other advantages of using PLC are flexibility, lower cost, documentation and security. Because of such advantages PLC is incorporated for the control purpose.

2. Closed-loop control with directional control valve

Control loops in the process control industry [4] work in the same way, requiring three tasks to occur:

- Measurement
- Comparison
- Adjustment.

A *process variable* is a condition of the process fluid that can change the manufacturing process in some way. The *measured variable* is also the process variable.

The *set-point* is a value for a process variable that is desired to be maintained. The factor that is changed to keep the measured variable at set-point is called the *manipulated variable*.

Error is the difference between the measured variable and the set-point and can be either positive or negative.

Offset is a sustained deviation of the process variable from the set-point.

A *load disturbance* is an undesired change in one of the factors that can affect the process variable.

A *control algorithm* is a mathematical expression of a control function. Control algorithms can be used to calculate the requirements of much more complex control loops than the one described here.

The control operations in which no human intervention is required, such as an automatic actuator that responds to a level controller, are called *automatic control* systems.

A *closed control loop* exists where a process variable is measured, compared to a set-point, and action is taken to correct any deviation from set-point.

A *controller* is a device that receives data from a measurement instrument, compares that data to a programmed set-point, and, if necessary, signals a control element to take corrective action.

The *correcting or final control element* is the part of the control system that acts to physically change the manipulated variable. An *actuator* is the part of a final control device that causes a physical change in the final control device when signaled to do so.

The closed-loop control system that is described in this paper is built around the Schneider Electric TWIDO® PLC, the block diagram is shown in figure no 1.

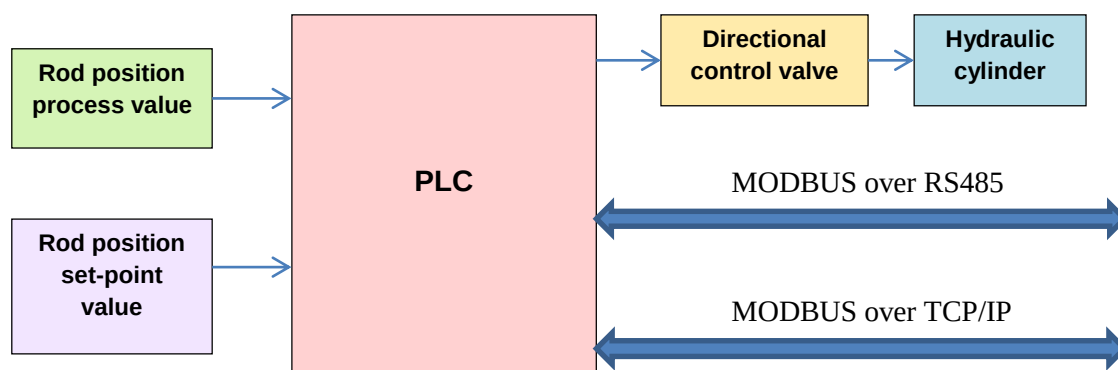


Fig.1. Block diagram

The value of cylinder rod position is measured with a rod transducer, incremental encoder type, providing pulse electrical signal, 10 pulses per mm. This transducer, along with the dual phase counter software implemented in the programmable controller, allows calculation of rod position, value that will be used by the running algorithm, implemented in the PLC, to calculate the command. Using the encoder quadrature signal the PLC determines the actual position of the actuator rod with a very fast counter function block configured as up/down 2 –phase counter; also it is possible to calculate the speed value of the cylinder rod if the very fast counter function block is configured as frequency meter. [3]

The proportional directional control valve controls flow through the hydraulic cylinder; the electric control proportional to the flow is calculated by the PLC via an automated *Proportional-Integrative* regulator, which compares the desired position value with the rod position value.

The PLC drives directional control valve with a logic signal PWM type that allows a command in 0..100% range for valve flow. This signal is obtained by the PLC using pulse with modulation function block configured at 400 Hz working frequency, that also allows the necessary dither for the driven proportional control valve. The value of duty cycle PWM block is proportional with the cylinder rod position.

Interfaces with data communication networks, namely the master-slave network implemented on RS485 communication line and the TCP/IP network implemented on Ethernet line, allow monitoring and parameterization of the control system through a programming software application of the PLC, software running on a networked PC.

3. Electro-hydraulic linear axis – schematic diagram and description

Figure no. 2 shows the electro-hydraulic linear axis schematic diagram. Each part of the diagram has been chosen in order to obtain the necessary flow and pressure to assure a 100 mm/s maximum speed. On the schematic there are shown the 100l fluid tank T, the hydraulic pump P, the electric motor M, the return flow filter FR, the pressure relief valve SP, the pressure acted 4/2 valve DC, the electrical acted 4/3 valve DP, the pressure gauges TP1, TP2, TP3, the 4/3 proportional directional control valves DP, the wire encoders ST, and electrical automation system that contains power supply, data acquisition board, personal computer PC.

The main system features are:

- Power supply three-phase type 400V/50 Hz
- Working fluid: mineral hydraulic oil HL 46
- Maximum working pressure: 100 bar
- Hydraulic cylinder stroke: 400 mm
- Cylinder maximum speed: 100 mm/s

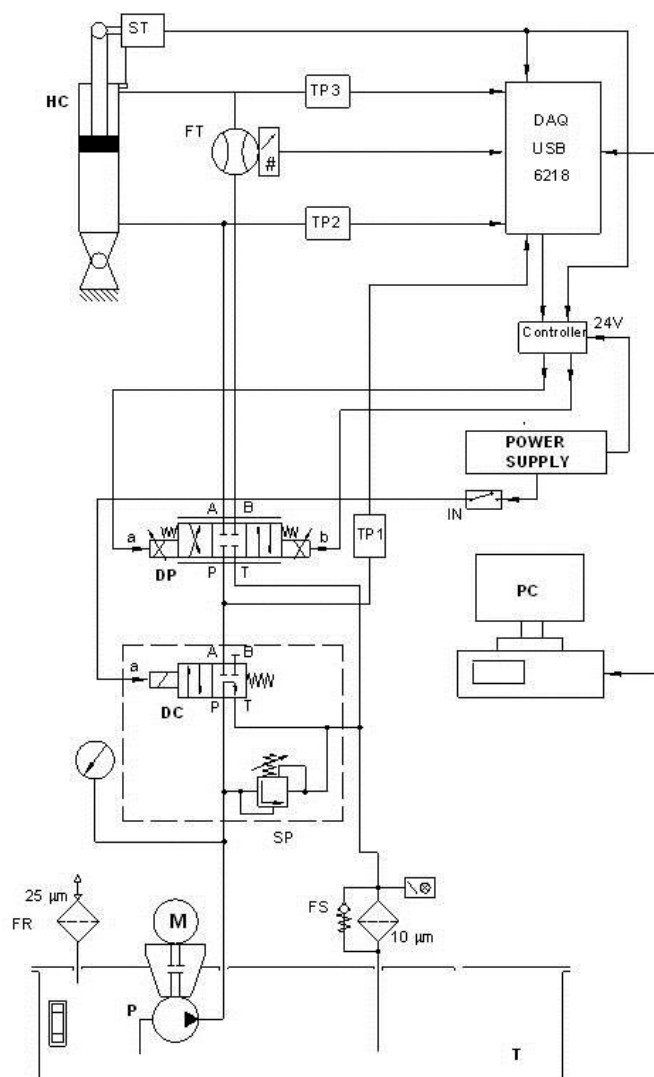


Fig.2. Electro-hydraulic axis schematic

In the following picture are shown the electro-hydraulic axis components, namely figure no.3 the hydraulic cylinder, figure no. 4 the electric panel with the PLC, figure no 5 the proportional directional control valve. The electric panel contains electrical power supply, circuit breakers, the programmable logic controller, and the driver for control valve electromagnets.



Fig.3. The hydraulic cylinder



Fig.4. The electric panel



Fig.5. The proportional directional control valve

4. The PLC software

The programmable controller reads inputs, writes to outputs, and solves logic based on the control program. Creating a control program for a Twido PLC consists of writing instructions in one of the Twido programming languages.

The following languages can be used to create Twido control programs [5]:

- Instruction List Language: An Instruction List program is a series of logical expressions written as a sequence of Boolean instructions.
- Ladder Diagrams: A Ladder diagram is a graphical means of displaying a logical expression.
- Grafcet Language: Grafcet language is made up of a series of steps and transitions. Twido supports the use of Grafcet list instructions, but not graphical Grafcet.

For this application there was used the Ladder Diagrams program.

A program written in Ladder language is composed of rungs which are sets of graphical instructions drawn between two vertical potential bars. The rungs are executed sequentially by the controller.

In figure no. 6 there is shown the application panel for Ladder Diagram program that implemented the system functionality.

The program contains many functional sections like:

- reading inputs, indexes, speed value, timers,
- automated calculus of cylinder rod position and linear interpolation,
- the automated regulator which implements a control algorithm type *Proportional-Integrative*,
- the state machine,
- self-acting regulator,
- calculus of directional control valve drive value.

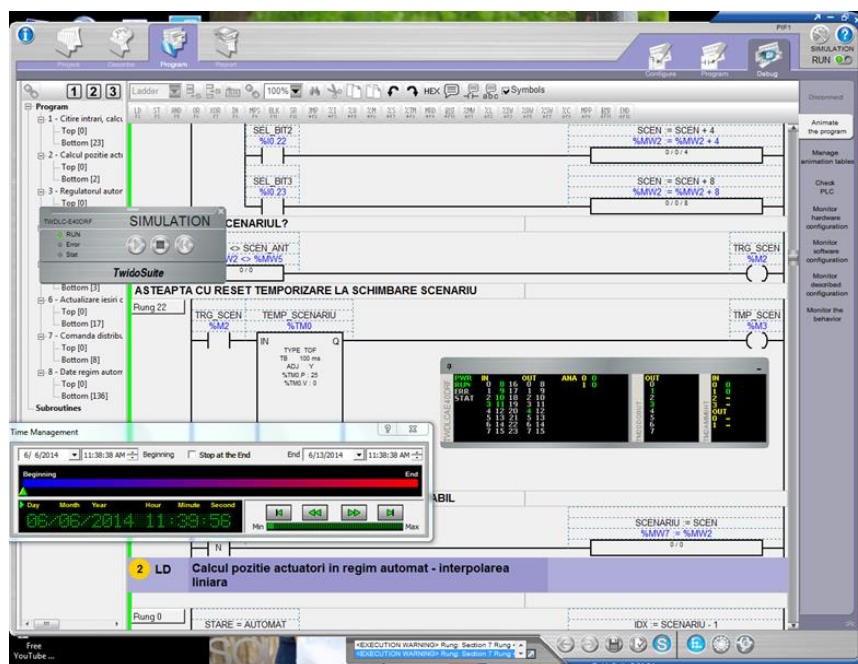


Fig.6. The application panel for Ladder Diagram program

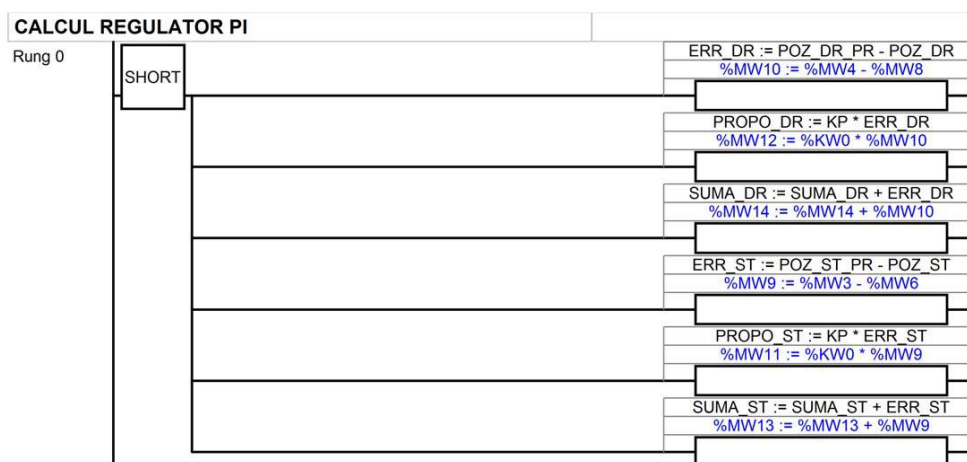


Fig.7 Listing of the PLC Ladder Diagram program - automated regulator

The proportional – integrative tuning algorithm is implemented as self-actuating regulator. In figure no. 7 there is shown this program section.

5. Experimental results

The electro-hydraulic axis driven by the PLC has been tested for two command inputs:

- for a ramp type input signal - the dashed line - Figure no. 8,
- and for a step type input signal - the dashed line -, Figure no. 9.

In both conditions the positioning error (the continuous line) is fitted in the known literature values.

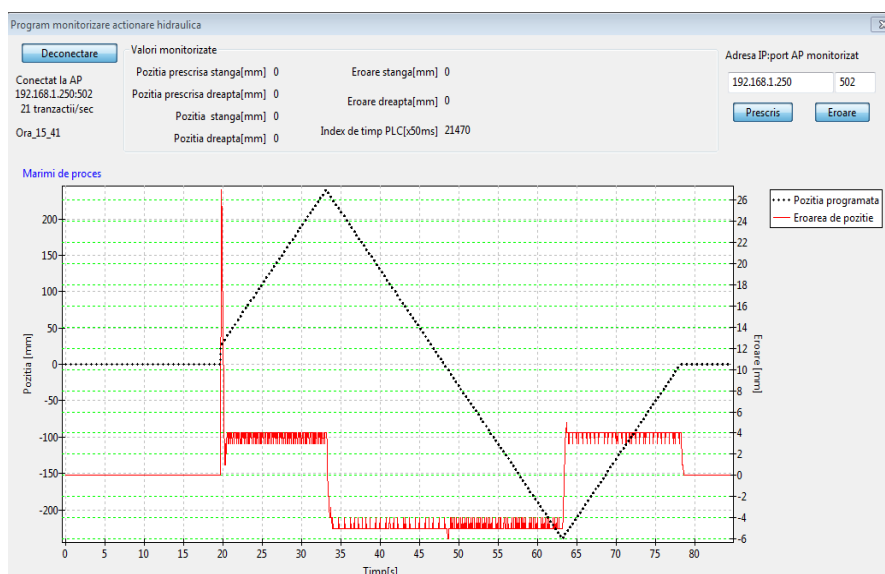


Fig. 8. Results for ramp type input command

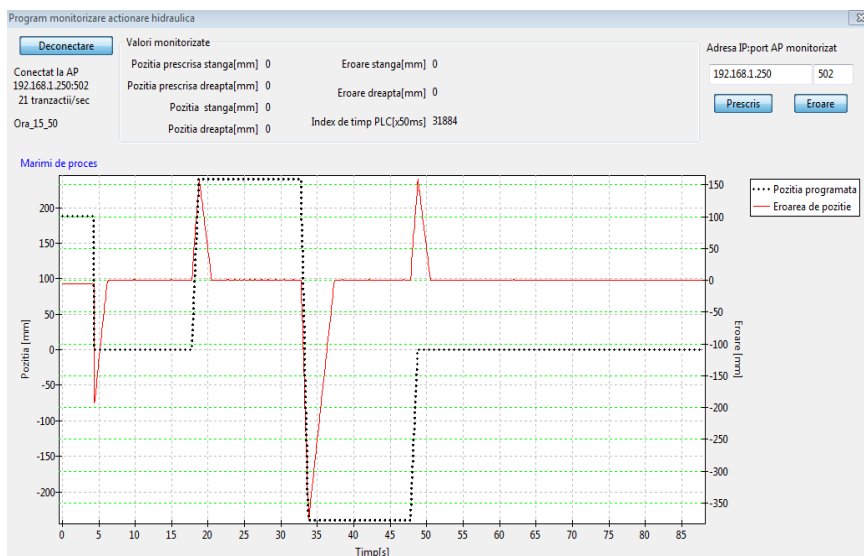


Fig. 9. Results for step type input command

6. Conclusions

For the digital controller implemented on a PLC of general use, the performances obtained are similar to those of analog regulators commonly used in industry (implementation costs are also similar). They have been created at least 2 applications in industry which confirmed the viability and performances of the developed solution.

Compared to the analog solution, the presented solution has the following advantages:

- It can be integrated in a tracking IT system because it has capabilities for communication via Ethernet;
- They can be implemented in the PLC additional functions, namely monitoring and control, using devices coupled to the serial bus;
- Changing of the operating algorithm only requires rewriting of the software in the PLC, while the classic version requires hardware modifications as well;
- The PLC that implements the automatic controller may be equipped with HMI console (hardware machine interface).

Bibliography

1. Marian Blejan, Petrin Drumea, Ioana Ilie – “Mechatronic module for monitoring the hydraulic parameters of industrial equipment”, International Conference 6th Workshop on European Scientific and Industrial Collaboration on promoting Advanced Technologies in Manufacturing WESIC'08 Bucharest, 25-26 September 2008;
2. Marian Blejan, Ioana Ilie and Mircea Comes - "A mechatronics approach to hydraulic drive for applications in robotics", ISBN 978-1-84626-xxx-x Proceedings of 2010 International Conference on Optimisation of the Robots and Manipulators, Calimanesti, Romania, 28-30 May, 2010;
3. Marian Blejan, Petrin Drumea, Mircea Comes - "Integration of the Hydraulic Linear Axes in a Computerized System" 3rd International Conference on Innovations, Recent Trends and Challenges in Mechatronics, Mechanical Engineering and New High-Tech Products Development, 22 - 23 September 2011, Bucharest, Romania – MECAHITECH 2011;
4. <http://www.indabook.org/d/Closed-Loop-Control-Theory.pdf>
5. <http://www.schneider-electric.com/products/ww/en/3900-pac-plc-other-controllers/3920-controllers-plc-for-commercial-machines/533-programmable-controller-twido/>

**URZĄDZENIA, SYSTEMY I UKŁADY HYDRAULICZNE
WSPOMAGAJĄCE PRACE PRZY DRAŻNIU SZYBÓW**

Tadeusz Kret, Ireneusz Madejski, Tomasz Przykład – KRET i S-ka Tadeusz Kret

1. Wprowadzenie – krótka charakterystyka procesu głębienia

Głębieniem określa się drażnienie pionowe wyrobiska korytarzowego z góry w dół. Głębienie szybów i szybików może być prowadzone:

- metodą zwykłą, charakteryzującą się normalnym przebiegiem czynności urabiania skał i ładowania urobku w przodku (na dnie) szybu. Stosuje się ją w skałach zwięzłych niezawodnionych, o dopływie wody do 1,5 m³/min.,
- metodą specjalną, w której przed przystąpieniem do bezpośrednich czynności urabiania skał wykonuje się różnego rodzaju zabiegi, mające na celu odgrozdzenie szybu od dopływu wody [1].

W przypadku głębienia szybów metodą specjalną najbardziej rozpowszechniona jest metoda zamrażania skał i metoda cementacji skał.

Technologia zamrażania górotworu polega na zamrożeniu skał wokół miejsca, w którym ma być głębiony szyb. Wokół obrysu szybu wierci się otwory głębokości większej od najgłębszej warstwy wodonośnej. Do otworów tych wprowadza się dwie kolumny rur, z których zewnętrzne noszą nazwę mrozeniowych, a wewnętrzne ługowych. Zamrożona do temperatury -10 do -15°C skała odcina dopływ wody do głębionego szybu, zezwalając na dalsze jego głębienie. Poniżej strefy mrożenia, w trudnych warunkach hydrogeologicznych stosuje się cementację skał, będącą zabiegiem mającym na celu utwardzenie i uszczelnienie skał wodonośnych porowatych oraz szczelinowatych. Dokonuje się jej przez wtłaczanie w skały mleczka cementowego. Osadzający się w szczelinach skalnych cement wzmacnia i uszczelnia skały. Zawartość cementu w mleczku cementowym może wynieść 3 do 50% [2].

W strefie mrozeniowej urabianie prowadzi się pełnym przekrojem z wykorzystaniem kombajnu szybowego. Urabianie górotworu poniżej strefy mrożonej wykonuje się przy użyciu materiałów wybuchowych na podstawie opracowanych metryk strzałowych, uwzględniających technologie strzelań konturowych. Załadunek urobku dokonuje się za pomocą ładowarki szybowej do kubłów urobkowych.

Przy wykonywaniu obudowy szybowej stosowany jest szalunek ślizgowy (tzw. odeskowanie), do którego dostarczana jest masa betonowa. Ze względu na ograniczone możliwości transportu cementu pod zrzęb szybu masa betonowa transportowana może być za pomocą mobilnego urządzenia tzw. wozidła do betonu.

2. Ładowarka szybowa typu 2LS-5T ze zmienionym napędem

Dwuramienna ładowarka szybowa 2LS-5T zastosowana jest do prac związanych z głębieniem i zbrojeniem szybów i szybików pionowych w zakładach górniczych. W pierwszej fazie wykonania oraz pracy ładowarka była wyposażona w dwa układy napędowe – agregaty pneumo-hydrauliczne opisywane we wcześniejszej monografii. Ze względu na zmienne warunki klimatyczne oraz warunki dostawy sprężonego powietrza do układu agregaty zostały wyposażone w alternatywne jednostki napędowe: pneumatyczne lub/i elektryczne. Ładowarka została również zmodernizowana pod względem układu bezpieczeństwa, umożliwiając zatrzymanie awaryjne ładowarki z dna głębionego szybu.

Jednostką napędową ładowarki szybowej 2LS-5T są dwa agregaty (zasilacze) hydrauliczne. Dotychczas agregaty hydrauliczne ładowarki szybowej były napędzane silnikami pneumatycznymi typu RM610 firmy GLOBE. Sterowanie pracą silników pneumatycznych (sposób ich załączania/wyłączania) odbywa się z poziomu kabiny operatora zaworem pneumatycznym [V6]. Po zmianie silników pneumatycznych na elektryczne od strony obsługi z poziomu kabiny operatora sterowanie załączaniem / wyłączaniem agregatu hydraulicznego pozostało bez zmian [4].



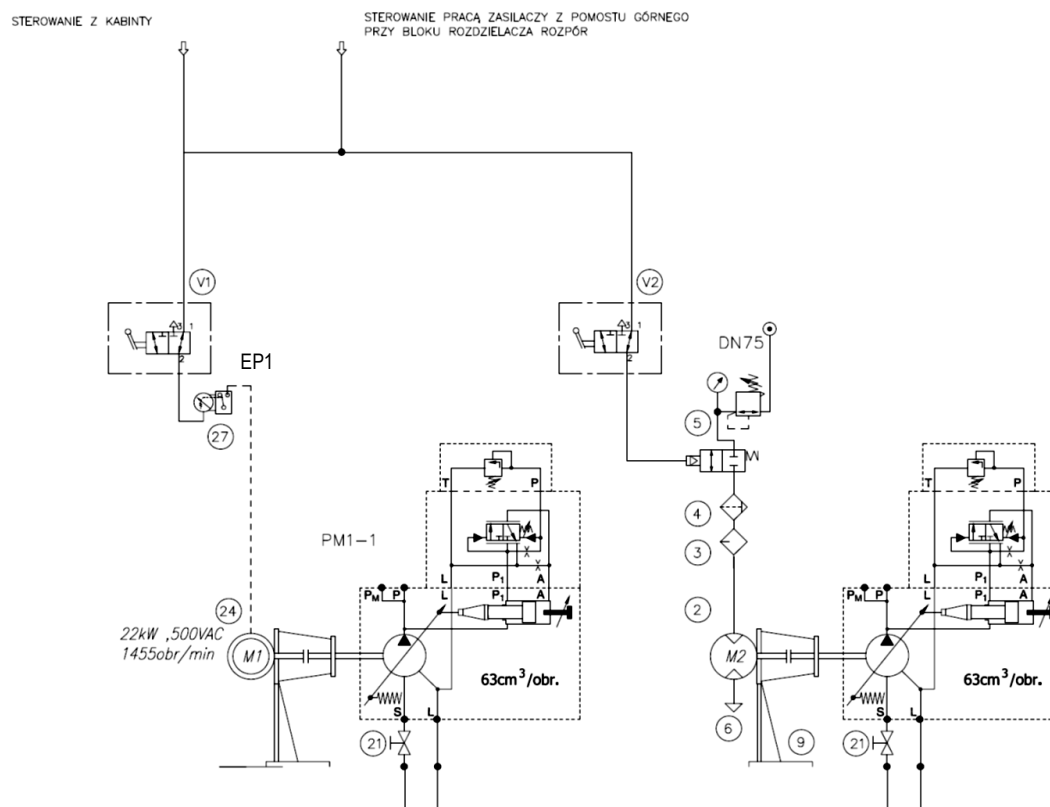
Zawór pneumatyczny [V6]
– załączania układu z
kabiny operatora

Fot.1. Lokalizacja zaworu [V6]
w kabinie operatora
ładowarki szybowej

Na agregacie hydraulicznym zamontowane są zawory odcinające dany zestaw napędowy V1, V2 – dla jednego agregatu; V3, V4 – dla drugiego agregatu.

Aktywując dźwignię zaworu [V6] z poziomu kabiny operatora w zależności od zamontowanego zespołu napędowego jest uruchamiany:

2. zespół silnika pneumatycznego (2) poprzez przesterowanie zaworu pneumatycznego (5) – jak dotychczas,
3. lub zespół silnika elektrycznego (24) poprzez przekaźnik elektropneumatyczny (27) po dokonanych zmianach.



Rys.1. Sterowanie włączaniem/wyłączaniem napędu agregatu ładowarki szybowej

Za zaworem odcinającym zestaw napędowy zamontowany jest przekaźnik elektropneumatyczny typu MSK10/100/21CR – oznaczenie EP1 (jeden agregat), EP2 (drugi agregat).

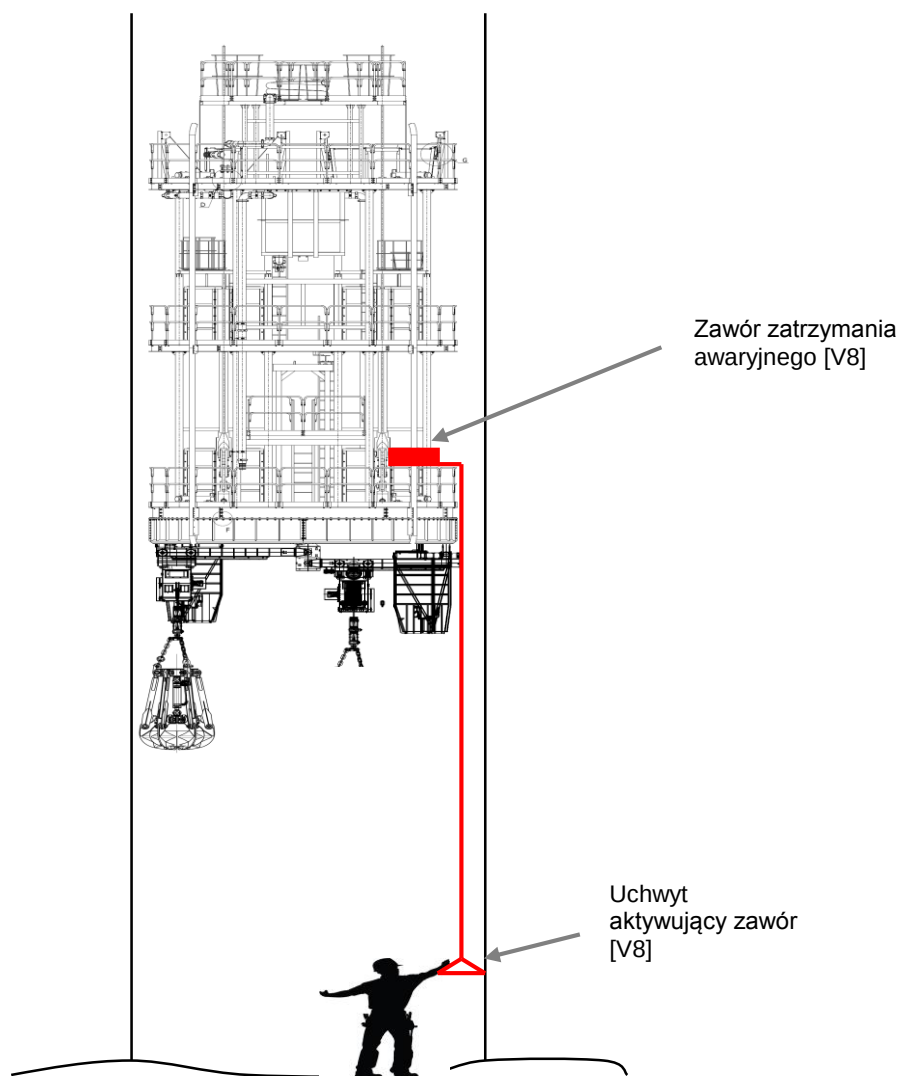
Na przekaźniku nastawiany jest próg ciśnienia (ok. 4 bar). Po osiągnięciu zadanego ciśnienia sygnał z przekaźnika elektropneumatycznego załącza dany napęd elektryczny poprzez zestaw zasilający RS-H1– (zestaw zasilający agregat pierwszy), RS-H2 – (zestaw zasilający agregat drugi).

Na jeden agregat składają się dwa zestawy pompowe. Zestawy mogą być napędzane:

- dwa zestawy napędzane silnikami pneumatycznymi (sterowanie jak dotychczas),
- jeden zestaw napędzany silnikiem pneumatycznym (sterowanie jak dotychczas), drugi napędzany silnikiem elektrycznym (sterowanie po modernizacji),
- lub dwa zestawy napędzane silnikami elektrycznymi (sterowanie po modernizacji).

Ładowarka może być zasilana z jednego, dwu, trzech lub czterech zestawów pompowych (przy aktywnych dwóch agregatach hydraulicznych). Zestawy pompowe mogą być napędzane silnikami elektrycznymi lub alternatywnie w przypadku zaniku napięcia zasilania układu także silnikami pneumatycznymi.

W przypadku wystąpienia potrzeby awaryjnego zatrzymania pracy ładowarki z dna głębinowego szybu każdy kto spostrzeże zagrożenie może niezwłocznie zatrzymać ruch ładowarki poprzez pociągnięcie uchwyty linki opuszczonej od zaworu [V8].

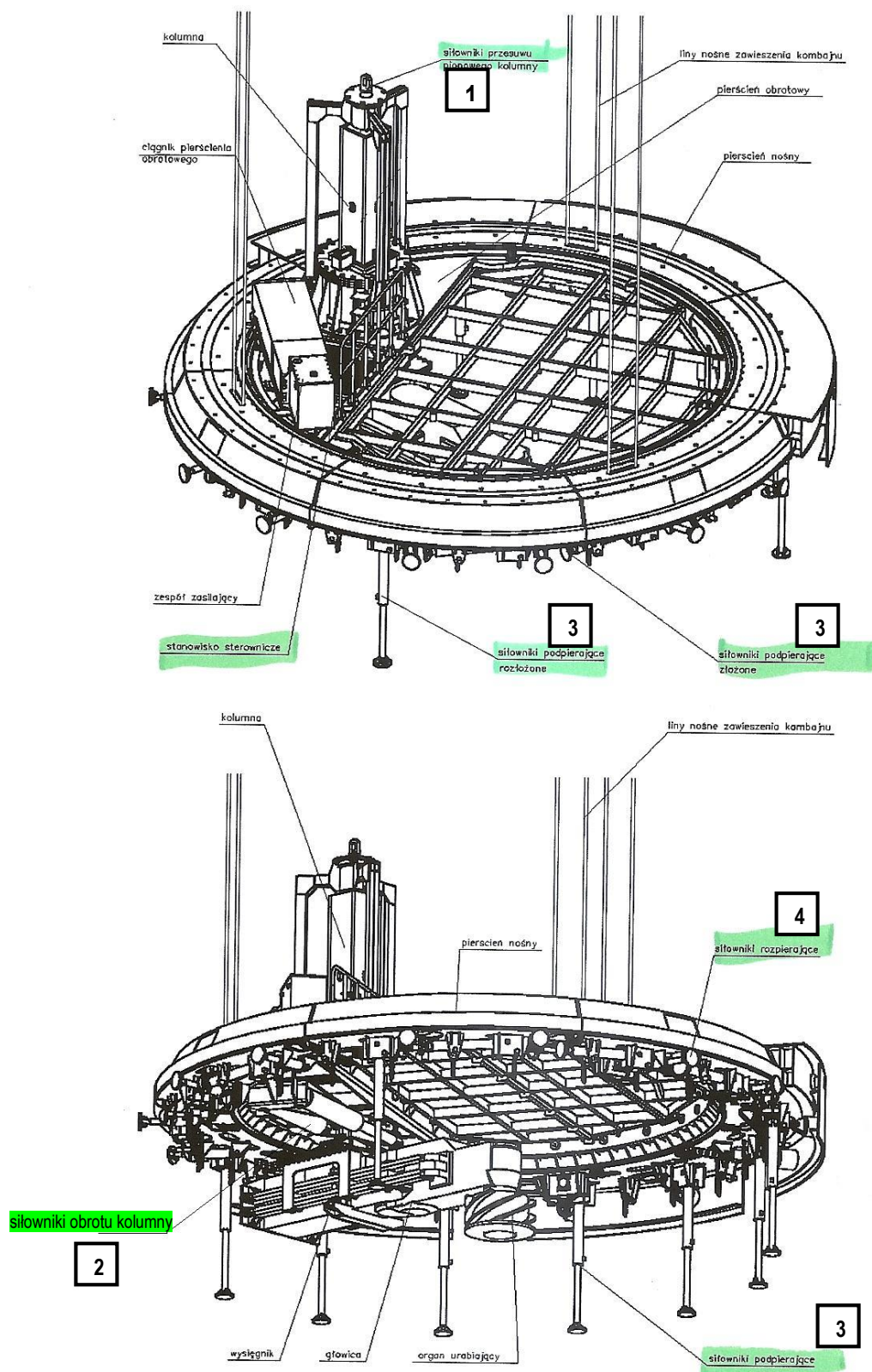


Rys. 2. Zatrzymanie awaryjne ładowarki z dna głębinowego szybu

3. Układ hydrauliczny sterowania napędami kombajnu szybowego KDS-2

Hydrauliczny zespół sterujący przeznaczony jest do sterowania pracą elementów wykonawczych kombajnu szybowego typu KDS-2 przeznaczonego do drążenia szybów tj. wykonywania wielkośrednicowych otworów pionowych o średnicy w wyłomie do 1040 mm oraz możliwości urabiania w górotworze o wytrzymałości nie większej niż 35 MPa [5].

Rozmieszczenie elementów wykonawczych kombajnu KDS-2 przedstawia rys.3.



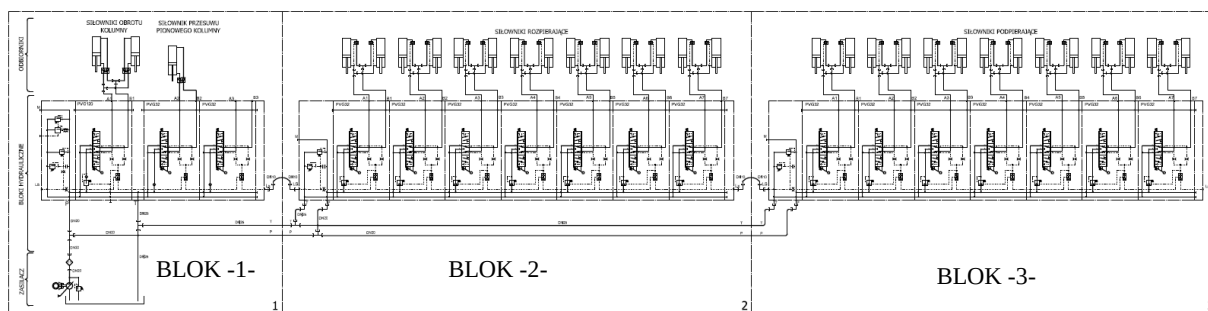
Rys.3. Elementy i zespoły wykonawcze kombajnu KDS-2

Hydrauliczny zespół sterujący składa się z trzech bloków rozdzielaczy proporcjonalnych sterowanych ręcznie typu PVG zasilanych z hydraulicznego zespołu zasilającego zabudowanego w przedniej części kadłuba ciągnika hydraulicznego pierścienia obrotowego.

Układ przeznaczony jest do sterowania wszystkimi siłownikami wykonawczymi kombajnu tj. (oznaczenia wg rys.3):

- [1] siłownik przesuwu pionowego kolumny,
- [2] siłowników obrotu kolumny,
- [3] siłowników podpierających,
- [4] siłowników rozpierających.

Układ hydrauliczny przedstawiony jest na rys. 4. Każdy blok rozdzielaczy wyposażony jest w zawory bezpieczeństwa, a każdy z siłowników w hydrauliczne zamki zabezpieczające wymagane położenia poszczególnych siłowników wykonawczych.



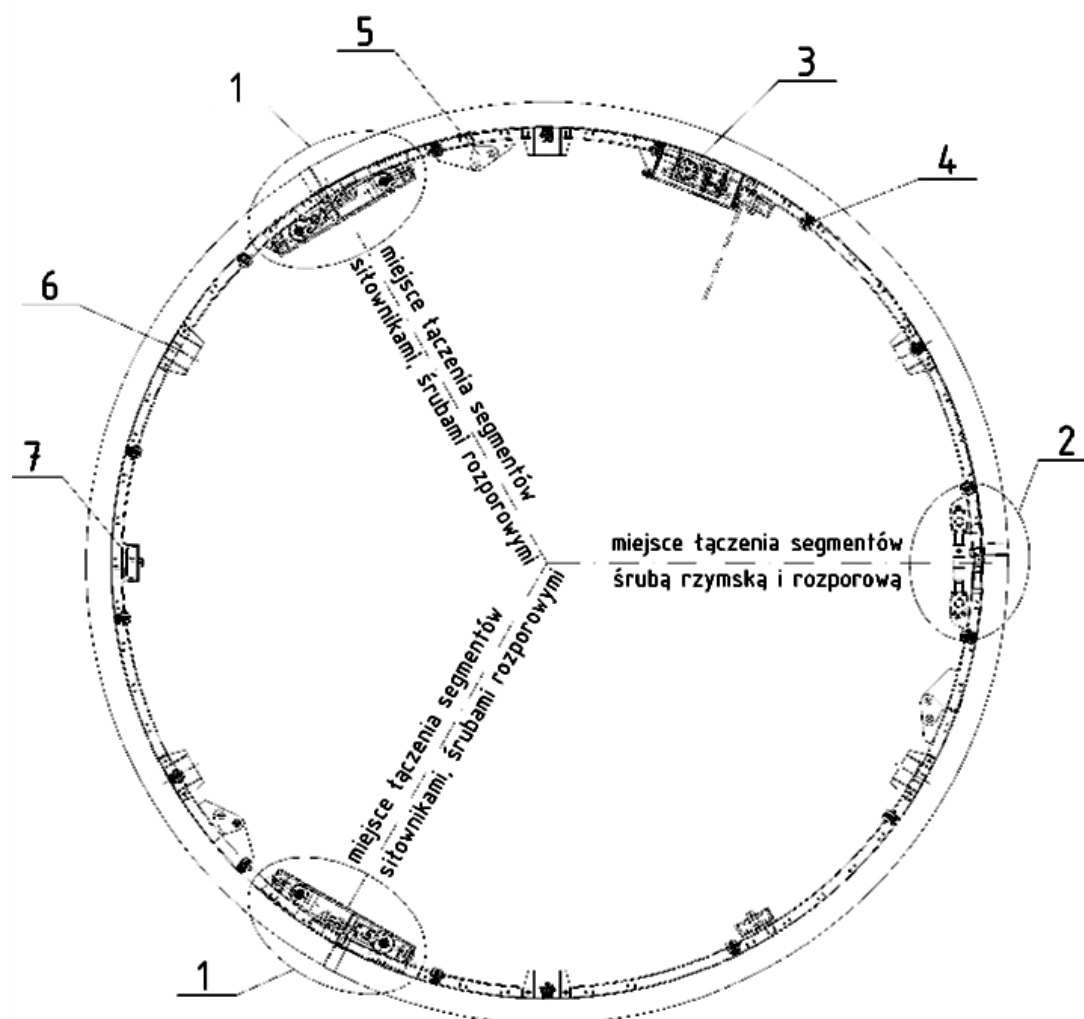
Rys.4. Układ hydrauliczny kombajnu KDS-2

4. Urządzenia z napędem hydraulicznym używane podczas betonowania drążonego szybu

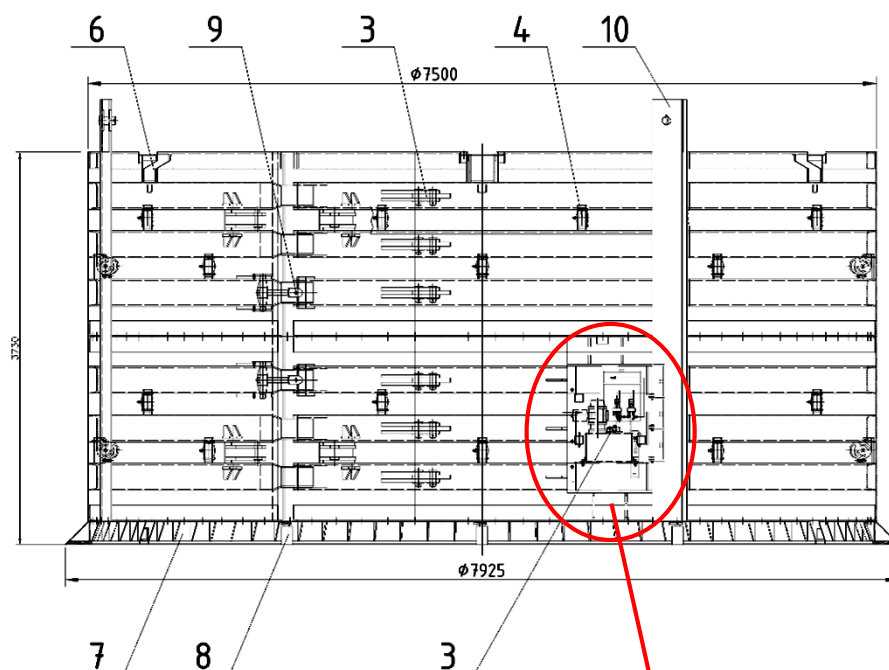
4.1. Układ hydrauliczny napędu i sterowania szalunku ślizgowego

Po zgłębieniu szybu do odpowiedniego poziomu demontowany jest kombajn szybowy oraz w następnej kolejności pierścień oporowy, a w jego miejsce jest montowany szalunek ślizgowy (odeskowanie stalowe). Szalunek ślizgowy służy do wykonania obudowy betonowej szybu o przy postępie robót zgłębienia w dół.

Układ hydrauliczny szalunku ślizgowego składa się z agregatu hydraulicznego napędzanego silnikiem pneumatycznym, zasilającego zespoły siłowników szalunku. Zespoły siłowników zabudowane są na złączach segmentów szalunku parami, służą do rozpierania i ściskania segmentów szalunku [6].



Rys. 5. Rzut szalunku (odeskowania stalowego)
– widok z góry



Rys. 6. Widok wewnętrzny szalunku

- 1 – miejsce łączenia segmentów z zabudowanymi siłownikami oraz śrubami rozporowymi,
- 2 – miejsce łączenia segmentów z zabudowanymi śrubami rzymskimi i śrubami rozporowymi,
- 3 – agregat hydrauliczny,
- 4 – wibrator,
- 5 – połączenie sworzniowe,
- 6 – wlewka betonu,
- 7 – stopa szalunku ślizgowego,
- 8 – podnośnik hydrauliczny ręczny,
- 9 – śruba rozporowa,
- 10 – słup nośny.



Fot.2. Agregat hydrauliczny z napędem pneumatycznym

Zainstalowana moc silnika pneumatycznego przy ciśnieniu 0,65 MPa wynosi 6,5 kW, natomiast maksymalne ciśnienie pracy układu hydraulicznego to 16 MPa.

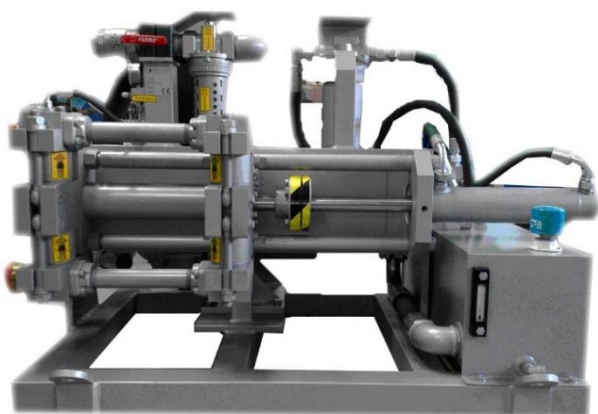
4.2. Pompa cementacyjna do podawania pod wysokim ciśnieniem czynnika roboczego (mleczka cementowego)

W celu utwardzenia i uszczelnienia skał wodonośnych porowatych oraz szczelinowatych za pomocą pompy cementacyjnej dokonuje się wtłaczania w skały mleczka cementowego. Osadzający się w szczelinach skalnych cement wzmacnia i uszczelnia skały.

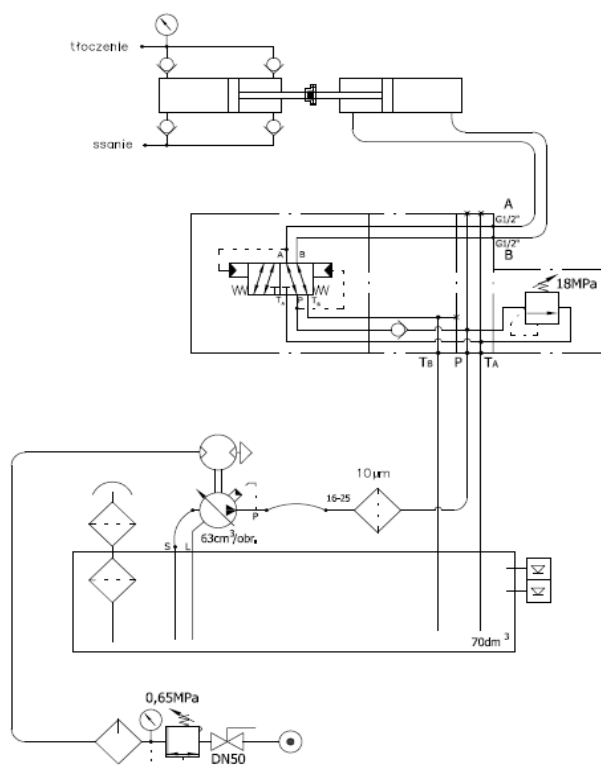
Pompa cementacyjna składa się z ramy, na której zamontowany jest blok przygotowania powietrza, układ hydrauliczny oraz zespół siłowników sprzężonych ze sobą wraz z czterema zaworami zwrotnymi tworzących pompę do cementacji.

Strumień sprężonego powietrza jest odcinany przed zespołem przygotowania powietrza zamontowanym zaworem kulowym. Blok przygotowania powietrza składa się z smarownicy olejowej oraz połączony jest przewodem giętkim z silnikiem pneumatycznym. Silnik pneumatyczny sprzężony jest poprzez elastyczne sprzęgło z wielotłoczkową pompą hydrauliczną. Ssanie pompy podłączone jest przewodem giętkim do zbiornika oleju. Strona tłoczna pompy podłączona jest przewodami giętkimi poprzez filtr wysokociśnieniowy z blokiem hydraulicznym znajdującym się na płycie zbiornika. Na zbiorniku znajduje się także filtr wlewowy wraz z odpowietrznikiem oraz poziomowskaz.

Blok hydrauliczny podłączony jest przewodami giętkimi z siłownikiem hydraulicznym, który jest sprzężony za pomocą sprzęgła dzielonego z siłownikiem specjalnym wyposażonym w zawory kulowe z kulą 2" ze stali nierdzewnej [7].



Fot.3. Pompa cementacyjna



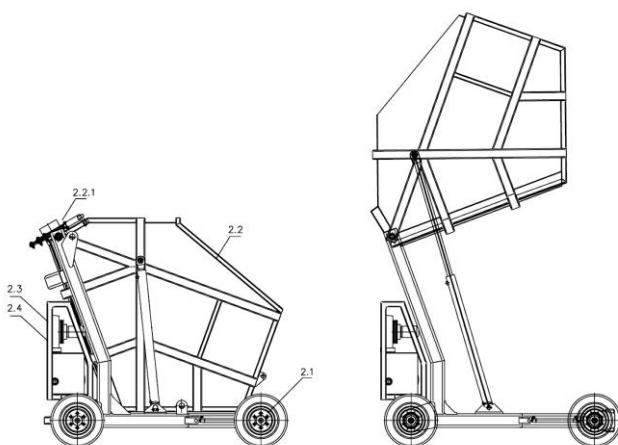
Rys.7. Schemat hydrauliczny pompy cementacyjnej

4.3. Wozidło do podawania masy betonowej do szybu

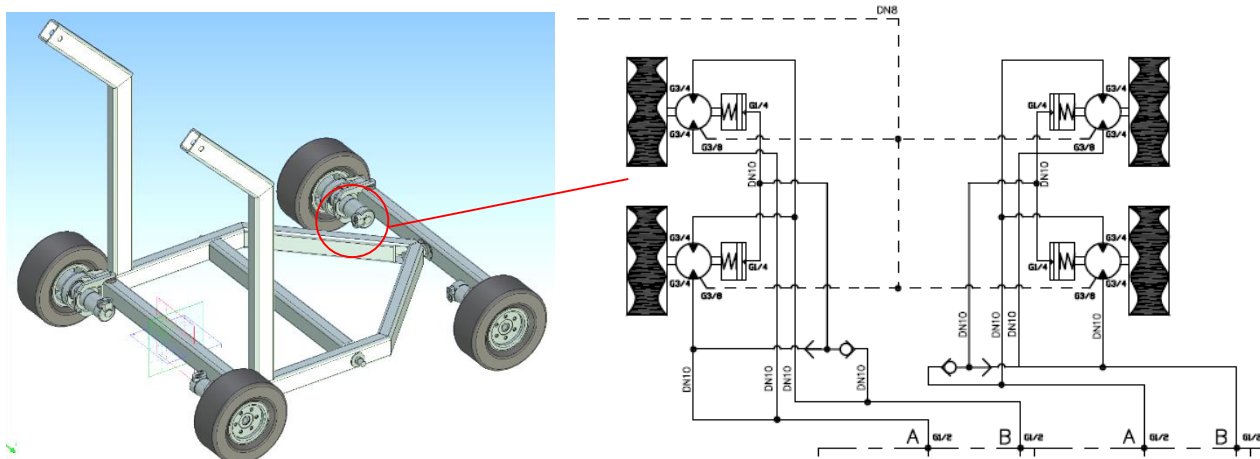
Tzw. wozidło jest pojazdem mobilnym przeznaczonym do załadunku betonu do kubłów dla potrzeb głębinienia szybu. Umożliwia on przyjęcie betonu z samochodowej betoniarki poruszającej się po poziomie zero, a następnie poprzez uniesienie koleby dozowanie tego betonu do kubłów poruszających się w drążonym szybie. Wozidło posadowione jest na kołach umożliwiających dojazd do szybu z miejsca jego parkowania. Napęd jazdy zrealizowany jest na 4 silnikach hydraulicznych stałej chłonności zasilanych z pompy wielotłoczkowej pracującej w układzie stałego ciśnienia. Wszystkie ruchy urządzenia: jazda (do przodu i tyłu) z możliwością skrętu, podnoszeniem i opuszczaniem koleby otwieraniem i zamykaniem zasowy są napędzane hydraulicznie. Hydraulikę napędza silnik elektryczny zasilany przewodem elektrycznym 30-metrowym. Urządzenie przystosowane jest do pracy w nadszybiu [8].

Urządzenie do załadunku betonu zbudowane jest z zespołów:

2.1 – podwozia, 2.2 – zbiornika (koleby), 2.2.1 – zasowy, 2.3 – hydraulicznego układu napędowego – zasilacza hydraulicznego, 2.4 – układu sterowania elektrycznego.



Rys.8. Wozidło do betonu



Rys.9. Układ jazdy urządzenia

Układ jezdny wyposażony jest w cztery silnik hydrauliczne sterowane proporcjonalnie. Silniki połączone są równolegle po dwa na jedną stronę urządzenia.

Czynności skrętne mobilnego pojazdu dokonuje się odpowiednio sterując manipulatorami proporcjonalnymi umieszczonymi na pulpicie sterowniczym, różnicując prędkości jazdy kół po obu stronach urządzenia. W stanie beznapięciowym układ jezdny jest zahamowany.



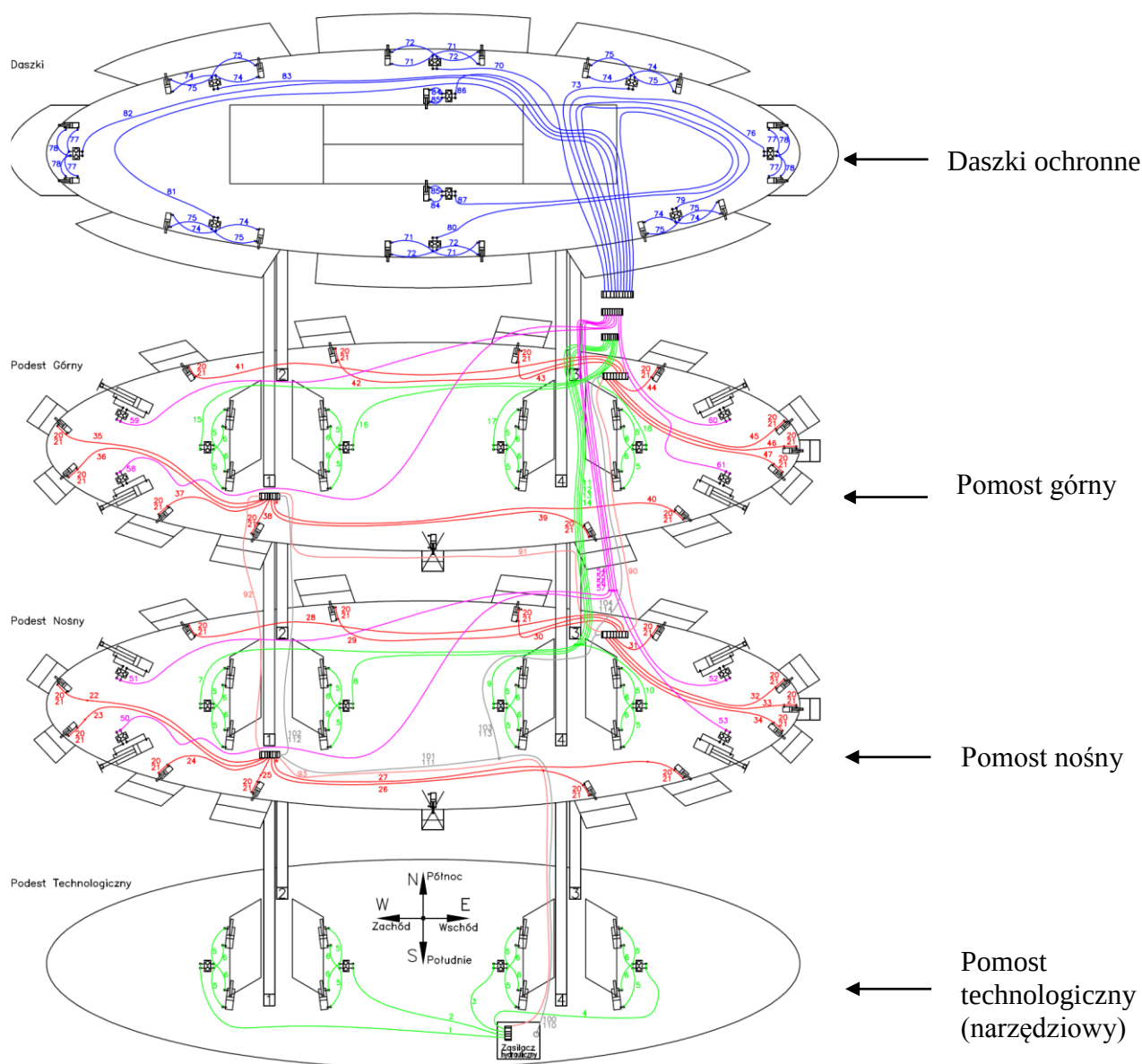
Fot.4. Wozidło do betonu

5. Układ hydrauliczny wspomagający (napędzający i sterujący) pracą pomostu cementacyjnego II

Układ hydrauliczny typu 197/001 przeznaczony jest do zasilania układów wykonawczych rozmieszczonych na pomoście cementacyjnym II zamontowanym w szybie SW-4 w Łagoszowie Małym. Złożony jest z agregatu hydraulicznego oraz bloków sterujących rozmieszczonych na poszczególnych poziomach pomostu cementacyjnego [9].

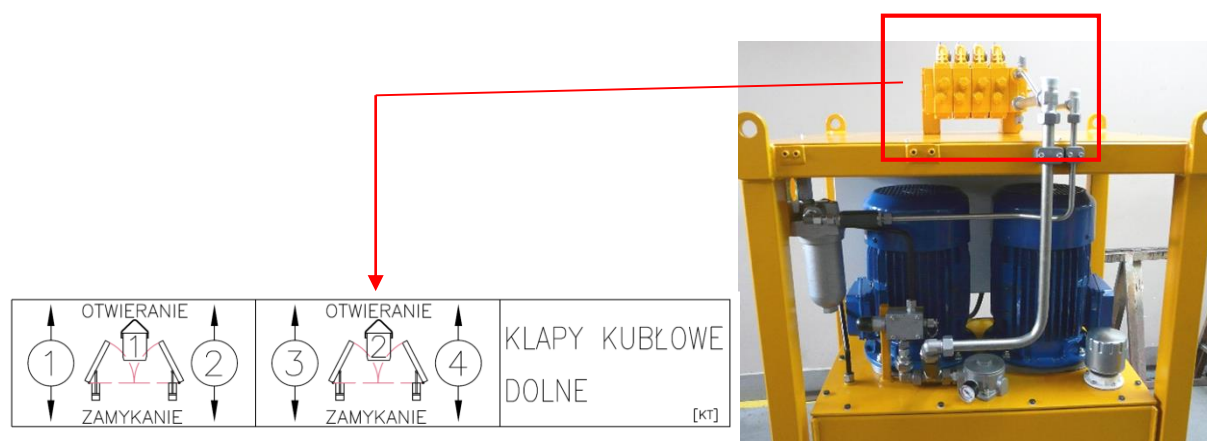
Układ przeznaczony jest przede wszystkim do sterowania:

- otwierania/zamykania kłap kubłowych na pomoście: technologicznym, nośnym oraz górnym;
- pracą podestów wysuwanych na pomoście: nośnym oraz górnym;
- pracą rozpieraków na pomoście: nośnym oraz górnym;
- ochronnymi daszkami umieszczonymi powyżej pomostu górnego.



Rys.10. Pomost cementacyjny – rozmieszczenie układu hydraulicznego

Zasilacz hydrauliczny zamontowany jest na pomoście technologicznym. Rozmieszczenie instalacji hydraulicznej obrazuje rysunek nr 10. Na ramie zasilacza zamontowany jest blok rozdzielacza czterosekcyjnego (KT) do otwierania klap kubłowych pomostu technologicznego. Do zasilacza podłączony jest także blok sterujący złożony z czterech bloków rozdzielaczy zamocowanych na pomoście górnym.



Fot.5. Identyfikacja wyjść na bloku rozdzielacza KT – na zasilaczu hydraulicznym



- | | |
|---|--|
| ← | <u>D</u> – daszki ochronne
(sekcja bloku rozdzielaczy 1-8 – po obwodzie
(sekcja bloku rozdzielaczy 9-10 – środkowe) |
| ← | <u>RG</u> – rozpieraki podestu górnego
(sekcja bloku rozdzielaczy 1-4)
<u>RN</u> – rozpieraki pomostu nośnego
(sekcja bloku rozdzielaczy 5-8) |
| ← | <u>KG</u> – kłapy kubłowe pomostu górnego
(sekcja bloku rozdzielaczy 1-4)
<u>KN</u> – kłapy kubłowe pomostu nośnego
(sekcja bloku rozdzielaczy 5-8) |
| ← | <u>PwG2</u> – podesty wysuwane na pomoście
górnym |

Fot.6. Zespół sterujący układu hydraulicznego pomostu cementacyjnego

6. Podsumowanie

W pracach głębienia szybu na kolejnych jego etapach coraz więcej urządzeń wykorzystywanych jest z napędami hydraulicznymi. Ze względu na różne warunki pracy układy te zasilane są sprężonym powietrzem lub elektrycznie. Wszystkie powyżej przedstawione układy i urządzenia pracują przy drążeniu szybu GG-1 oraz SW-4 funkcjonujących w ramach struktury Zakładów Górniczych Polkowice – Sieroszowice. Przy drążeniu szybu SW-4 409 m zostało wydrążone za pomocą kombajnu szybowego, przy którym towarzyszył proces mrożenia. Po osiągnięciu głębokości 409 metrów, utwory geologiczne, takie jak warstwy piasków, ilów, węgla brunatnych ustąpiły miejsca litej skale, co wymusiło zmianę w sposobie drążenia szybu za pomocą robót strzałowych. Urobek jest ładowany za pomocą ładowarki szybowej do kubłów. Przy zejściu poniżej 700 m ulegają zmianie warunki geologiczne gdzie należy pokonywać pokłady soli kamiennej realizując je z poziomu pomostu cementacyjnego II.

Na dzień dzisiejszy wszystkie powyżej przedstawione urządzenia funkcjonują i są wykorzystywane udogadniając proces drążenia szybu.

Literatura

1. T. Bielewicz, B. Prus, J. Honysz; *Górnictwo Część I*, Wydawnictwo ŚLĄSK 1993 r.
2. Karta technologii – Udostępnienie złoża szybami PUPW1 - KGHM Cuprum Sp. o.o. CBR.
3. Dokumentacja trójpodestowego pomostu wiszącego - KGHM Cuprum Sp. o.o. CBR.
- 4-9. Dokumentacje techniczne - Kret i S-ka Tadeusz Kret.

**UKŁAD ELEKTROHYDRAULICZNEGO POZYCJONOWANIA
Z ZASTOSOWANIEM DWUPOŁOŻENIOWEGO ZAWORU
KIERUNKOWEGO, KIEDY NIE JEST WYMAGANA WYSOKA PRECYZJA**

**ELECTROHYDRAULIC POSITIONING SYSTEM WITH ON-OFF
DIRECTIONAL VALVE FOR APPLICATIONS THAT DO NOT REQUIRE
HIGH PRECISION**

Radu Radoi, Petrin Drumea, Marian Blejan – INOE 2000 – IHP

1. Introduction

At some applications which need automatic positioning of a hydraulic cylinder rod and which works at slow speed can be used on-off electrohydraulic directional valves. This solution for unpretentious systems is cheaper than if would use proportional directional valves. The system requires a resistive position transducer which is cheaper than LVDT alternatives and an electronic control module. This system can be used for example for adjusting an element of a mechanism in intermediate positions with an accuracy of about a few mm [1, 2]. The system is useful when it is necessary to perform several intermediate positions without to mount several limitation switches or proximity sensors. The system is controlled by a electronic block which energizes the solenoids from directional valves depending on the desired direction of travel and monitors the position achieved [3]. When the prescribed position was obtained from the cylinder rod with an error of 4 mm the solenoid command stops. Positioning commands can be carried out continuous using a potentiometer or as preset values of positions by buttons.

2. General

Hydraulic diagram of such a system is shown in Figure 1. The scheme consists of a tank 1, an electric pump 2, pressure relief valve 3, a check valve 4, pressure transducer 5, pressure gauge 6, return filter with bypass valve 7, 4/3 electrically operated directional valve 8, pilot operated check valves 9, a hydraulic cylinder 10, potentiometric position transducer 11 and electronic block 12. The pilot operated double check valve was introduced into the scheme for to lock loads in a leak free mode or to prevent a negative load from falling down in case of hose failure. Pilot operated check valves should be mounted as close to the cylinder via a hydraulic block or connected through metallic pipe. It is observed that the directional valve has A and B ports open to tank in the center position. This allows pilot pressure to drop and pilot operated check valves to close. Whether one would use a directional valve with ports A and B closed at the center position, pilot operated check valve can remain open and cylinder rod can move. As position transducer one may use a resistive type linear position transducer (Figure 2) mounted in parallel with the hydraulic cylinder or using a system such as that in Figure 3, where is used a Cermet potentiometer [4], IP67 rated military / professional grade, with 6 mm shaft diameter and a rod crank mechanism. The system can be developed as a compact mobile unit for applications in the field, with power supply at 12 or 24 V from board of a vehicle.

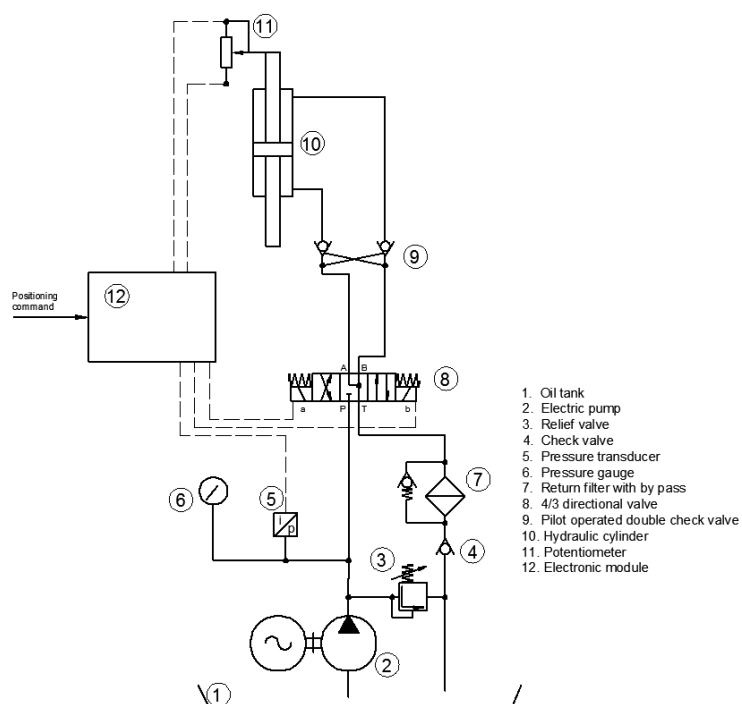


Fig. 1. Hydraulic scheme of a positioning system with on/off directional valve



Fig. 2. Liniar position transducer



Fig. 3. Example of reading a hydraulic cylinder rod position with a potentiometer and rod crank mechanism

3. Control module

Electronic scheme of the control module [5] in Figure 4 contains a microcontroller PIC 16F88, a step down voltage regulator LM 2574 for obtaining 5 volts for IC's, a circuit MAX 232 for communication with a remote control unit, several high side switches BTS436L2 for electric motor start and for the energizing the solenoids of valves [6], PCB terminal blocks for connecting power supply, solenoids of directional valves, position transducers and remote control unit.

The electronic scheme has been designed for controlling of two independent hydraulic axes [3]. Remote control of the system allow positioning commands that can be carried out continuously, using a potentiometer or as preset values of positions by buttons. For this case, the system being demountable for transport to different locations, there was done in the software of electronic block an automatic procedure for calibration of stroke of the hydraulic cylinders. Thus there is no need at each installation of the system as a qualified person to adjust the position of the cursor of transducer so that the voltage read by the microcontroller to be identical to that calibrated initially. Automatic calibration is done at each power on of the system. For calibration the hydraulic cylinders execute a full stroke and then are stored values of signal provided by position sensors at each end of the stroke. After calibration of the stroke of hydraulic cylinders the system enters in stand by and can receive commands.

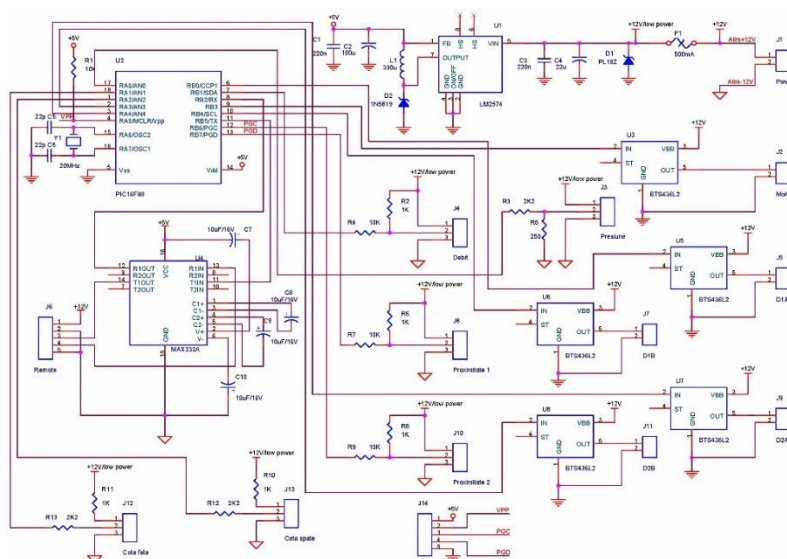


Fig.4. Electronic scheme and board of the control module

The electronic scheme of remote control unit for positioning system is presented in Figure 5. It contains a microcontroller PIC 16F88, a step down voltage regulator LM 2574 for obtaining 5 volts for IC's, a MAX 232 circuit for communication with a control module, push buttons, 2 potentiometers for adjusting the position of hydraulic cylinders and high brightness red LEDs for viewing the states on unit in daylight.

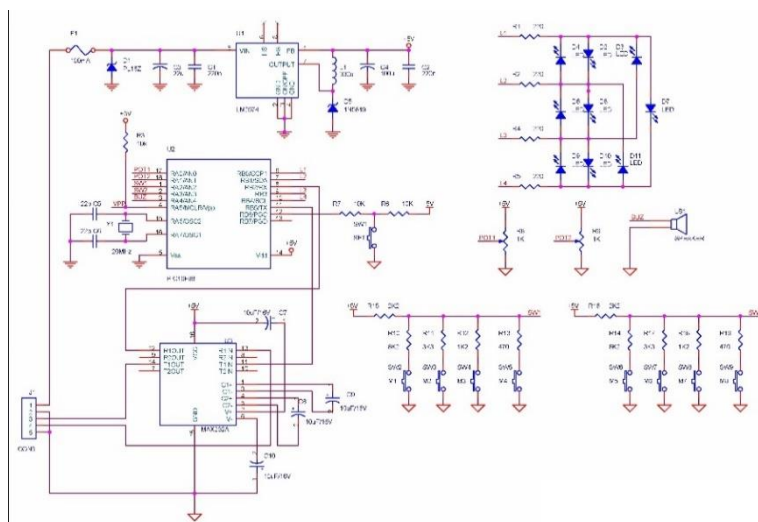


Fig. 5. Electronic scheme of remote control unit

As mode of operation, switching from manual control via potentiometers to command positions stored in the 8 memory locations (memory buttons M1 ... M8), is made by pressing the Set button. Pressing again Set button makes the transition from command by buttons with stored positions at manually command. To store a position, established in manual mode, the Set button must be pressed longer. After that all LEDs corresponding to memory buttons start flashing. By pressing one of the memory buttons is recorded in that location the manually selected position, and accordingly this memory signaling LED stays on.

The software running in the microcontroller from control module also contains the operating algorithm. It is listed below.

//operation algorithm

```

if((state==init)&&(pressure>85)){//at poweron wait pressure 85bar
    clkcal=calibrationtime;//start timer
    D1A=1;D2A=D1B=D2B=0;//front up
    state=calfsus;
}else
if((state==calfsus)&&(clkcal==1)){//ready calibration front up
    calcfs=quotafont;
    D2A=1;D1A=D1B=D2B=0;//rear up
    clkcal=calibrationtime;//start timer
    state=calssus;
}else
if((state==calssus)&&(clkcal==1)){//ready calibration rear up
    calcss=quotarear;
    D1B=1;D1A=D2A=D2B=0;//front down
    clkcal=calibrationtime;//start timer

```

```

        state=calfjos;
    }else
    if((stare==calfjos)&&(clkcal==1)){//ready calibration front down
        calcfj=quotafont;
        D2B=1;D1A=D2A=D1B=0;//rear down
        clkcal=calibrationtime;//start timer
        state=calsjos;
    }else
    if((state==calsjos)&&(clkcal==1)){//ready calibration rear down
        calcsj=quotarear;
        //correction quotas calibration up
        calcfs=calcfj+corfata*(calcfs-calcfj);
        calcss=calcsj+corspate*(calcss-calcsj);
        D2B=D1A=D2A=D1B=0;//stop
    state=move;
    }else
    if(state==stop){
        D1A=D2A=D1B=D2B=0;
    }else
    if(state==down){
        D1B=D2B=1;D1A=D2A=0;
    }else
    if(state==move){
        if(((abs(pquotafont-quotafont))<=err)&&((abs(pquotarear-
quotarear))<=err))state=stop;
        else{
            if((abs(pquotafont-quotafont))>err){//command front

if(quotafont<pquotafont){D1A=1;D1B=0;}else//up front

if(quotafont>pquotafont){D1A=0;D1B=1;}//down front
                }else D1A=D1B=0;
                if((abs(pquotarear-quotarear))>err){//command rear

if(quotarear<pquotarear){D2A=1;D2B=0;}else//up rear

if(quotarear>pquotarear){D2A=0;D2B=1;}//down rear
                }else D2A=D2B=0;
            }
        }
    }
    //blink buzzer during calibration
    if((state<stop)&&((ck100ms%5)==0))buzz=send=1;
    else{
        //drive buzzer if pressure<30bar
        if(pressure<30)buzz=send=1;
        if(pressure>=30)buzz=0;
    }
}

```

At power on of the system if the hydraulic pressure condition is fulfilled then starts automatic calibration of the strokes of two hydraulic cylinders, after which the system can receive commands from memory locations or potentiometers.

In algorithm the state on or off from the outputs to solenoids (D1a, D1b, D2A, D2B) of the two hydraulic directional valves is represented by logical states 0 or 1.

Movement of cylinders occurs when the difference between the set quota and quota read from the potentiometric transducer of position is higher than the error set in algorithm. When the difference between the set quota and quota read from the potentiometric transducer of position is lower or equal with the error set in algorithm is passed in stop state when all outputs to the solenoids of directional valves are changed in logic state 0. At the end of the algorithm if the pressure reading is below 30 bar drives a buzzer to alert. After execution, the system was tested and functioned properly, making positioning in the field of error from operation algorithm.

4. Conclusions

This solution for unpretentious systems is cheaper than if would use proportional directional valves.

The system requires a dedicated electronic control unit.

The system can be made as a stationary version to drive a machine or in compact variant that can be transported by vehicle for drive applications in terrain.

Bibliography

1. M. Avram, D. Ovezee, „Pneumatic positioning equipment in mechatronic conception”, Magazine of Hydraulics Pneumatics Tribology Ecology Sensorics Mechatronics, Hidraulica No. 2/2008, ISSN 1453 –7303;
2. C. Cristescu, C. Dumitrescu, G. Vranceanu, L. Dumitrescu, „Hydro-pneumatic systems for actuation of specific equipment, integrated in plants of energy production from vegetal waste” Magazine of Hydraulics Pneumatics Tribology Ecology Sensorics Mechatronics, Hidraulica No. 4/2013 pp. 72-78, ISSN 1453 –7303;
3. C. Cristescu, P. Krevey, B. Lupu, “Mechatronic system for recovering kinetic energy from the motor vehicle in the braking phase”, Magazine of Hydraulics Pneumatics Tribology Ecology Sensorics Mechatronics, Hidraulica No. 2/2009 pp. 50-55, ISSN 1453 –7303;
4. PE30 Fully Sealed Potentiometer <http://www.vishay.com/docs/51037/pe30.pdf>
5. A. Drumea, “Education in development of electronic modules using free and open source software tools”, Magazine of Hydraulics Pneumatics Tribology Ecology Sensorics Mechatronics, Hidraulica No. 3-4/2012 pp. 54-60, ISSN 1453 –7303;
6. http://www.infineon.com/dgdl/Infineon-BTS436L2G-DS-v01_00-EN.pdf?fileId=5546d4624bcaebcf014c3183a5692912&ack=t

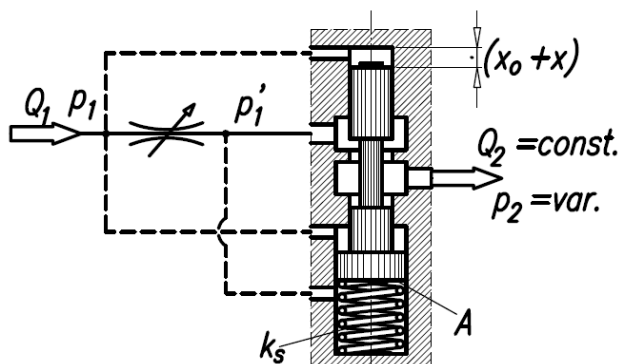
REGULATOR PRZEPŁYWU

Paweł Śliwiński - Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny

1. Wprowadzenie

Zadaniem regulatora przepływu jest utrzymywanie stałej wartości natężenia przepływu cieczy do odbiornika dowolnego typu (np. silnik hydrauliczny lub siłownik) niezależnie od obciążenia tego odbiornika. W zależności od konfiguracji regulatora (liczby przyłączy) rozróżnia się regulatory dwu-, trzy- i czterodrogowe. Ponadto występują regulatory nienastawialne i z możliwością nastawy żądanej wartości natężenia przepływu.

Znane na rynku regulatory przepływu zawierają zawór dławiący oraz zawór różnicowy (Rys. 1). Przy czym dławik może być umieszczony przed lub za zaworem różnicowym.



Rys. 1. Dwudrogowy regulator przepływu z dławikiem umieszczonym przed zaworem różnicowym [opracowanie własne]

Jak wynika z Rys. 1 ciśnienia sprzed i zza zaworu dławiącego są użyte jako sygnały ciśnieniowe, dochodzące do odpowiednich powierzchni suwaka. Na suwak, oprócz ciśnienia nacisk wywiera także sprężyna. Równanie równowagi suwaka wygląda następująco (pominięte zostały siły hydrodynamiczne oraz tarcie suwaka w otworze):

$$p_1 A = p_1' A + k_s (x_0 + x) \quad (1)$$

gdzie (wg Rys. 1):

- p_1 – ciśnienie na dopływie do regulatora, ustawione zaworem przelewowym;
- p_2 – ciśnienie za dławikiem regulatora;
- A – pole powierzchni czopa suwaka;
- k_s – sztywność sprężyny;
- x_0 i x – odpowiednio: ugięcie wstępne i ugięcie ruchowe sprężyny.

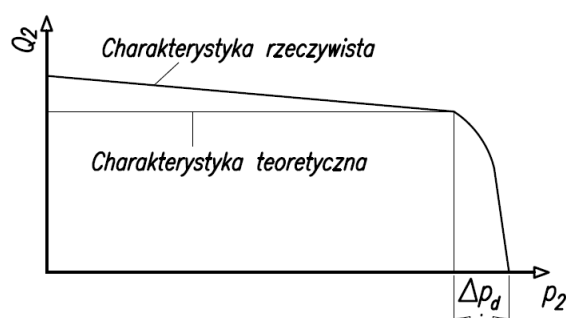
Zaś spadek ciśnienia na zaworze dławiącym wynosi:

$$\Delta p_d = p_1 - p_1' = \frac{k_s (x_0 + x)}{A} \quad (2)$$

Ponieważ $x_0 \gg x$, w rozważaniach teoretycznych przyjmuje się, że $\Delta p_d = \text{const.}$ oraz:

$$Q_2 = C(\Delta p_d)^{0,5} = \text{const.} \quad (3)$$

W rzeczywistości, w trakcie wzrostu ciśnienia p_2 maleje ugięcie x sprężyny, a tym samym maleje Δp_d . Czyli $Q_2 = f(p_2) \neq \text{const.}$ (Rys. 2). Według (2) $\Delta p_d = f(k_s)$. A więc w przypadku przyjęcia zbyt dużej sztywności k_s otrzyma się duże Δp_d i niepotrzebną stratę energetyczną. Natomiast w przypadku przyjęcia zbyt małej sztywności sprężyny wzrośnie waga działania sił hydrodynamicznych oraz tarcia. Przyjęto więc, że optymalnie $\Delta p_d = 0,2 \div 1 \text{ MPa}$.



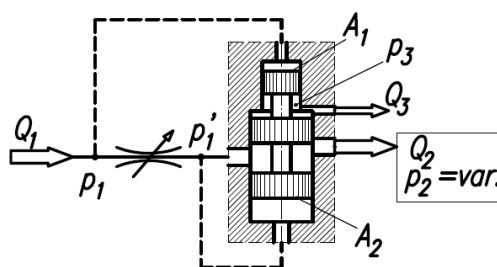
Rys. 2. Poglądowa charakterystyka regulatora przepływu [opracowanie własne]

Zatem celowe było opracowanie zaworu, w którym natężenie przepływu Q_2 będzie bardzo zbliżone lub tożsame z teoretycznym (Rys. 2) niezależnie od ciśnienia obciążającego p_2 , czyli: $\Delta p_d = \text{const.}$ w całym zakresie p_2 .

2. Budowa i zasada działania prototypu regulatora

W celu utrzymania $\Delta p_d = \text{const.}$ w całym zakresie p_2 , zawór różnicowy zastąpiono zaworem stosunku ciśnień (Rys. 3), w którym powierzchnie czoł suwaka są zróżnicowane tak, aby:

$$p_1 A_1 = p'_1 A_2 \quad (4)$$



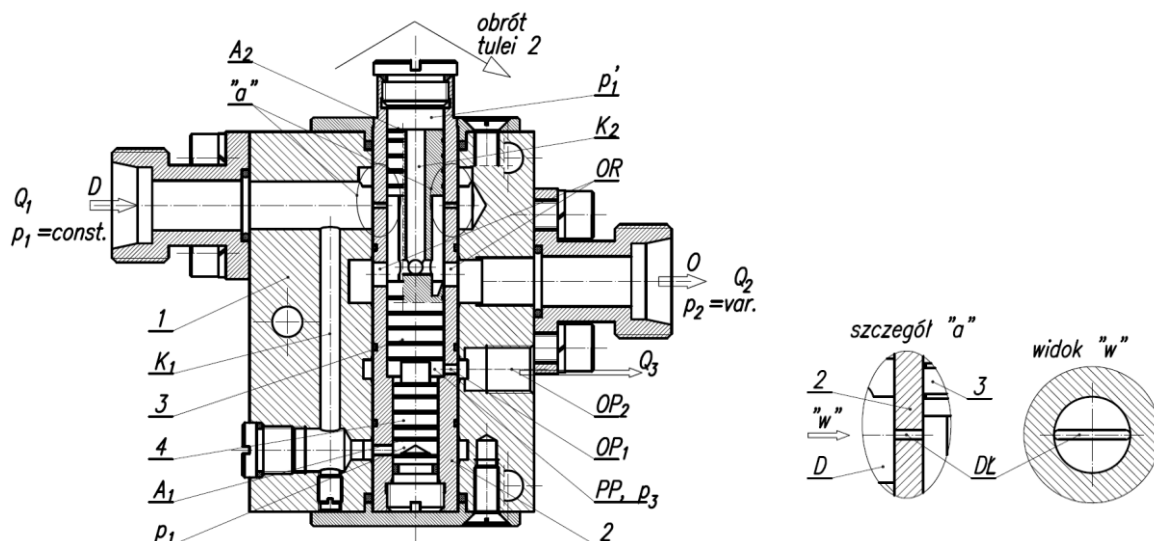
Rys. 3. Schemat regulatora przepływu zawierającego zawór stosunku ciśnień [opracowanie własne]

Spadek ciśnienia w dławiku regulatora jest równy:

$$\Delta p_d = p_1 - p'_1 = p_1 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right) \quad (5)$$

i jest stały niezależnie od ciśnienia na odpływie z regulatora. Umożliwia to zachowanie stałego natężenia przepływu przez regulator niezależnie od ciśnienia na jego odpływie. Niepożądaną cechą tego regulatora jest to, że natężenie przepływu Q_2 w regulatorze jest funkcją ciśnienia zasilającego p_1 .

Budowę regulatora przedstawiono na Rys. 4 zaś wykonany prototyp na Rys. 5.



Rys. 4. Budowa dwudrogowego regulatora przepływu. Opis w tekście [3]



Rys. 5. Widok ogólny prototypu regulatora przepływu bez mechanizmu obrotu tulei 2.

Wymiary korpusu: 80x60x56 mm [opracowanie własne]

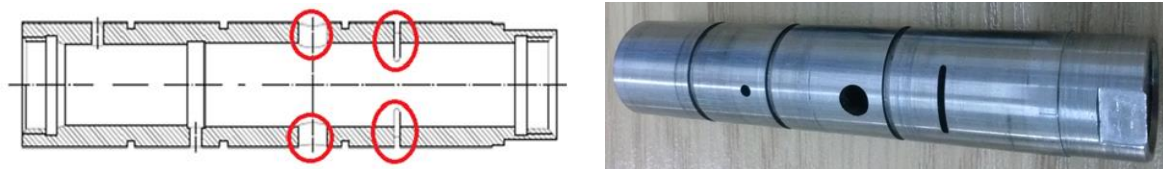
Regulator przepływu zbudowany jest z korpusu 1, wewnątrz którego zamocowana jest tuleja 2, w której umieszczony jest suwak główny 3 i suwak pomocniczy 4. Powierzchnia A_1 (od strony ciśnienia wejściowego p_1) czoła suwaka pomocniczego 4 jest mniejsza od powierzchni f_2 czoła (od strony otworu dławiącego $D\Delta$) suwaka głównego 3. W korpusie 1 wykonane są otwory dopływowy D i odpływowy O cieczy, kanał K_1 łączący otwór dopływu D z wnętrzem tulei 2 oraz otwór OP_2 odprowadzający przecieki z wnętrza PP tulei 2 przez jeden otwór OP_1 . Ponadto w tulei 2 wykonane są dwa otwory dławiące $D\Delta$ o przekroju prostokątnym i dwa otwory dławiące OR zaworu stosunku ciśnień. W suwaku głównym 3 wykonany jest kanał K_2 .

Ciśnienie p_1 jest ciśnieniem cieczy dopływającej do regulatora przez otwór dopływowy D i jego wartość powinna być stała. Ciśnienie to wywierane jest na powierzchnię A_1 czoła suwaka pomocniczego 4. Czop ten naciska na czoło suwaka głównego 3 siłą równą iloczynowi powierzchni A_1 i ciśnienia p_1 . Na powierzchnię f_2 czoła suwaka głównego 3 wywierane jest ciśnienie p_1' , którego wartość zależy od stosunku powierzchni A_1 i A_2 . W ten sposób na suwak główny 3 działają siły, których wypadkowa jest równa zero i suwak znajduje się w równowadze. Wzrost ciśnienia p_2 na odpływie z regulatora powoduje, że chwilowo wzrasta ciśnienie p_1' , zostaje zachwiana równowaga sił działających na suwak główny 3, w efekcie czego suwak główny 3 przesuwa się poosiowo w tulei 2 i zwiększa się pole przepływu w otworze OR. Nowe trwałe położenie suwaka głównego 3 wystąpi wtedy, kiedy ciśnienie p_1' zmniejszy się do wartości początkowej. Natomiast zmniejszenie ciśnienia p_2 na odpływie z regulatora spowoduje, że chwilowo zmniejszy się ciśnienie p_1' , zostanie zachwiana równowaga sił działających na suwak główny 3 i suwak ten zacznie się przesuwać poosiowo w tulei 2, zmniejszając tym samym pole przepływu w otworze dławiącym OR zaworu stosunku ciśnień. Nowe trwałe położenie suwaka głównego 3 wystąpi wtedy, kiedy ciśnienie p_1' zwiększy się do wartości początkowej.

Ustawienie określonej wartości strumienia cieczy w regulatorze dokonuje się poprzez obrót tulei 2. Obrót tulei 2 o dany kąt powoduje przysłanianie, bądź odsłanianie otworu dławiącego DŁ w otworze dopływowym D w korpusie 1. Ze względu na prostokątny kształt otworu DŁ natężenie przepływu przez ten otwór jest proporcjonalne do kąta obrotu tulei 2 w korpusie 1. Kąt obrotu tulei 2 od pełnego otwarcia otworu DŁ do pełnego jego zamknięcia wynosi 68° .

Tuleja 2 jest hydrostatycznie odciążona poprzez wykonanie w niej (Rys. 6):

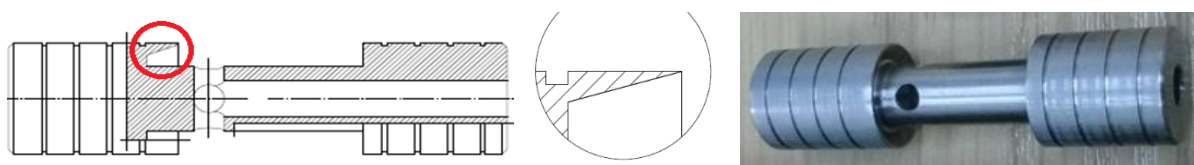
- dwóch symetrycznych otworów dławiących DŁ o wymiarach 10 x 1 mm;
- dwóch symetrycznych otworów dławiących OR zaworu stosunku ciśnień o średnicy 4 mm.



Rys. 6. Tuleja 2 – przekrój osiowy z zaznaczonymi otworami OR i DŁ i widok ogólny
[opracowanie własne]

Dzięki hydrostatycznemu odciążeniu tulei 2 jest możliwa nastawa regulatora podczas jego pracy w układzie hydraulicznym.

Symetryczne wykonanie w tulei 2 dwóch otworów dławiących OR zaworu stosunku ciśnień powoduje również hydrostatyczne odciążenie suwaka głównego 3. Ponadto na czopach tego suwaka są wykonane rowki odciążające (0).



Rys. 7. Suwak główny 3 – przekrój osiowy z zaznaczoną krawędzią dławiącą (po lewej), krawędź dławiąca z podtoczeniem czopa (środek) i widok ogólny (po prawej)
[opracowanie własne]

W prototypie regulatora średnice czopów suwaków są następujące:

- a) w suwaku głównym 3 – $d_2 = 12$ mm;
- b) w suwaku pomocniczym 4 – $d_1 = 11,6$ mm.

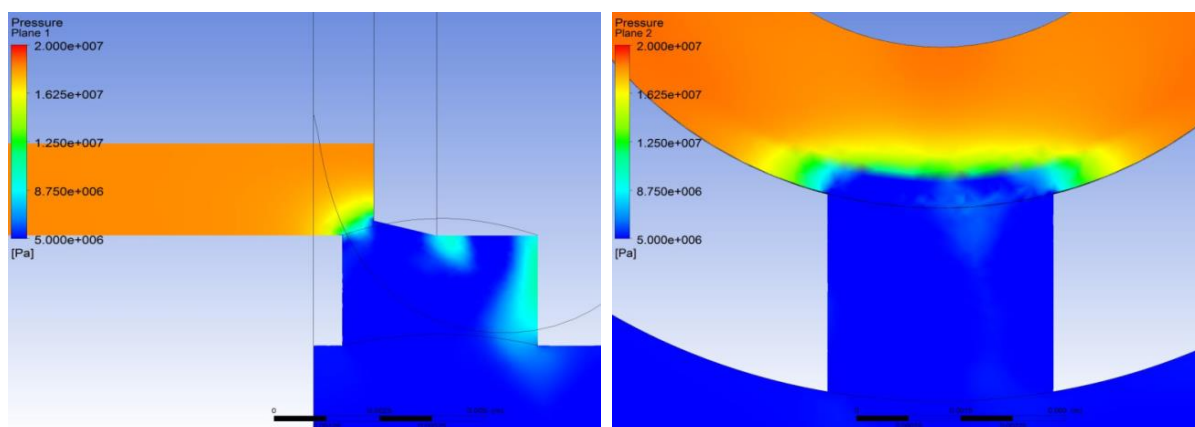
Dla takich średnic suwaków, dla $p_1 = 30$ MPa, $\Delta p_d = 2$ MPa.

Wzrost ciśnienia w komorze PP do wartości:

$$p_3 = p_1 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right) = \Delta p_d \quad (6)$$

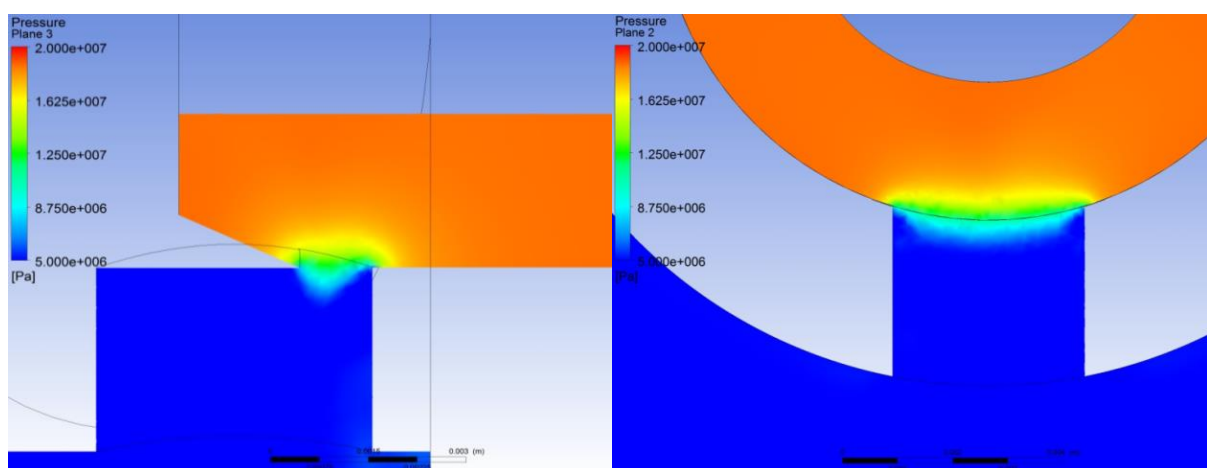
spowoduje przesunięcie suwaka, zamknięcie otworów OR w tulei 2, a tym samym zatrzymanie przepływu w zaworze. A więc zamknięcie zaworu nastąpi jeśli ciśnienie p_3 osiągnie wartość odpowiadającą spadkowi ciśnienia Δp_d w dławiku.

Krawędź dławiąca suwaka współpracująca z otworami OR w tulei 2 jest zaokrąglona, a w czopie wykonane jest specjalne podtoczenie (0). Badania eksperymentalne wykazały, że regulator przepływu z suwakiem bez podtoczenia czopa i bez ostrej krawędzi w czopie nie pracował poprawnie (nie uzyskano poprawnych charakterystyk przepływowych) [3]. W wyniku przeprowadzonych numerycznych obliczeń rozkładu ciśnienia i przepływu w regulatorze stwierdzono, że przy wypływie z komory zaworu stosunku ciśnień (w okolicach szczeliny dławiącej OR zaworu stosunku ciśnień) widoczny jest spadek ciśnienia i niejednakowy rozkład ciśnienia na powierzchni czynnej czopa suwaka 3 (Rys. 7). Wraz z oddalaniem się od szczeliny dławiącej OR ciśnienie wzrasta jednak spadek nadal rozkłada się na coraz to większej powierzchni. Różne ciśnienia rozłożone na równych, przeciwległe położonych powierzchniach prowadzą do różnicy sił na suwaku głównym i jego niezrównoważenie (jeżeli $F_1 = p_1' A$ i $F_2 = p_1'' A$ oraz $p_1' \neq p_1''$ to $F_1 \neq F_2$). Objawia się to niepoprawną pracą regulatora.



Rys. 7. Rozkład ciśnienia w komorze zaworu stosunku ciśnień wzdłuż osi suwaka (po lewej) i na czole czopa suwaka przy otworze OR. Suwak bez ostrej krawędzi dławiącej i bez podtoczenia ($p_1=20$ MPa i $p_2=5$ MPa) [3]

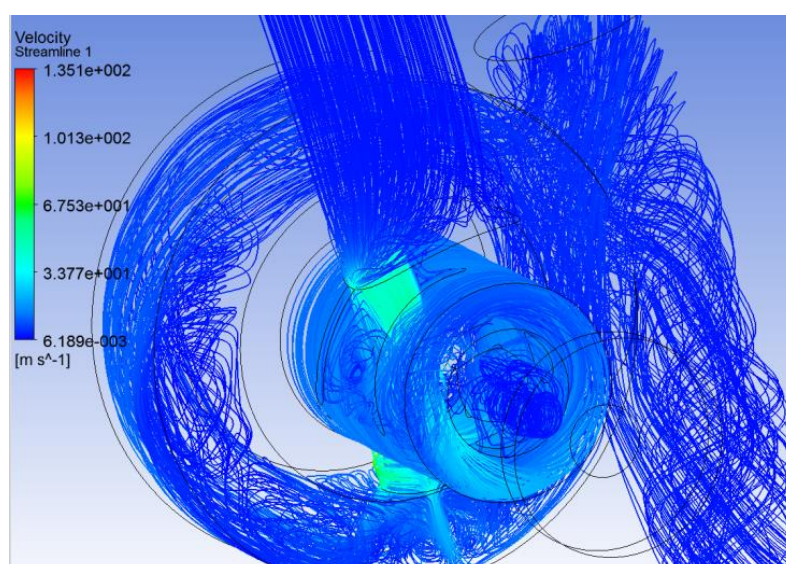
Zaostrzenie krawędzi i wykonanie podtoczenia czopa suwaka 3 (jak na 0) spowodowało zmniejszenie spadku ciśnienia w komorze zaworu stosunku ciśnień podczas przepływu cieczy oraz zmniejszenie powierzchni, na którą to ciśnienie działa.



Rys. 8. Rozkład ciśnienia w komorze zaworu stosunku ciśnień wzdłuż osi suwaka (po lewej) i na czole czopa suwaka przy otworze OR. Suwak z ostrą krawędzią dławiącą i z podtoczeniem ($p_1=20$ MPa i $p_2=5$ MPa) [3]

Widoczne jest, iż niskie ciśnienie bliskie ciśnieniu na odpływie nie wchodzi do komory tłoczka. Występuje lokalny spadek ciśnienia jednak jest on rozłożony na dużo mniejszej powierzchni, a gradient spadku ciśnienia na powierzchni czynnej suwaka jest znacznie mniejszy. Powoduje to lepsze wyrównoważenie sił działających na powierzchnie czynne suwaka.

Z obliczeń CFD wynika również, że ciecz po wypłynięciu z dławika DŁ wewnątrz tulei 2 płynie ruchem wirowym, czyli krąży dookoła suwaka 3 i uderza w otwory w suwaku (0). Taki rozkład linii prądów może być przyczyną wprawienia w ruch obrotowy suwaka i wytworzenia filmu smarnego w szczelinach utworzonych przez czopy suwaka i tuleję.



Rys. 10. Przestrzenny rozkład linii prądów w regulatorze dla obrotu tulei 2 o kąt 34° [2]

3. Wyniki badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne miały na celu zweryfikowanie poprawności działania prototypu regulatora oraz wyznaczenie jego charakterystyk. Badania przeprowadzono dla dwóch różnych cieczy roboczych, tj.:

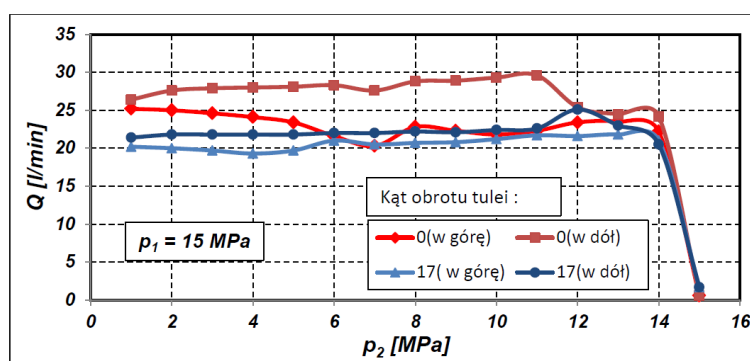
- oleju mineralnego Total Azolla 46 o lepkości 40 cSt;
- emulsji oleju w wodzie typu HFA-E (1% koncentratu VX110BF w wodzie) o lepkości 0,86 cSt.

W trakcie badań laboratoryjnych mierzono natężenie przepływu Q cieczy na odpływie z regulatora w zależności od:

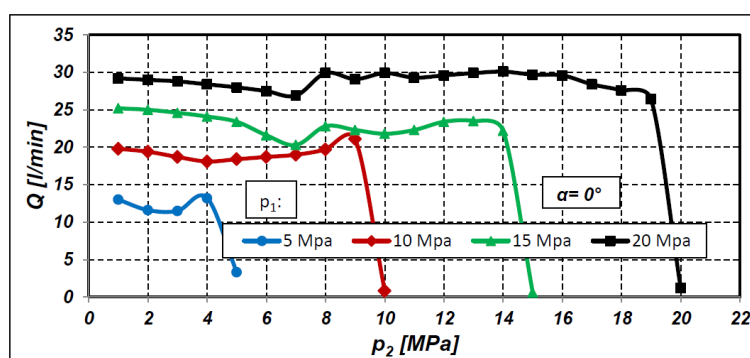
- przyrostu (na charakterystykach w legendzie: „w górę”) i spadku (na charakterystykach w legendzie: „w dół”) ciśnienia obciążającego p_2 ;
- nastawy ciśnienia zasilania p_1 ;
- kąta α obrotu tulei dławiącej 2 (dla $\alpha=0^\circ$ – pełne otwarcie dławika, dla $\alpha=68^\circ$ – pełne jego zamknięcie).

3.1. Ciecz robocza: olej Total Azolla 46

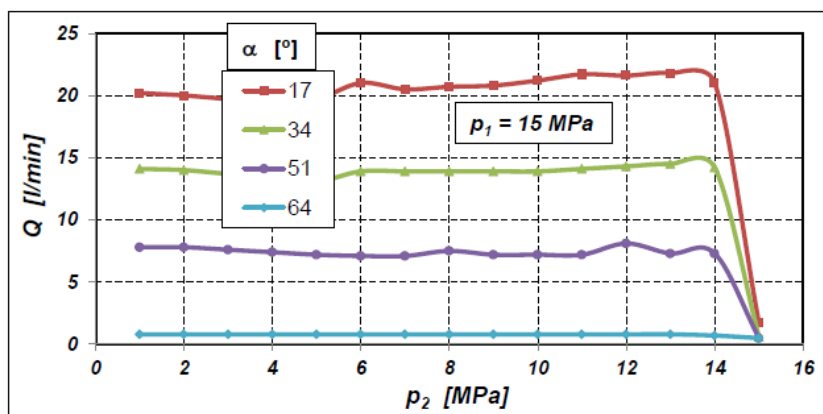
Charakterystyki regulatora dla oleju mineralnego przedstawiono na 0 ÷ 0.



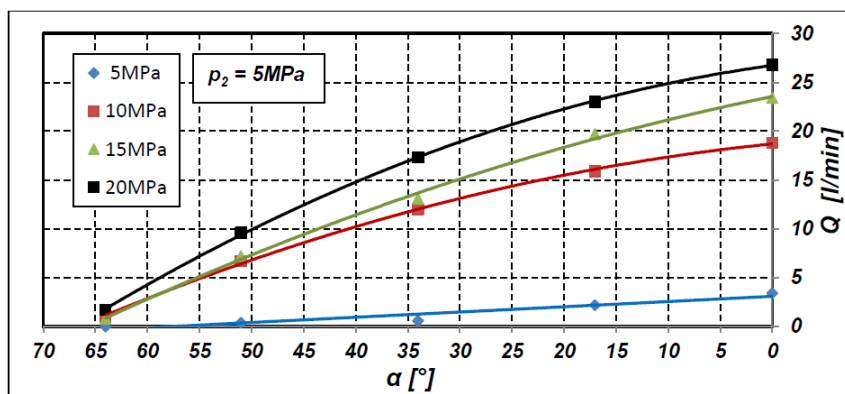
Rys. 11. Charakterystyki $Q=f(p_2)$ dla dwóch różnych kątów α obrotu tulei 2 (0° i 17°) przy ciśnieniu zasilającym $p_1=15$ MPa [1]



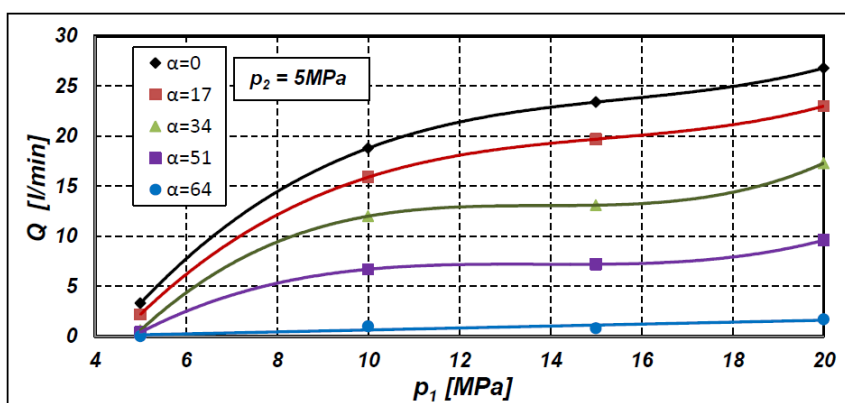
Rys. 12. Charakterystyki $Q=f(p_2)$ dla różnych ciśnień p_1 . Kąt obrotu tulei $\alpha = 0^\circ$ (charakterystyki „w górę”) [1]



Rys. 13. Charakterystyki $Q=f(p_2)$ dla różnych kątów α obrotu tulei 2 przy $p_1=15$ MPa [1]



Rys. 14. Charakterystyki $Q=f(\alpha)$ dla różnych p_1 przy stałym obciążeniu $p_2=5$ MPa [1]

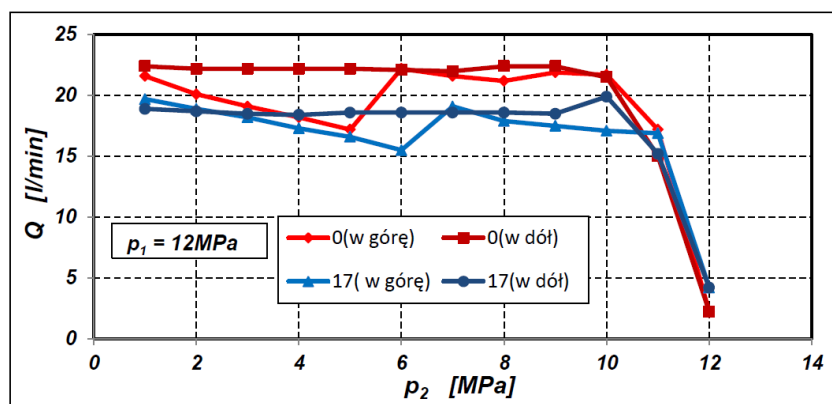


Rys. 15. Charakterystyki $Q=f(p_1)$ dla różnych kątów α obrotu tulei 2 przy stałym obciążeniu $p_2=5$ MPa [1]

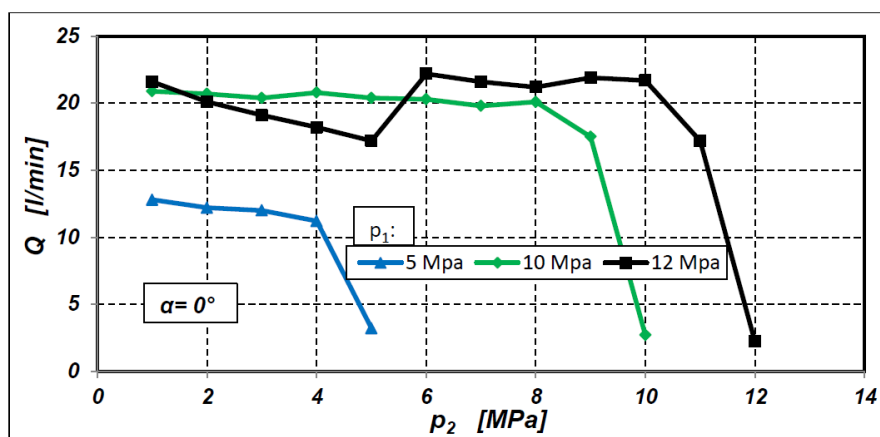
Wartość przecieku kanałem OP_2 nie przekraczała wartości 0,2 l/min.

3.2. Ciecz robocza: emulsja HFA-E

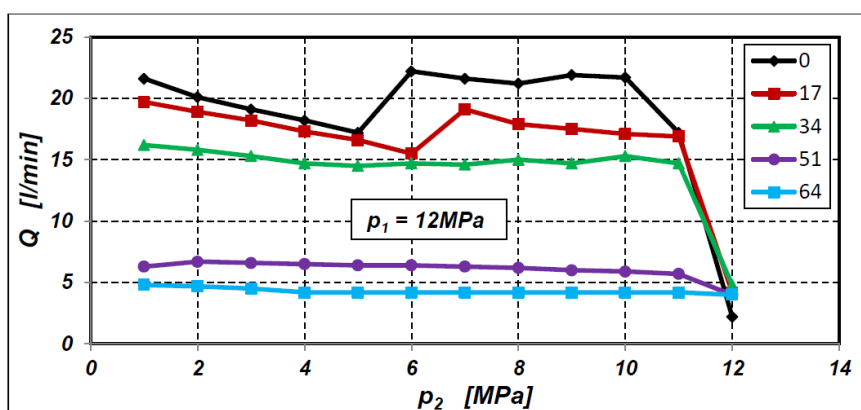
Charakterystyki regulatora dla oleju mineralnego przedstawiono na 0 – 20.



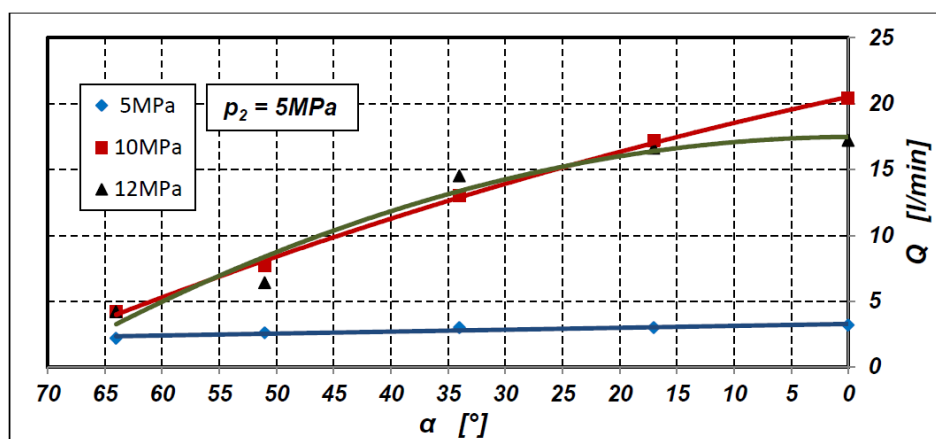
Rys. 16. Charakterystyki $Q=f(p_2)$ dla dwóch różnych kątów α obrotu tulei 2 (0° i 17°) przy ciśnieniu zasilającym $p_1=12$ MPa [1]



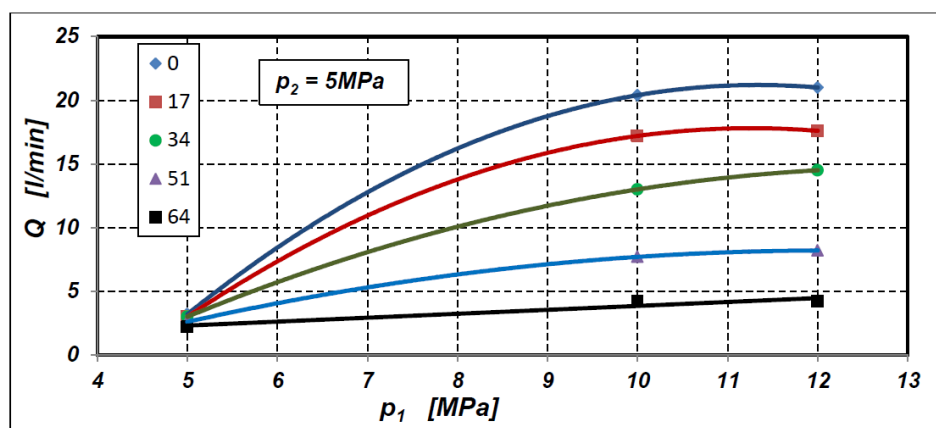
Rys. 17. Charakterystyki $Q=f(p_2)$ dla różnych ciśnień p_1 . Kąt obrotu tulei $\alpha=0^\circ$ (charakterystyki „w górę”) [1]



Rys. 18. Charakterystyki $Q=f(p_2)$ dla różnych kątów α obrotu tulei 2 przy ciśnieniu zasilającym $p_1=12$ MPa [1]



Rys. 19. Charakterystyki $Q=f(\alpha)$ dla różnych p_1 przy stałym obciążeniu $p_2=5$ MPa [1]



Rys. 20. Charakterystyki $Q=f(p_1)$ dla różnych kątów α obrotu tulei 2 przy stałym obciążeniu $p_2=5$ MPa [1]

Wartość przecieku kanałem OP_2 nie przekracza 1,4 l/min.

4. Wnioski

Badania laboratoryjne potwierdziły, że:

- natężenie przepływu jest zależne od ciśnienia p_1 cieczy na dopływie do regulatora;
- maksymalny zakres ciśnienia obciążenia p_2 jest mniejszy od ciśnienia p_1 cieczy na dopływie do regulatora o co najwyżej 2 MPa (co jest zgodne z założeniami projektowymi);
- charakterystyka regulacyjna $Q=f(\alpha)$ jest praktycznie liniowa (0 i 0);
- suwak główny jest wprawiany w ruch obrotowy podczas przepływu cieczy przez regulator o czym świadczy „zmatowiona” powierzchnia czopów suwaka (0).



Rys. 21. Suwak główny po badaniach laboratoryjnych.
Widoczne „zmatowienie” czopów będące efektem wirowania suwaka i jego docisku siłami hydrodynamicznymi do powierzchni tulei 2

Ponadto stwierdzono, że:

- występuje histereza charakterystyki $Q=f(p_2)$;
- charakterystyki $Q=f(p_2)$ nie są zgodne z teoretycznymi. Szczególnie w środkowym zakresie ciśnienia p_2 występuje spadek natężenia przepływu Q . Przypuszcza się, że przyczyną tego zjawiska są duże siły hydrodynamiczne powodujące silny docisk suwaka do powierzchni tulei (suwak przestaje się obracać);
- rodzaj cieczy ma wpływ na charakterystykę $Q=f(p_2)$. Porównując wykresy na 0 i 0 można stwierdzić, że natężenie przepływu Q emulsji w regulatorze jest większe od natężenia przepływu oleju. Dla przykładu, przy $p_1=10$ MPa i przy pełnym otwarciu dławika ($\alpha=0^\circ$) natężenie przepływu Q emulsji wynosi $19,5 \div 20,5$ l/min, zaś Q oleju wynosi $18 \div 20,5$ l/min. Przyczyną jest różnica gęstości cieczy oraz większy przeciek emulsji w regulatorze (nawet 10-ciokrotnie). Należy zwrócić uwagę, że w układzie hydraulicznym stanowiska badawczego przepływomierz został zainstalowany na dopływie do regulatora;
- regulator charakteryzuje się dosyć dużym zakresem regulacji natężenia przepływu Q . Dla $p_1=20$ MPa zakres ten wynosi $1 \div 13$.

Jest możliwe zwiększenie zakresu regulacji Q nawet do 16 poprzez zwiększenie długości szczeliny dławiącej D_L w tulei 2.

5. Podsumowanie

Wyżej opisany regulator jest rozwiązaniem konstrukcyjnym, jak dotąd niespotykanym na rynku. Jego zaletą jest:

- natężenie przepływu cieczy niezależne od ciśnienia obciążenia;
- duży zakres nastawy natężenia przepływu ($1 \div 13$);
- małe gabaryty, prosta budowa i technologia wykonania;
- hydrostatycznie odciążona tuleja dławiąca, co sprawia, że moment niezbędny do obrotu tulei (nastawy regulatora) jest niezależny od ciśnień w regulatorze, a jego wartość zależy tylko od sił tarcia w uszczelnieniu.

Niedogodnością regulatora jest:

- konieczność odprowadzenia przecieków z regulatora i zapewnienie bardzo małego spadku ciśnienia w przewodzie odprowadzającym przecieki;

- b) zależność natężenia przepływu Q cieczy od ciśnienia zasilania p_1 . W regulatorach znanych na rynku natężenie przepływu nie zależy od ciśnienia zasilania – ciśnienie zasilania powinno być wyższe od ciśnienia obciążenia o co najmniej 1 MPa;
- c) histereza charakterystyki $Q=f(p_2)$;
- d) spadek natężenia przepływu Q w środkowym zakresie ciśnienia obciążenia p_1 .

Zatem należy prowadzić dalsze prace mające na celu optymalizację konstrukcji zespołu tuleja dławiąca – suwak główny pod kątem wyeliminowania zakłóceń charakterystyki $Q=f(p_2)$. Ponadto należy zbadać:

- a) wpływ ciśnienia p_3 w przestrzeni PP na charakterystyki przepływowe regulatora – jest to ważne, gdyż spadek ciśnienia w przewodzie odprowadzającym przecieki będzie wpływać na natężenie przepływu w regulatorze;
- b) odpowiedź zaworu na skok jednostkowy ciśnienia p_1 (nagły wzrost i nagły spadek ciśnienia p_1);
- c) odpowiedź zaworu na skok jednostkowy ciśnienia p_2 .

Projekt regulatora, obliczenia numeryczne, wykonanie prototypu i badania laboratoryjne zrealizowano w ramach projektu LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011 „Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi oraz z cieczami niepalnymi” pod kierunkiem autora niniejszej publikacji. Projekt został sfinansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

Literatura

1. Ellwart T.: Badania eksperymentalne regulatora przepływu. Praca dyplomowa inżynierska. Promotor: dr inż. Paweł Śliwiński. Politechnika Gdańska 2014.
2. Kuczwalski M.: Komputerowe obliczenia przepływów w warunkach ustalonych w regulatorze przepływu. Praca dyplomowa magisterska. Promotor: dr inż. Paweł Śliwiński. Politechnika Gdańska 2012.
3. Lipski A.: Badania laboratoryjne regulatora przepływu. Praca dyplomowa magisterska. Promotor: dr inż. Paweł Śliwiński. Politechnika Gdańska 2013.
4. Śliwiński P.: Regulator przepływu. Zgłoszenie patentowe nr: P.408334 z dnia 26.05.2014 r.

**WPROWADZENIE OPROGRAMOWANIA DLA ZŁOŻONEJ
ALGORYTMIZACJI I BADAŃ DZIĘKI ZASTOSOWANIU ANALIZY
INŻYNIERYJNEJ W OKREŚLENIU PRZESTRZENI FUNKCJONALNEJ
DLA INTELIGENTNEJ TECHNOLOGII ORAZ WYDAJNYCH
ROZWIĄZAŃ W URZĄDZENIACH HYDRAULIKI SIŁOWEJ**

**IMPLEMENTING A COMPLEX ALGORITHMIZATION AND RESEARCH
SOFTWARE SOLUTION BY USING VALUE ENGINEERING OF THE
FUNCTIONAL SPACE OF SMART TECHNICAL, PERFORMANCE
SOLUTIONS, IN HIGH PRESSURE HYDRAULIC POWER EQUIPMENT**

Constantin Chirita – Technical University “Gheorghe Asachi”, Iasi Romania

Leonard-Stefan Boghian, Boris Plahteanu– National Institute of Inventics, Iasi, Romania

Chitariu Dragoș-Florin – Technical University “Gheorghe Asachi”, Iasi Romania

1. Introduction

The software application implemented offers a friendly graphical interface for two types of users: clients and suppliers, such as:

- the client is offered (returned) 4 types of solutions, according to the requirements: eligible solutions, minimum cost solution; highest utility value solutions and optimum solution [1];
- the supplier/ manufacturer is offered (returned) a series of useful information as: redesign of an existing product, for performance improvements, or to design an new product, considering the feedback obtained through an “intelligent questionnaire” that beside gathering row data is also filtering and processed, translating them into a form compatible for innovation research process.

2. Facilities offered to the client

The client receives an intuitive interface that will guide with ease, when launching a product search (Fig. 1).

Launching a product search requires the following next steps:

- A. selecting the product category;
- B. selecting functions that are important to customers and assigning the corresponding notes according to the importance given;
- C. delimitation of search interval of the technical parameter that present maximum importance belonging to the selected functions from previous step;
- D. selecting the required product:
 - minimum cost;
 - maximum utility value;
 - optimum value, maximum report between utility value and cost;
 - all eligible products.
- E. Research launch;
- F. Detailed reports on each returned product.

Selecting the category of which includes the products is performed by using a list of options.

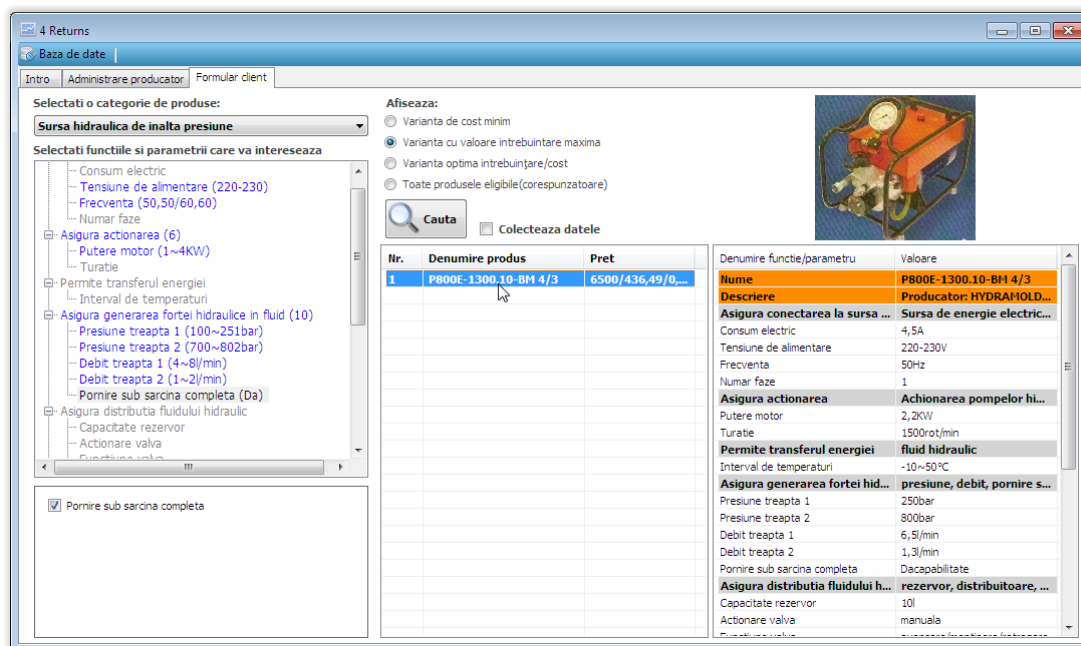


Fig.1. Launch search example

Fig. 2 presents the subordination and connexions between product categories, products, features and parameters.

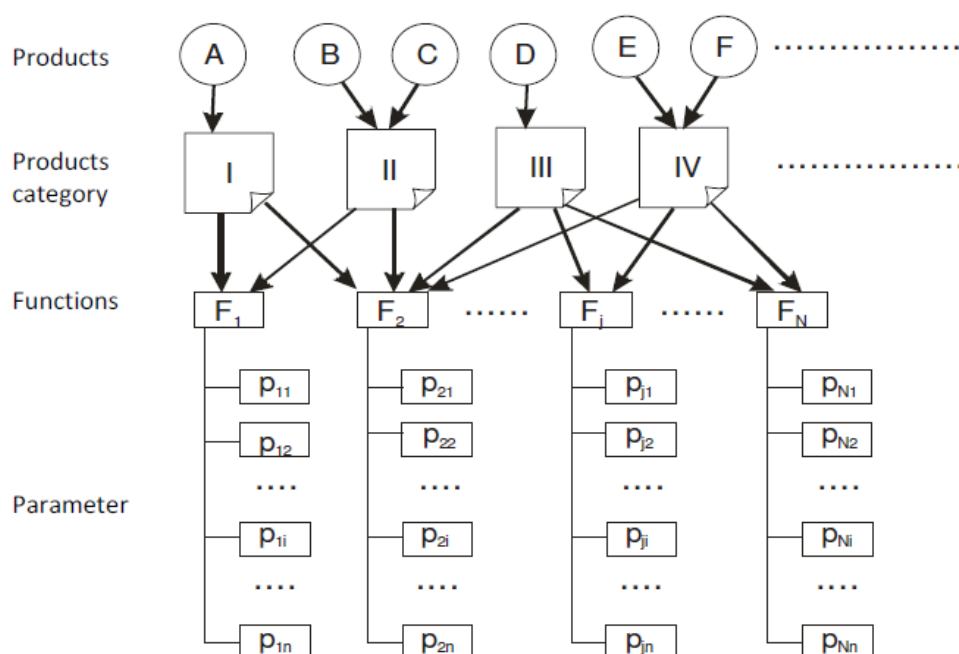


Fig. 2. Subordination and connexions between product categories, products, features and parameters

Selecting functions of importance to the client is made by using a selection list that contains all the functions and their parameters corresponding to the selected product category in the previous step. With selected functions are grades assigned from 1-10, which reflects the importance the customer attaches to each function. Following the grades that reflecting the importance of the position, it will appear to the right of the tool name in brackets.

Once selected a function and a note is attributed for importance, these steps for delimiting search range of the selected technical dimensions of the function parameters which are important for the client can be completed.

Search range Delimitation of technical parameters dimensions is achieved according to type. In software algorithm six types of parameters are approached, as follows [2]:

I. The parameters "**maximized value**"

Are the parameters, in specific units, that with the increase of the parameter there is an increase the utility of the product. For instance, the "providing hydraulic fluid force generation" function assigned to the category "high pressure hydraulic sources", with the parameter "maximum pressure" the higher value it is has, expressed in bar, MPa or other units, the higher is usefulness/ utility value the hydraulic source has.

Of course, over a certain amount of this parameter type, the utility product will not increase; the user is not willing to pay extra. For example: if the buyer needs a source to generate hydraulic pressure up to 700 bar, he is not willing to pay for a source to generate 1000 bar, but at most for one of 750 - 800 bar, opting for a certain buffer, and while being aware that the 200 - 250 bar incorporates additional charges [3].

II. Parameters "**minimized value**"

This type of parameter is basically the reverse of above, its value, the higher will be the higher, the utility will be detrimental to the user, meaning a inverse relationship between product utility and value of the parameter, expressed in the related unit.

An example is the parameter "volume loss" appropriate function is "to ensure sealing" for the product "hydraulic rod seals". The volume losses are higher, the utility function and hence the product decreases.

III. Parameter "**maximized interval**"

This type of parameter, as shown in the name, is characterized by a range of values representing units, whose scope is intended to be as high. In this case, increasing the extent of the range incur certain limits that the customer does not wish to bear.

In this category we can exemplify the parameter "temperature range" for function "allows energy transfer" assigned to the product "high pressure hydraulic sources". In this case, for example, value range: -30 °C to + 60 °C, can be attributed. Below -30 °C and + 60°C above in this most cases, will generate additional cost.

III. Parameter "**minimized interval**"

Very often not met, in practice, it is expressed through a range of values, whose intended scope is to be minimized. This can be translated into the language of value engineering as: utility function is inversely proportional to the range size of values for the concerned parameter.

The existence of this type of parameter originated from certain technological constraints, some "conflicts" arising between some functions.

The rarity of this type of parameter imposes the presentation of some examples, below:

- Parameter "deformation" assigned to the function "endure working conditions" within the product "hydraulic rod seals" is expressed as a range of values, expressed in units of length or percentage. As the range of values is lower, for the deformation of the sealing element, the resistance at operating conditions will be higher and so will increase the usefulness of the product. On the other hand, deformation of the elastic element is necessary for the function "to ensure sealing". Thus functions "to withstand working conditions" and "to ensure sealing" are functions "conflictual" through the prism of "deformation" parameter of the elastic element.

- Parameter "radial clearance" for the function "to ensure sealing" for the product "hydraulic pump" must be present to allow relative movement between elements but on the other hand, the lower the value range is the better will be the seal. Therefore, the functions "to ensure sealing" and "ensure relative motion" are "conflictual" functions through the prism "radial clearance" parameter.

V. Parameter **"yes / no"** ('true / false')

Parameter **"yes / no"** ('true / false') are called in the algorithm "boolean" type parameter.

This is a parameter for the point of view of utility, meaning that the amount of use can only have two values, most of the times, to 0 or 1.

For the "displacement of load" function related to the "hydraulic cylinder" product category parameter "double action" cannot have another use value than 1 or 0, that yes or no.

If, it is necessary to have dual action hydraulic cylinder, the parameter "will decide" whether a particular cylinder is eligible or not in the current search. So this type of parameter cannot assign a increasing or decreasing function utility, it only differences between eligible and ineligible products.

V. **Discrete value** parameter

There are few cases where the user has to decide on the choice of multiple values well demarcated from each other, belonging to certain parameters [4]. For example, the "to be aesthetically" has a high degree of generality; it could be characterized by the parameter "aspect", whose values can be: very nice, pleasant, satisfactory parameter values hard to quantify etc.

Another use of this type of parameter is that it is not aimed at the utility of the product, but the introduction / extraction of many typo dimensions of the same product to/from the database.

Specifically, if more products differ only by a single parameter value, they can be entered in the database, as a single product, saving time and energy, and in the space allocated the parameter values will be introduced for each product. In this case, the values entered; usually names must meet a numerical value, but this time, it that will be taken into account in the calculation of utility.

One example in this respect is the parameter "size fitting" of the tool "to enable mounting in the cylinder" of a sealing element, this parameter being used for selection in the database of those seals which fit into the predetermined socket.

Delimitation of the search range of technical dimensions for "maximized value" parameters is achieved either by moving the appropriate cursors to two ends of searchable range either by direct input of minimum and maximum values in the boxes provided for this purpose, values corresponding the two search range limits. Assigned parameter search range will be attached next to the name of the latter in brackets.

Fig. 3 presents a delimitation example of a range between 4 to 30 l for parameter "tank capacity", during a search launched in the category "Hydraulic high pressure sources unit". Equipment's found in the data base that has a tank capacity of less than 4 l become ineligible and those over 30 l are eligible. However, in the utility value, there will be located on the same level as those who hold a capacity of 30 l.

Delimitation of the search range of technical dimensions for "minimized value" parameters is achieved in the same way as the parameter "maximized value", differences occurring when the software will make the difference between the eligible products and illegible and will calculate the utility values of the eligible products.

In the example in Fig. 4, a search form for products from product category "high pressure hydraulic source" whose parameter value "power consumption" is between 0 - 10 A. the equipments in the database that have a larger power consumption then 10 A thus become ineligible.

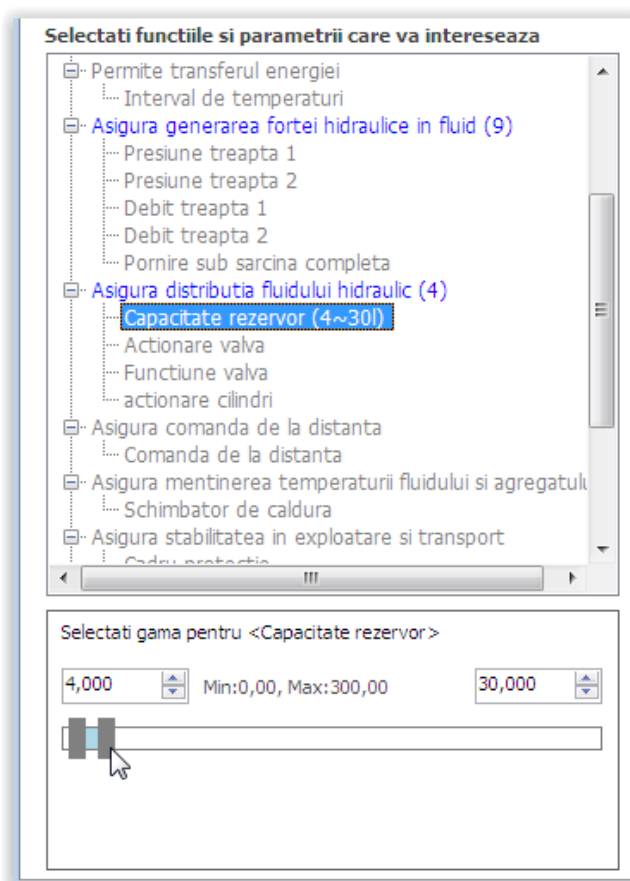


Fig. 3. Range delimitation of search for "value maximized" parameters

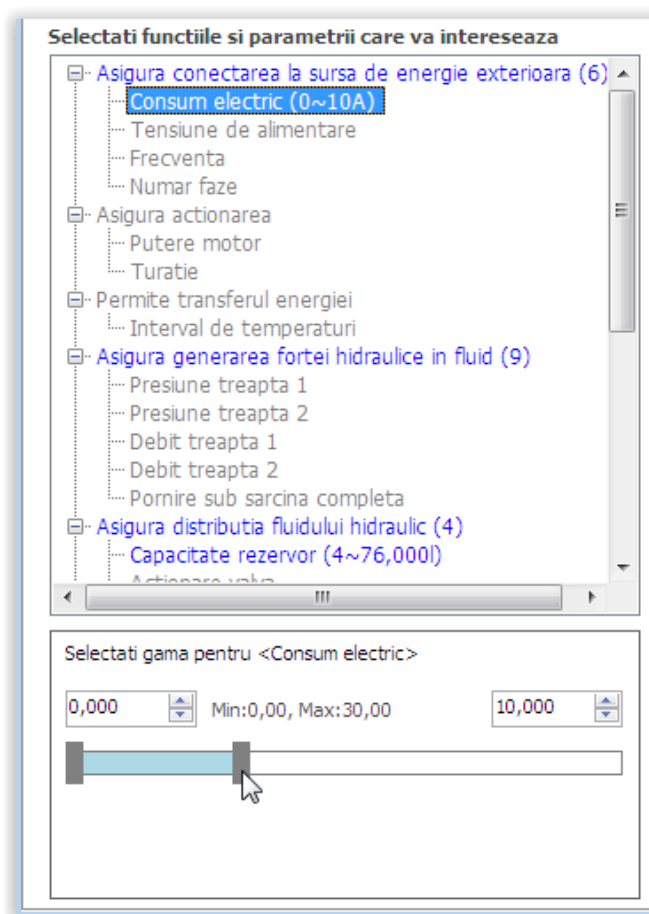


Fig. 4. Range delimitation of search for "value minimized" parameters

In the case of the "**maximized range**" parameter, delimitation of the search space is made by enclosing each end of the range of maximized (minimum and maximum) within another variation interval by using cursors.

Fig. 5 presents the enclosement of the two range limits for the parameter "temperature range", belonging to "allows energy transfer" function in the category of high-pressure hydraulic unit, as follows:

- the minimum value between -20 and 0 °C, which means that a value greater than 0 °C will introduce the product in the ineligibility area and a value less than -20 °C will present the same utility for the customer as a product which can work down to -20 °C;
- the maximum amount between 30 and 60 °C, which means that equipment's with a value of less than 30 °C are not eligible and those with a value greater than 60 °C will be equally useful for the client and equipment can function up to 60 °C.

For parameters "minimized interval", search delimitation extremities is achieved by setting the interval which will include the minimized interval.

Fig. 6 illustrates the framing of the minimized interval of values for "elastic deformation" parameter belonging to the "sealing assurance", from the category "piston-rod sealing", from 0.03-0.12 mm range. This means that any sealing whose elastic deformation is characterized by a range that is not included in the chosen range by the customer is not eligible.

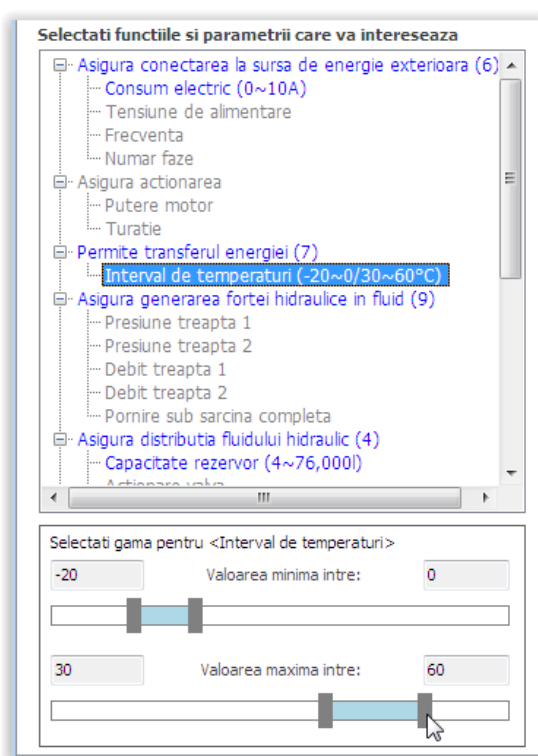


Fig.5. Range search delimitation for the "maximized interval"parameter type

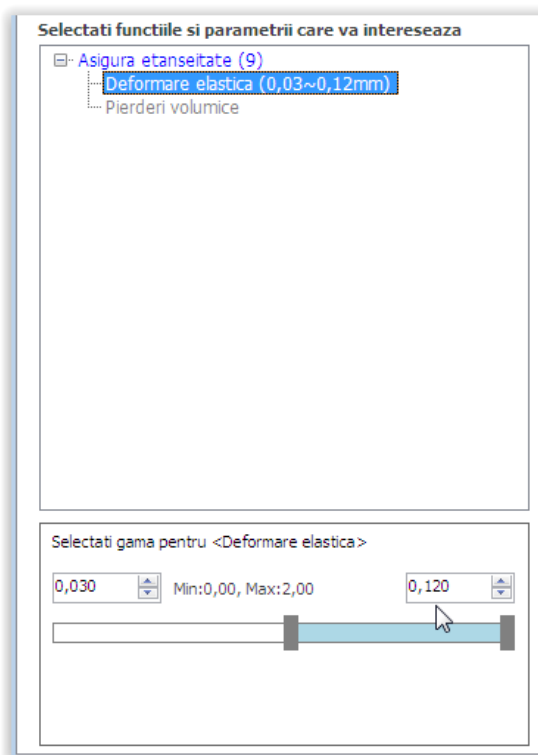


Fig.6. Range delimitation of search interval for the "minimized interval" parameter type

Setting these limits of the search space is performed using two cursors, and if the values are very low, as in the present case, the two values will be entered using the keypad or incremental buttons.

The search space for "discrete values" parameter (fig. 7) is made by selecting from the value list from these predefined values that are convenient for the customer. With the selection of these values, the customer will assign a note to each chosen values, which may be the same or different for all selections and will considered in calculating utility value of the products in accordance with your wishes.

It is attributed:

- **the same selected value** when these values don't offer an different utility to the client, but if the differences between the eligible and illegible products, for example, the voltage of the electric motor for the hydraulic pump drive;
- different grades for the selected values when those values **bring different utility** to the client and not only differentiate between eligible and not eligible products, but will also lead to different values of products eligible for use in the database, compared to the selections. One such example is the high pressure hydraulic sources that may be used to actuate cylinders with single or double action.

Selectati functiile si parametrii care va intereseaza

- Debit treapta 2
- Pornire sub sarcina completa
- ☒ Asigura distributia fluidului hidraulic (8)
 - Capacitate rezervor
 - Actionare valva
 - Funcțiune valva
 - actionare cilindri (simpla actiune,simpla/dubla actiune)
- ☒ Asigura comanda de la distanta
 - Comanda de la distanta
- ☒ Asigura mentinerea temperaturii fluidului si agregatului
 - Schimbator de caldura
- ☒ Asigura stabilitatea in exploatare si transport
 - Cadru protectie
- ☒ Permite portabilitatea
 - Masa
 - Lungime
 - Latime
 - Inaltime

Selectati optiunile pentru <actionare cilindri>

Valoare	Nota
☒ simpla actiune	5
☒ simpla/dubla actiune	10

Nota: 10

Fig. 7. Space search delimitation for the "discrete value" parameter type

By allocated grades, it will select the marked value of the parameter and it will use next the incremental check-box.

The search space for the "Boolean value" parameter is made by checking/ unchecking of the check-box, this making the difference between the eligible and not eligible products. One such parameter won't create different utility between products, such as; all eligible products will have same utility.

Fig. 8 shows the case where the search space of high hydraulic power units is limited to the equipment's that are provided with heat exchange.

After the search space is limited, through selected parameter and functions, the client can move to the next step, which is to select the tracked product version.

Selection of the required product variant is made by using the selection buttons found in "View" area from the client management menu and the launch of the search starts with the push of the "Search" button (fig. 1).

The required product variant may consist of: all eligible products, alternative minimum cost, maximum-value version or the best option in terms of ratio-value (utility) / cost.

The software returns a list of product that correspond to the searched launched, followed by the box that is displayed in the product price / score of the utility value relation between use value and cost.

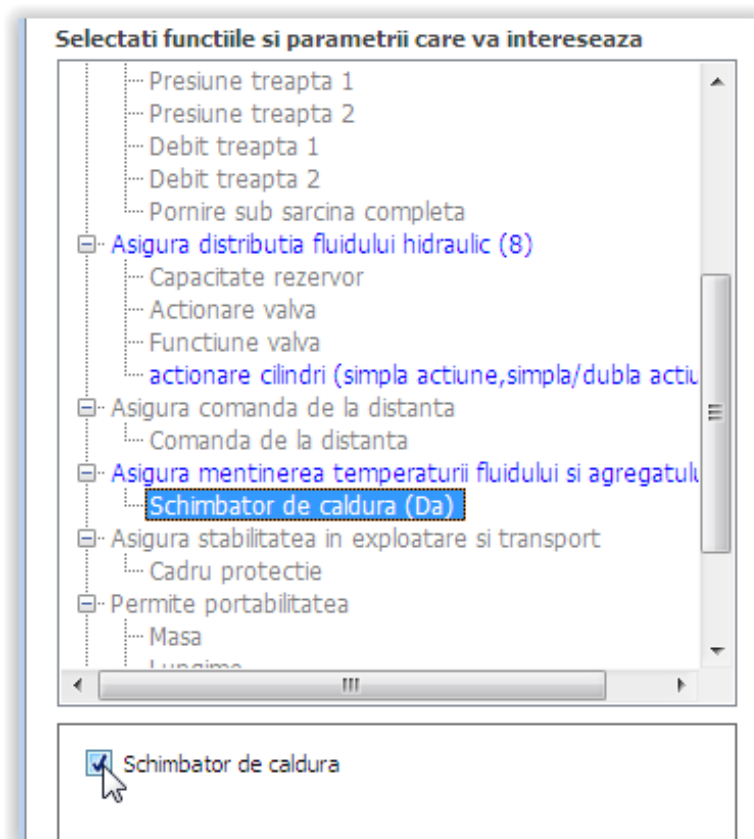


Fig.8. Space search delimitation for the "discrete value" parameter type

Selection of one product from the returned list, will allow the visualisation in the window from the right side of the client management menu, a description of the selected product, containing, the attached picture, all functions and all parameters alongside the values.

In the right of the "search" button is a check-box, assigned to the data collection option which launched the delimited search space, which when unchecked will save this data to their processing and to provide a feedback producer (bidder).

Detailed reports on each returned product

An important feature for the customer is that they can benefit not only from a brief nomination of the 4 types of solutions (with minimum cost with maximum value of use, optimal or all eligible products) but also detailed reports and graphs for supplementary orientation in decisions process.

Fig. 9 shows a screenshot of such a report generated by the program after a search launch.

The content of such a report can be seen:

1. product classification into one of three ways: with minimum cost, with maximum usage value or the best option;
2. an analysis of the requirements compliance of functions and parameters;
3. radar chart of the percentage for fulfilling the requirements of functions.

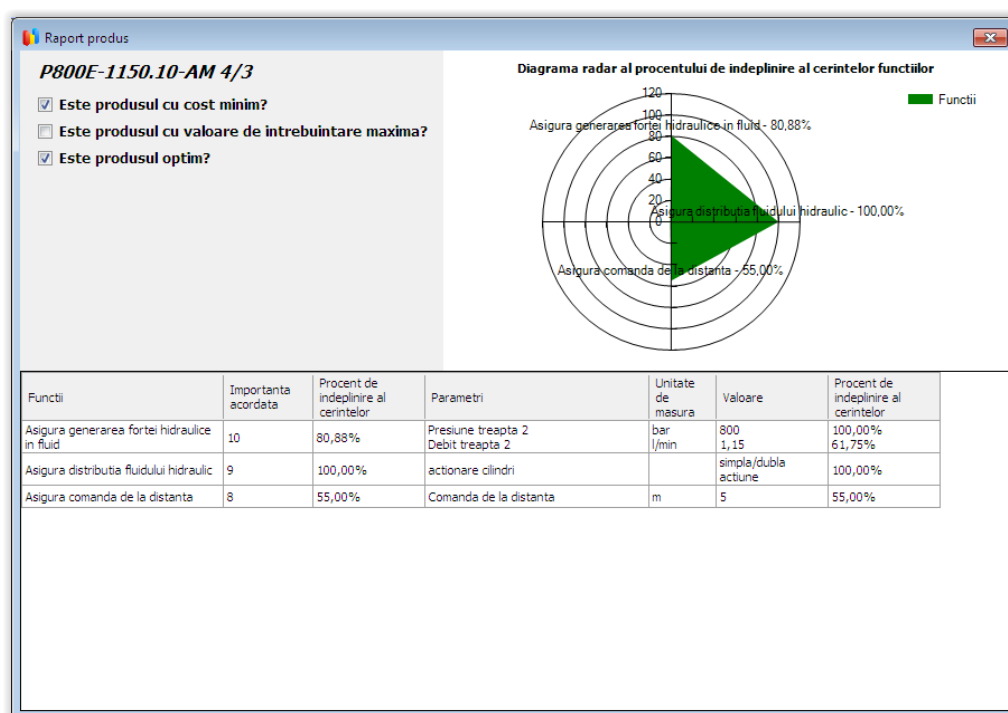


Fig. 9. Report generated on product search

Analysis of the performance of functions and parameters required are reflected in "the percentage of fulfilment of the requirements" for both functions and parameters and allow for product positioning, in terms of utility value, with system reference to the ideal product that which would meet the maximum requirements for the requested inputs.

3. Facilities for the producer/dealer

The data that the producer/ dealer can get via the software refers to required product configuration by the client, outlining the product that would provide a maximum utility value.

Thus, there are pursued the entered values parameter not the values returned to the client through products; selected and functions importance assigned to them by footnotes; selected parameters; type of product sought and returned by the algorithm solutions [5].

An example of such feedback is shown in Fig. 10.

It may be noted that the list in the left screenshot, displaying:

- customer number which executes the search;
- release date;
- category for the required product;
- search type, i.e. a variant of the product required to return (with minimum cost with maximum value of use, optimal or all eligible products);
- number of products that match your search criteria.

In the right of the screenshot, are centralized:

- search functions together with the notes assigned to them by the client;
- parameter and values, that limit the search space, of those maximum fulfilment would result in the best product in terms of utility value for the customer.

The screenshot shows a software interface titled 'Feedback'. It is divided into two main sections. The left section contains a table with search results, and the right section contains a table of search parameters.

Nr. Client	Data	Categoria	Tip cautare	Rezultate
39	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
40	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
41	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	12
42	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	12
43	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
44	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	12
45	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
46	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
47	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	1
48	19-09-2014 0...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	7
49	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Cost minim	1
50	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Cost minim	1
51	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Intrebuintare maxima	1
52	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Varianta optima	1
53	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	6
54	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Cost minim	1
55	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Intrebuintare maxima	1
56	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Intrebuintare maxima	1
57	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	4
58	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
59	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Cost minim	0
60	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
61	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	0
62	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	5
63	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Produsele eligibile	5
64	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Cost minim	1
65	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Intrebuintare maxima	1
66	19-09-2014 1...	Sursa hidraulica de inalt...	Varianta optima	1

Parametru	Valoare
Asigura conectarea la s...	Nota: 3
Tensiune de alimentare	220-230(1)
Frecventa	50(1) 50/60(1) 60(1)
Numar faze	1(1)
Asigura actionarea	Nota: 7
Putere motor	1 ~ 5 KW
Asigura generarea fort...	Nota: 10
Presiune treapta 2	700 ~ 802 bar
Debit treapta 2	1 ~ 2 l/min
Pornire sub sarcina completa	DA
Asigura distributia fluid...	Nota: 9
actionare cilindri	simplic/dubla actiune(1)
Asigura de nivel zgomo...	Nota: 4
Nivel de zgomot	65 ~ 90 dB

Fig.10. Feedback obtained by the producer after a client search

Information obtained during a search, although they can be obtained in real time, have a static character, providing an adequate just one customer expectations

The program allows the manufacturer to obtain a feedback by launching research studies, following which, by processing of the statistical indicators, continuously updated with each new search, would permit the obtaining of helpful information for decision making for the design or redesign certain equipment [6, 7].

4. Conclusions

The software presented in this paper is a very useful support tool offered to the client for feedback gathering using a friendly interface that helps the client to benefit from a intelligent hydraulic power equipment with maximum utility/ cost ratio. Also, the dialogue manufacturer-client is an excellent platform used by the research and development department in the department pursuit for excellence.

The software has followed creation of new decision fundamentals in the development and construction of new products based on the functional, technological, economical and anthropological systematic criteria focused on the client, with the identification of the adequate techniques of prioritization criteria for evaluation of parameters.

Bibliography

1. L. Șt. Boghian, Considerations on Finding the Optimum Technical Solution Using Value Engineering, The 16-th International conference "INVENTICA 2012". 13 – 15 June 2012, Iasi, 2012.
2. L. Șt. Boghian, Contribuții la optimizarea metodei algoritmice de căutare prin ingineria valorii a spațiului funcțional al soluțiilor tehnice performante în acționarea hidraulică de înaltă presiune, Teza de Doctorat, Univ. Tehnică" Gheorghe Asachi", 2014.
3. C. Chirita, C. Hanganu et al. SC HYDRAMOLD SRL RO Patent111387 B1,– Unitate de acționare hidraulică, de presiune ridicată.
4. D. Chitariu, Online system for fluid power laboratories resource sharing, eLearning & Software for Education, 2015, Issue 2, pp. 416 – 421.
5. D. Chitariu, C. Constantin, A. Hanganu, C. Dumitraș, Research regarding the evo hp – 7.0 energy efficient hydraulic pump unit for oil and gas extraction, Proceedings of 2014 International Conference of Hydraulics and Pneumatics – HERVEX, November 5 – 7, Calimanesti-Caciulata, Romania, 2014, pp. 295 – 300.
6. B. Plahteanu, Ingineria Valorii si Performanta in Creatia Tehnica, Ed. Performantica , Iasi 2005.
7. B. Plahteanu, Gh. Plesu, V. Calatoru, S. Hanganu, Conceptia si Proiectarea Creativa a Masinilor Unelte, Ed. Performantica, Iasi, 2001.
8. Information on <http://www.hydramold.com>
http://www.hydramold.com/catalog_vol1.pdf
http://www.hydramold.com/catalog_vol2.pdf
<http://www.hydramold.com/Brosura.pdf>
<http://www.hydramold.com/Pliant.pdf>

DYNAMICZNE PRÓBY PNEUMATYCZNEGO UKŁADU POZYCJONOWANIA PRZY UŻYCIU WIRTUALNYCH NARZĘDZI

DYNAMIC TESTING OF A PNEUMATIC POSITIONING SYSTEM USING VIRTUAL INSTRUMENTATION

Gabriela Matache, Radu Radoi, Gheorghe Sovaiala, Ioan Pavel – Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

1. Introduction

The pneumatic system with medium pressure actuators (see Figure 1) which has been under tests consists of a mechanical assembly of two linear actuators, a drive actuator and a load actuator, and it is equipped with pressure transducers on the chambers of the drive actuator, force transducer between the rods of the two actuators and incremental displacement transducer [1].

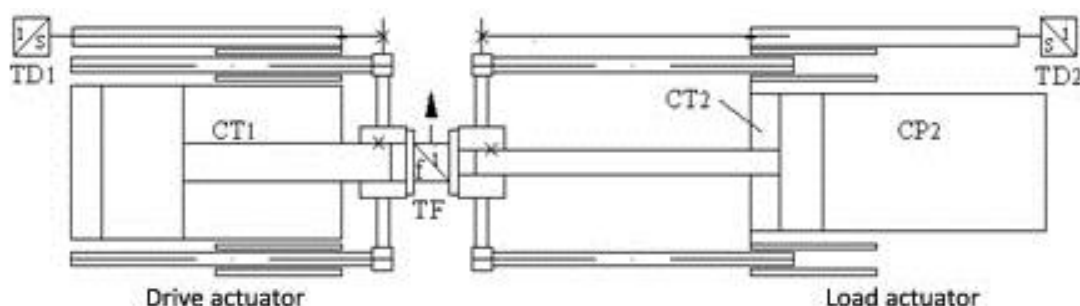


Fig.1. Pneumatic system with medium pressure actuators

The signals from the transducers are taken over by an acquisition board (DAQ) which is connected to a PC equipped with data acquisition and processing software developed in LabVIEW (Fig.2.).

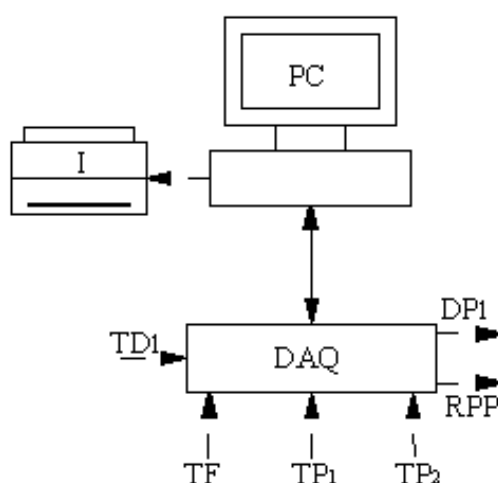


Fig.2. Diagram of the pneumatic system under tests

Technical characteristics of the pneumatic system with actuators are shown in the table below.

Technical characteristics of the pneumatic system with actuators

Table 1

No.	Parameter/ Characteristic	Value
1.	Input pressure	8 bar;
2.	Load adjustable pressure	0-6 bar;
3.	Maximum working flow rate	50 Nm ³ /h
4.	Control current	0-10mA;
5.	Pneumatic coupling	3/8"
6.	Working voltage	24V DC
7.	FESTO type DNCI 32 drive and load linear actuators	Ø32x Ø16x 300
8.	USB-6218 data acquisition board	6 inputs, 2 outputs

During tests it has been supervised the behavior of the drive system with medium pressure pneumatic servo actuator, type pneumatic spring loaded cylinder, in response to step signal, respectively triangular signal, of various frequencies, applied to the flow proportional directional control valve at the signal generator of the Lab VIEW application. The system response to the applied step/ramp signal is an electrical type signal (voltage), with the same rate of curve, received from the incremental displacement transducer of the system drive actuator.

The system which has been under tests (Figure 3) is a pneumatic axis with medium pressure actuators, servo actuator with incremental displacement transducer and proportional drive and control instrumentation [2].

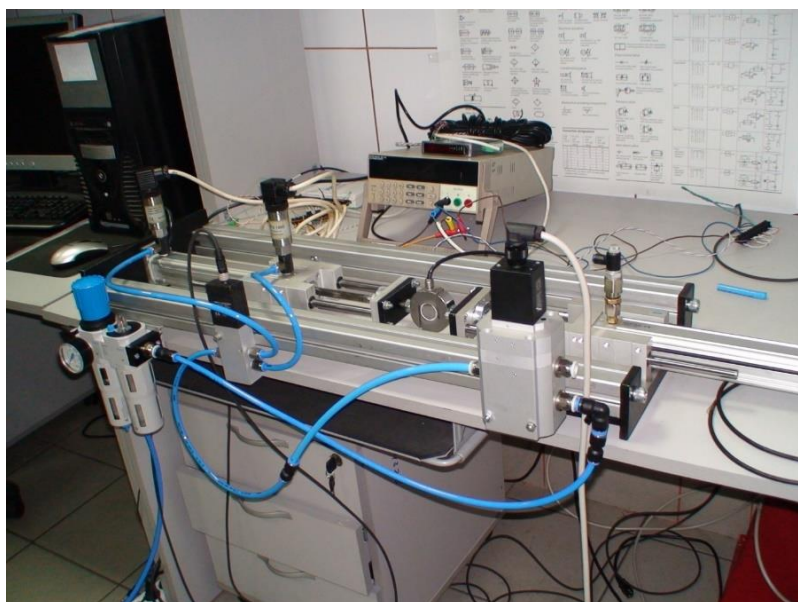


Fig.3. Pneumatic drive system with medium and high pressure actuators, with pneumatic spring type load

The load type pneumatic spring has been generated by means of the bypass valve throttles mounted on the fittings of the pneumatic load actuator chambers.

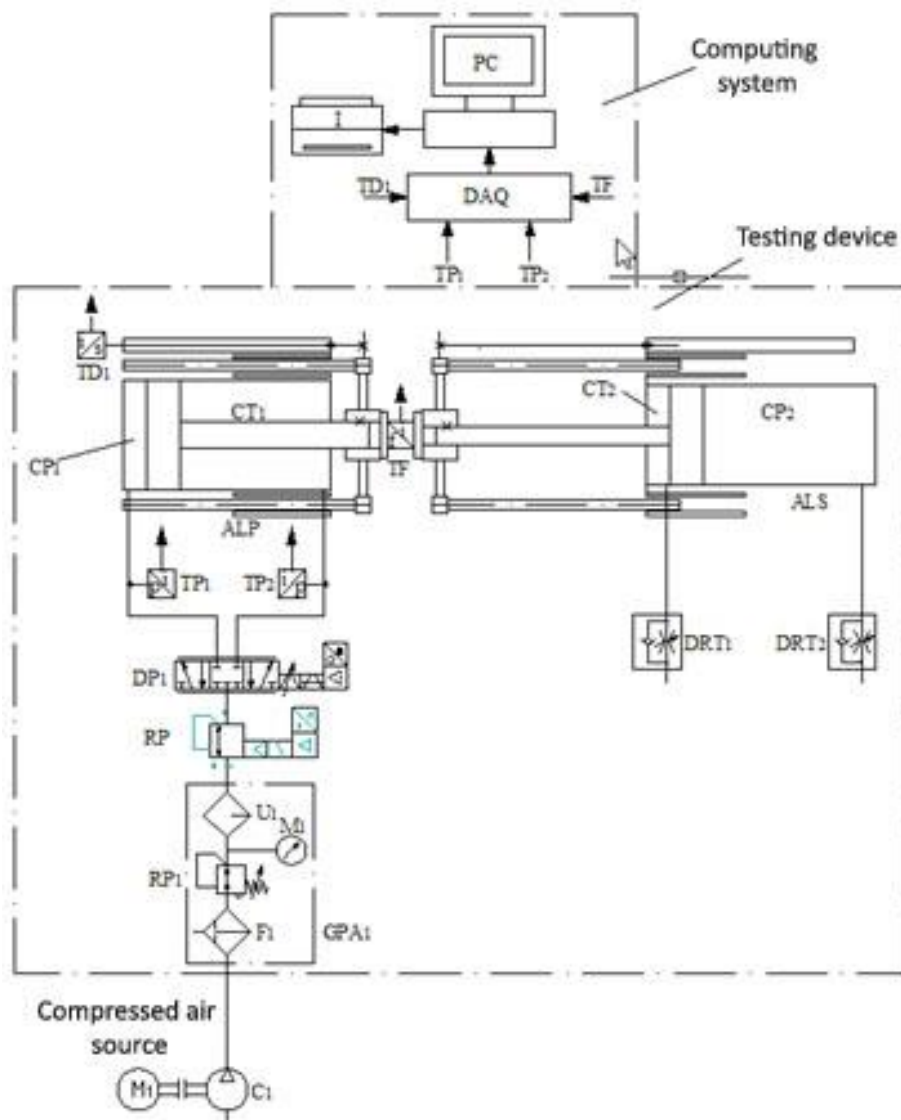


Fig.4. Testing diagram of the pneumatic drive system with medium pressure actuators and pneumatic spring type load

2. Experimental results

Values of the automatic PID controller parameters influence the system stability, as it follows:

Step signal

In Figures 5 and 6 it can be noticed that for a working pressure of the system drive actuator equal to 6 bar, amplification factor $k_c=6000$, integration constant T_i [min]=5000, derivation constant T_d [min]=0.001, frequency $f=0.07$ Hz, the system has steady functioning, without override. The error in positioning accuracy (difference between the rated and the achieved) is 10% [1].

By increasing the amplification factor ($k_c=9000$), integration constant (T_i [min]=6000) and frequency ($f=0.5$ Hz), see Figures 7 and 8, the positioning error goes up to 16.6%. The system has almost steady functioning, with speed oscillations. It can also be noticed that the pneumatic spring type load, with fully closed throttles, limits the possibility of achieving the prescribed position, significant differences occurring between the position control and the achieved position. This is because at stroke ends the piston can move until the pneumatic spring force, generated by reducing the volume of air in the load actuator chamber, reaches the limit equal to the force inside the rod of the drive actuator.

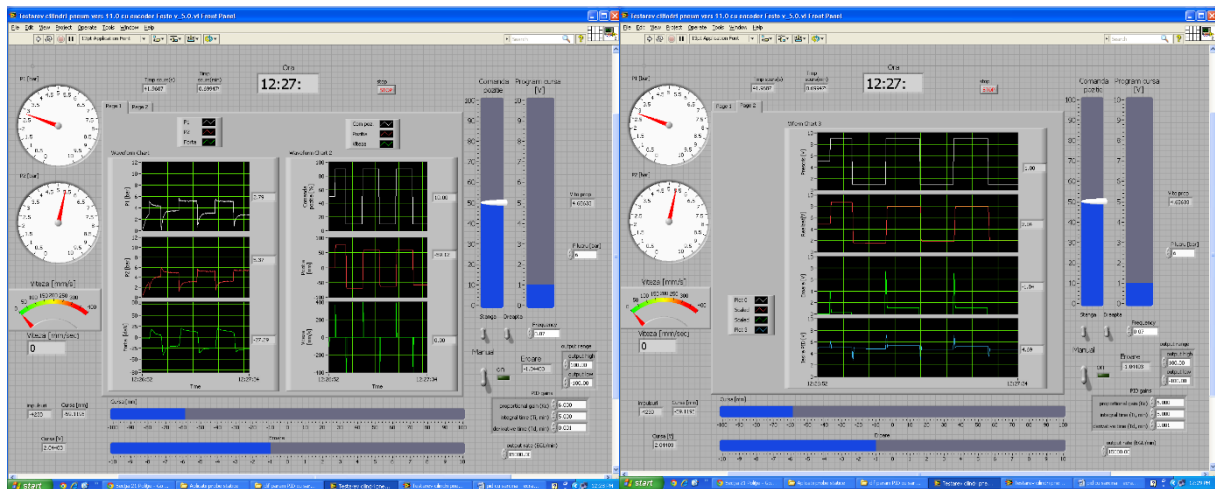


Fig.5.

Fig.6.

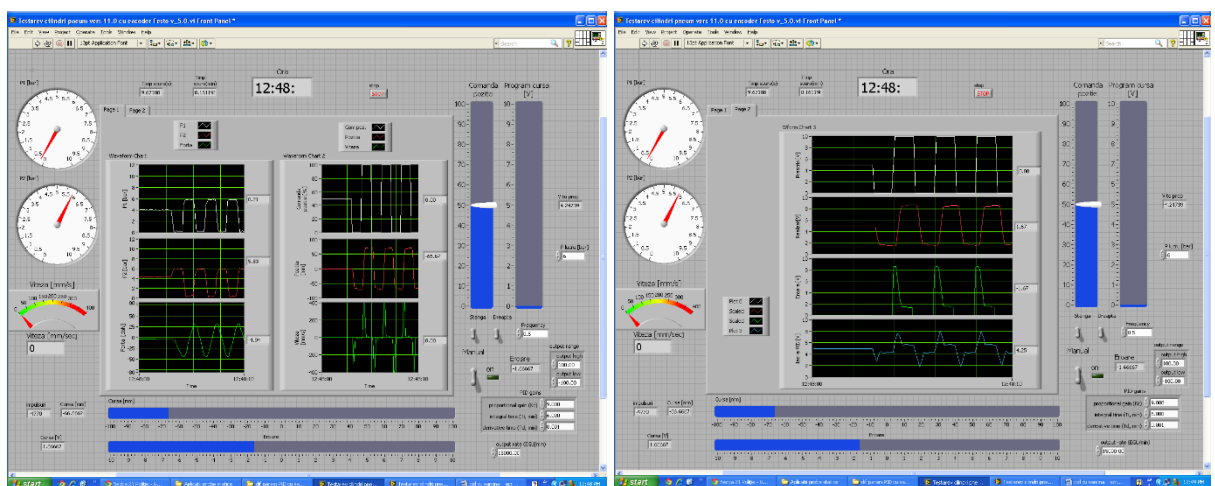


Fig.7.

Fig.8.

Ramp signal

In Figures 9, 10, 11 and 12 is revealed the system behavior to triangular signal (ascending descending-ramp waveforms).

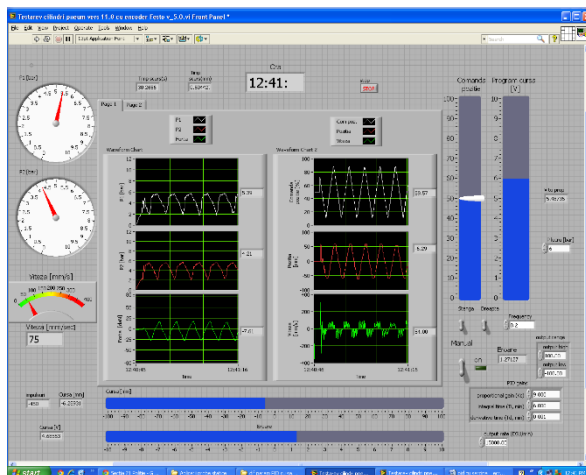


Fig.9.

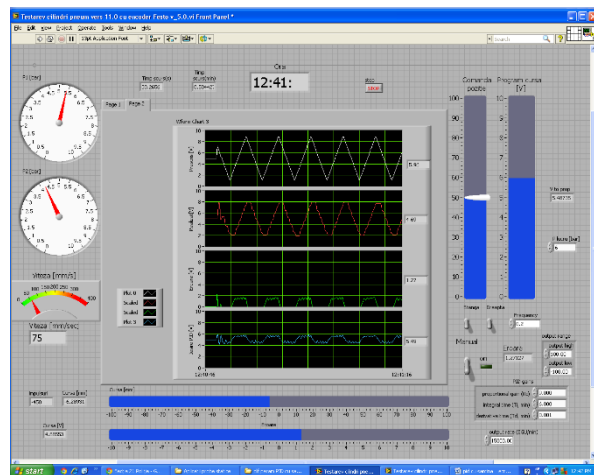


Fig.10.

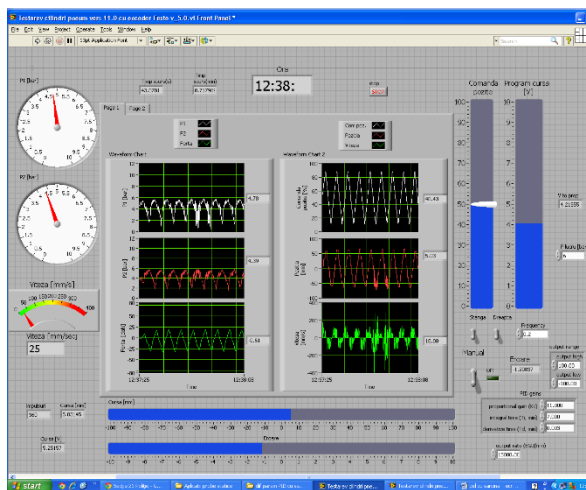


Fig.11.

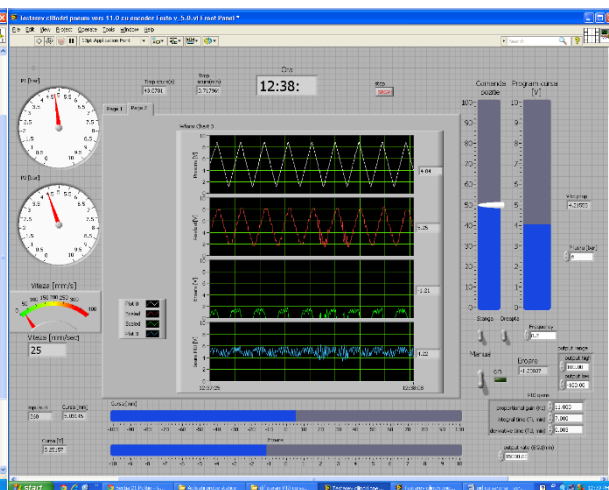


Fig.12.

It can be noticed that for a working pressure of the system drive actuator equal to 6 bar, amplification factor $k_c=9000$, integration constant T_i [min]=6000, derivation constant T_d [min]=0.001, frequency $f=0.2$ Hz, the system has unsteady functioning, with speed oscillations along the piston rod in both directions of displacement. The error in positioning accuracy goes up to 12.7%. It can be considered that **the system has critical behaviour in speed** [3]

When increasing the value of the PID controller parameters: amplification factor $k_c=11000$, integration constant T_i [min]=7000, derivation constant T_d [min]=0.003, frequency $f=0.2$ Hz, unsteadiness of the system gets worse, it showing strong oscillations mainly in speed, error and the PID automatic controller output signal. It can also be noticed that slight oscillations occur in position, this one nevertheless remaining within acceptable limits. The positioning error is 12%. As in the previous case, it can be considered that **the system has critical behaviour in speed**.

3. Plotting the diagrams attenuation vs. frequency and phase vs. frequency (the BODE plot)

For tests there has been used an 11 bar compressor with a tank of 200 l, which, through the preparation, group provides air into the appliances in the pneumatic testing diagram. The drive actuator is supplied through a proportional flow valve, while the load actuator is supplied through a proportional pressure regulator valve and a proportional flow valve. Supplying the electromagnets of the proportional appliances, and also the sensors and the data acquisition board is made from a two-channel voltage source [3].

The testing software is developed in LabVIEW. On the input of the USB-6218 data acquisition board there are inserted voltage-type signals from the pressure transducers (corresponding to the two chambers of the drive actuator), force transducer, displacement transducer, proportional pressure regulator valve. One of the two analog signal outputs of the data acquisition board has been used for control of the proportional pressure regulator, and the other one for control of the proportional directional control valve in the testing diagram.

The tests conducted consist in an analysis of the positioning system response when a sine wave variation of the electrical control signal is applied to it, within a relevant frequency range [4].

The diagram attenuation vs. frequency has been plotted like this:

After reading the values of amplitude on the chart, for each frequency incremented in pitches of 0.04 Hz, there is calculated the ratio of amplitude of oscillations of the cylinder rod (U_t) and amplitude of oscillations of current signal (U_c), and it is introduced in the calculation formula of attenuation to frequency, A:

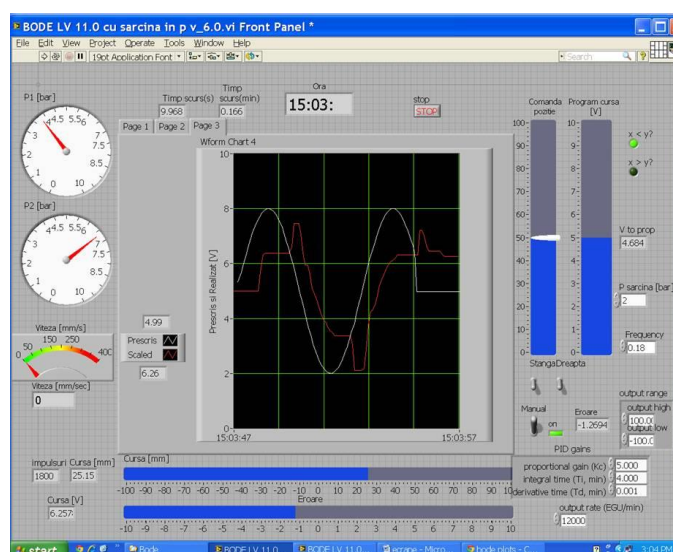
$$A \text{ (dB)} = -20 \lg \frac{U_t}{U_c}$$

where: U_t – amplitude of oscillations of the cylinder rod

U_c – amplitude of oscillations of the control signal

With the resulted values there is plotted the attenuation vs. frequency curve on the BODE diagram.

The screen capture created during data acquisition looks as below:



The diagram phase shift vs. frequency has been plotted like this:

After reading the values of Δt and T on the chart, for each frequency incremented in pitches of 0.04 Hz, there is calculated the phase shift between the cylinder stroke and the control signal:

$$\phi[^\circ] = \frac{\Delta t}{T} \times 360^\circ$$

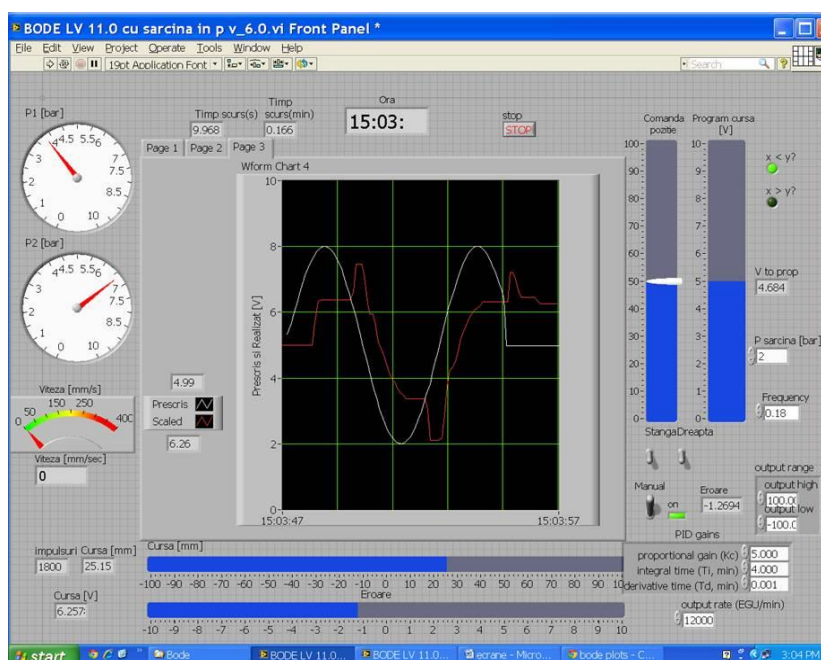
where: ϕ - phase shift

Δt – time difference between the intersection of control signal curve with time axis and the intersection of cylinder stroke with time axis on a half period.

T – control signal period

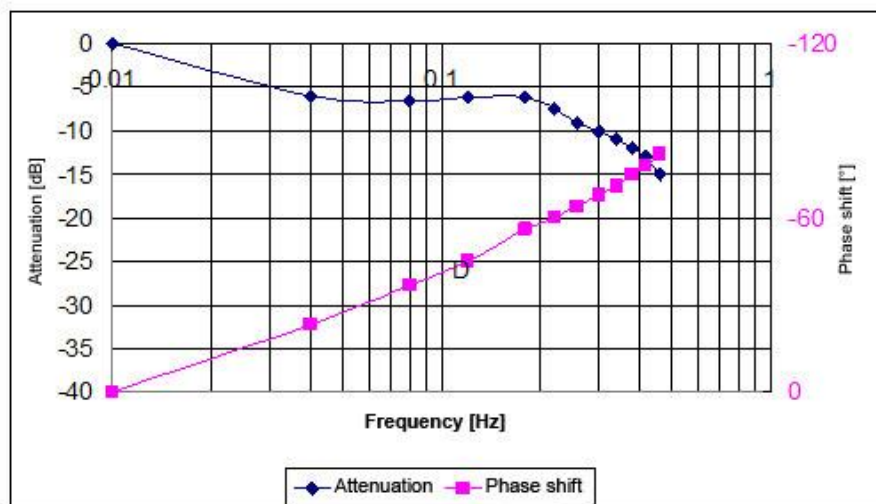
There are registered points until attenuation decreases by 15 dB or the phase shift exceeds the value of 120° . With the resulted values there is plotted the phase shift vs. frequency curve on the BODE diagram.

The screen capture created during data acquisition looks as below:



The BODE plot

On the same diagram there have been plotted the curves that highlight the variations in phase shift and attenuation depending on frequency on a logarithmic scale.



4. Conclusion

Following the tests conducted on the pneumatic drive system with medium pressure actuators, with pneumatic spring type load, we reached the following conclusions:

- the type *P* controller significantly reduces override, leads to a short transient period, but introduces a high stationary error ε_{st} ;
- by introducing the component *I*, the type *PI* controller cancels the stationary error at step input, but leads to a higher override compared with the one at the *P* controller and to a long duration of the response time;
- by introducing the component *D*, the type *PD* controller improves the dynamic behavior (override σ and duration of the transient mode are low), but maintains a high stationary error;
- the *PID* type controller, combining the effects *P*, *I* and *D*, gives higher performance both in steady and transient mode.

The tested system had steady behaviour for values of the PID controller parameters ranging as follows: $k_c=4000-6000$; $T_i=5000-6000$; $T_d=0.001$.

Bibliography

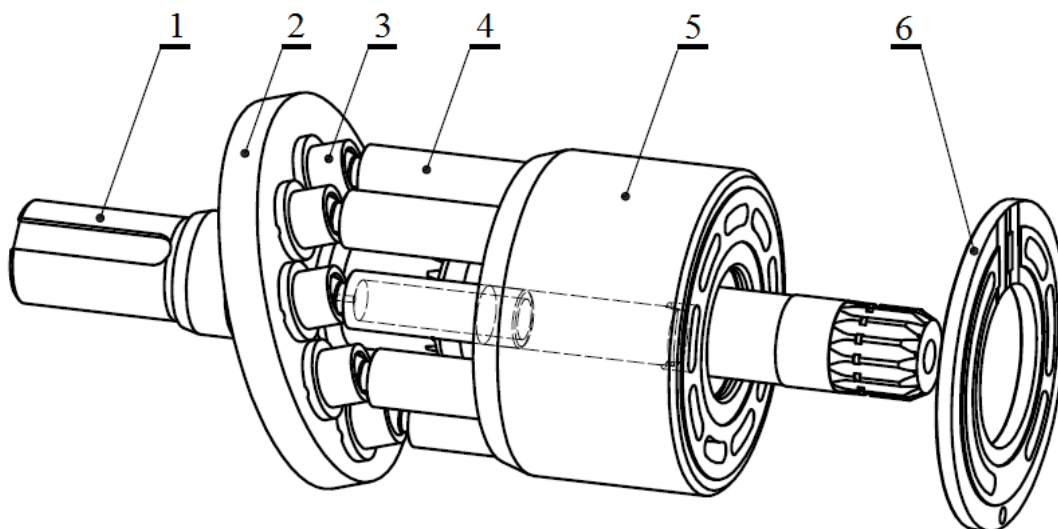
1. G. Matache, St. Alexandrescu, Gh. Sovaiala, I. Pavel, I.-C. Girleanu, "Testing of linear pneumatic actuators with hydraulic load". In: Hidraulica no. 3/2013, pp. 53-56;
2. Vs. Radcenco, N. Alexandrescu, "Calculul si proiectarea elementelor si schemelor pneumatice de automatizare" / Calculation and design of pneumatic elements and diagrams for automation, Technical Publishing House, Bucharest, 1985;
3. R. Radoi, M. Blejan, I. Dutu, Gh. Sovaiala, I. Pavel, "Determining the step response for a pneumatic cylinder positioning system". In: Hidraulica no. 2/2014, pp. 25-31;
4. R. Radoi, I. Dutu, G. Matache, "Considerations on the dynamic testing of pneumatic equipment". In: Hidraulica no. 3/2013, pp. 97-100.

WPŁYW POŁOŻENIA OSI OBROTU TARCZY WYCHYLNEJ NA SPRAWNOŚĆ OBJĘTOŚCIOWĄ POMP WIELOTŁOZKOWYCH OSIOWYCH

Paweł Załuski - Politechnika Gdańska, pawzalus@pg.gda.pl

1. Wprowadzenie

Pompy wielotłoczkowe osiowe z wychylną tarczą są szeroko stosowane w napędach hydrostatycznych ze względu na swoje zalety – wysokie ciśnienia tłoczenia (do 40 MPa) oraz łatwość sterowania ich wydajnością (poprzez zmianę kąta wychylenia tarczy oporowej). Konstrukcja tych pomp została przedstawiona schematycznie na rys. 1. Wał 1 połączony jest z bębnem 5 za pomocą wielowypustu. W bębnie w komorach cylindrowych znajdują się tłoczki 4, zakończone stopkami 3. Przy obrocie bębna kontakt stoppek tłoczków z wychylną tarczą 2 zapewnia posuwisto – zwrotny ruch tłoczków. Obecnie produkowane seryjnie pompy wielotłoczkowe osiowe mają jedną wspólną cechę – oś obrotu wychylnej tarczy przecina się z osią obrotu wału. Dzięki takiemu podparciu tarczy, momenty sił działających od stoppek tłoczków wzajemnie się równoważą, dzięki czemu przy obciążeniu tarczy siłami rzędu dziesiątek kN potrzeba do zmiany kąta jej wychylenia stosunkowo niewielkiej siły [1].



Rys.1. Budowa pompy wielotłoczkowej z wychylną tarczą [5]:

1 - wał; 2 - wychylna tarcza; 3 - stopka;
4 - tłoczek; 5 - bęben cylindrowy; 6 - płytka rozrządu

2. Sprawność objętościowa pompy

Sprawność objętościowa to stosunek rzeczywistej wydajności pompy do jej wartości teoretycznej uzależnionej od skoku, średnicy i liczby tłoczków, oraz od prędkości obrotowej wału pompy [1].

$$\eta_v = \frac{Q_{rz}}{Q_t} = \frac{Q_{rz}}{D \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot n}$$

gdzie: Q_{rz} rzeczywista wydajność pompy [l/min]

D średnica podziałowa na jakiej znajdują się tłoczki [mm]

φ kąt wychylenia tarczy [°]

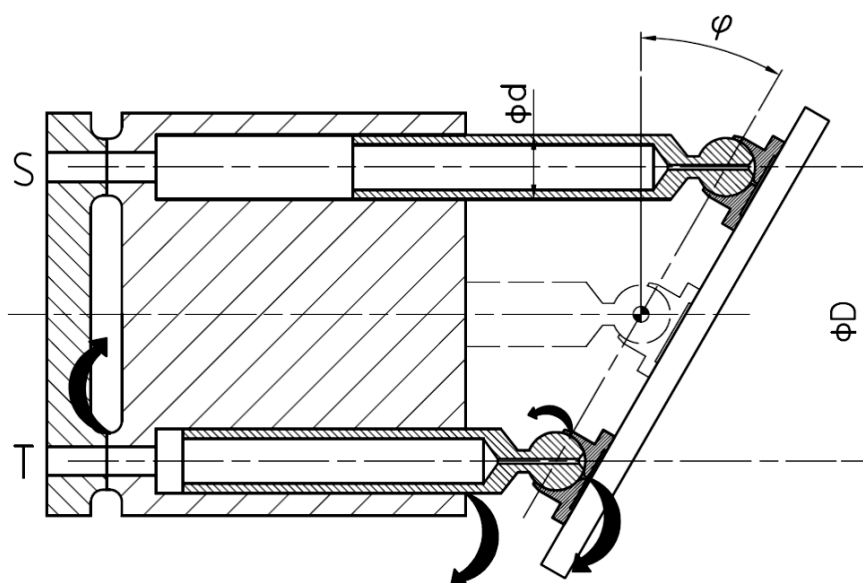
d średnica tłoczka [mm]

z liczba tłoczków

n prędkość obrotowa [obr/min]

Pierwszym i głównym źródłem strat objętościowych są przecieki (rys. 2). To przede wszystkim przecieki zasilające podpory hydrostatyczne pomiędzy stopkami tłoczków, a tarczą oporową oraz pomiędzy bębnem cylindrowym a tarczą rozrzędu. Przecieki te są niezbędne do prawidłowej pracy pompy. Inne źródło przecieków, które można ograniczyć, to przecieki pomiędzy gładzią cylindrową, a tłoczkiem. Efektem ubocznym przepływu cieczy przez kanał tłoczka do stopki, jest smarowanie przegubu kulowego na końcu tłoczka. Przecieki zależą od ciśnienia tłoczenia, oraz od lepkości cieczy roboczej.

Drugie źródło strat objętościowych wynika ze ściśliwości cieczy roboczej w przestrzeni martwej. Wpływ ten jest zauważalny przy wysokich ciśnieniach. Zmianę objętości oleju pod wpływem zmian ciśnienia określa współczynnik ściśliwości β . Odwrotnością współczynnika ściśliwości jest moduł odkształcenia objętościowego K , który dla olejów hydraulicznych osiąga wartości około 1800 MPa [1].

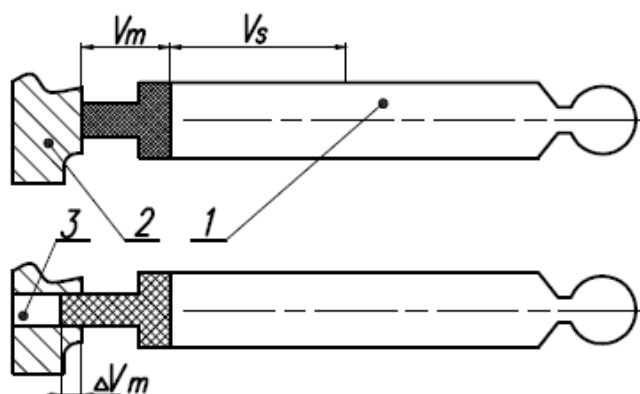


Rys.2. Główne źródła przecieków w pompie wielotłoczkowej osiowej [5]:

S- kanał ssawny, T- kanał tłoczny

3. Wpływ ściśliwości cieczy roboczej w przestrzeni martwej na sprawność objętościową

Przestrzeń martwa to objętość komory roboczej pod koniec fazy tłoczenia. Podczas pracy pompy każdy z tłoczków wykonuje ruch posuwisto-zwrotny. W fazie ssania tłoczek cofa się, a komora cylindrowa połączona zostaje z kolektorem ssawnym, co umożliwia zassanie cieczy. Następnie w skrajnym położeniu tłoczka następuje odcięcie kolektora ssawnego i otwarcie kolektora tłocznego. Tłoczek porusza się w kierunku płytki rozrządu wytlaczając ciecz z cylindra. W drugim skrajnym położeniu tłoczka, następuje odcięcie odpływu oleju. Pozostały olej znajdujący się pod wysokim ciśnieniem zajmuje przestrzeń martwą. W momencie otwarcia okna kolektora ssawnego, początkowo nie następuje zassanie cieczy, lecz znajdujący się w przestrzeni martwej olej rozpręża się, powodując powstanie przepływu zwrotnego do kanału ssawnego (rys. 3).



Rys.3. Przepływ zwrotny rozprężonej cieczy do kanału ssawnego [4]: 1-tłoczek; 2-płytki rozrządu; 3-kolektor ssawny; V_s -objętość skokowa; V_m -objętość przestrzeni martwej; ΔV_m -objętość rozprężonej cieczy

W efekcie zmniejsza się ilość faktycznie zassanej cieczy, co pogarsza sprawność objętościową. Wpływ tego zjawiska jest tym większy, im wyższe ciśnienia tłoczenia, i im większa jest przestrzeń martwa [5].

Składowa sprawności objętościowej uwzględniająca tylko ściśliwość cieczy roboczej w przestrzeni martwej wyniesie [2]:

$$\eta_{vp}^s = \frac{V_s - \Delta V_m}{V_s}$$

Objętość rozprężonego oleju zależy od wielkości przestrzeni martwej, ciśnienia i współczynnika ściśliwości [1]:

$$\Delta V_m = (V_m + \Delta V_m) \cdot \beta \cdot \Delta p$$

Przekształcając powyższe:

$$\Delta V_m = \frac{V_m \cdot \beta \cdot \Delta p}{1 - \beta \cdot \Delta p}$$

W efekcie składowa sprawności objętościowej zależna od ściśliwości cieczy przyjmie postać:

$$\eta_{vp}^s = \frac{V_s - \Delta V_m}{V_s} = \frac{V_s - \frac{V_m \cdot \beta \cdot \Delta p}{1 - \beta \cdot \Delta p}}{V_s} = 1 - \frac{V_m}{V_s} \cdot \frac{\beta \cdot \Delta p}{1 - \beta \cdot \Delta p}$$

gdzie:

V_m objętość przestrzeni martwej [cm³],

V_s objętość skokowa [cm³],

β współczynnik ściśliwości [MPa⁻¹],

Δp wzrost ciśnienia [MPa]

Wprowadzając współczynnik względnej objętości przestrzeni martwej ε [2]:

$$\varepsilon = \frac{V_m}{V_s}$$

Otrzymujemy ostateczne wyrażenie na sprawność objętościową:

$$\eta_{vp}^s = 1 - \varepsilon \cdot \frac{\beta \cdot \Delta p}{1 - \beta \cdot \Delta p}$$

4. Zmiana położenia osi obrotu tarczy

W tradycyjnych rozwiązaniach pomp wielotłoczkowych osiowych maksymalnemu kątowi wychylenia tarczy odpowiada minimalna objętość przestrzeni martwej. Przy zmniejszaniu kąta wychylenia tarczy φ , objętość przestrzeni martwej rośnie zgodnie z zależnością [2]:

$$V_m(\varphi) = V_{m \min} + \frac{\pi \cdot D \cdot d^2}{8} \cdot (tg \varphi_{\max} - tg \varphi)$$

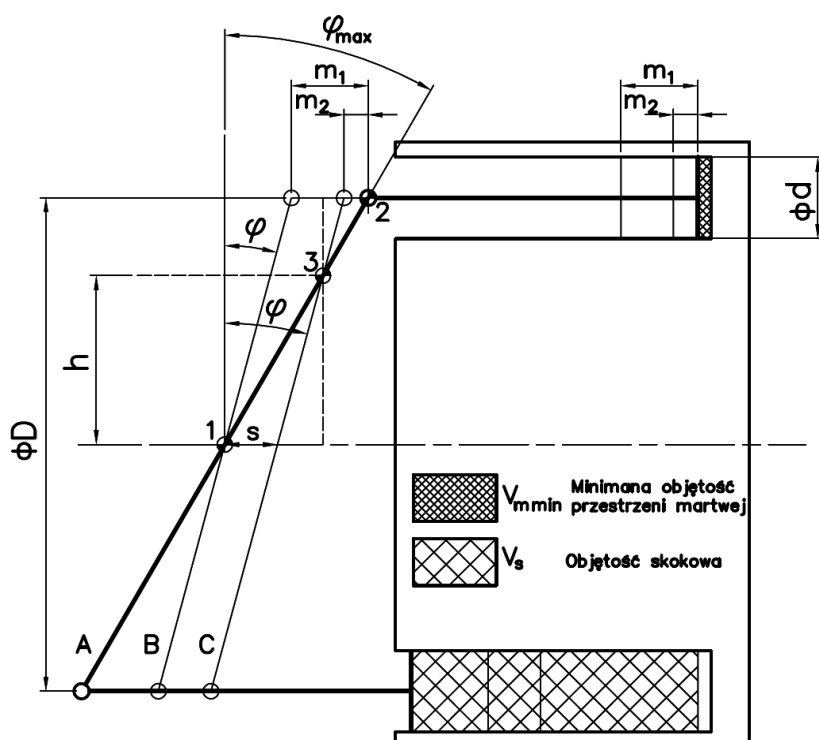
gdzie: $V_{m \min}$ minimalna objętość przestrzeni martwej dla $\varphi_{\max}$ [mm³].

Przy małych kątach wychylenia tarczy objętość przestrzeni martwej jest nawet kilkadziesiąt razy większa od objętości skokowej, co skutkuje istotnym wpływem ściśliwości cieczy roboczej w przestrzeni martwej na sprawność objętościową.

Na rysunku 4 przedstawiono trzy położenia wychylnej tarczy:

- położenie A z osią obrotu w punkcie 1 i kącie wychylenia $\varphi_{\max}$, odpowiadającemu maksymalnej wydajności pompy,
- położenie B z osią obrotu w punkcie 1 i kącie wychylenia φ ,
- położenie C z przesuniętą osią obrotu znajdującą się w punkcie 3, oraz kącie wychylenia φ .

W przypadku klasycznego rozwiązania – czyli osi obrotu tarczy przecinającej się z osią obrotu wału (punkt 1), maksymalnemu kątowi przesterowania tarczy $\varphi_{\max}$ odpowiada minimalna wielkość przestrzeni martwej $V_{m \min}$. Gdyby oś obrotu tarczy znajdowała się w punkcie 2, wtedy niezależnie od kąta przesterowania tarczy wielkość przestrzeni martwej byłaby stała i wynosiłaby $V_{m \min}$. Gdy oś obrotu tarczy znajduje się na linii łączącej punkty 1 i 2, wtedy dla maksymalnego kąta wychylenia tarczy $\varphi_{\max}$, objętość przestrzeni martwej wynosi $V_{m \min}$.



Rys.4. Wpływ przesunięcia osi i przesterowania tarczy na wielkość przestrzeni martwej [4]:
A-tarcza o osi obrotu w punkcie 1 i o maksymalnym kącie wychylenia; B-tarcza o osi obrotu w punkcie 1 i wychylona o kąt φ ; C-tarcza o osi obrotu w punkcie 3 i kącie wychylenia φ ;

Objętość skokowa będąca funkcją kąta przesterowania tarczy wyniesie:

$$V_s = D \cdot \tan \varphi \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Wprowadzając parametr h opisujący położenie środka obrotu tarczy:

$$h \in \left\langle 0, \frac{D}{2} \right\rangle$$

Otrzymamy wyrażenie na objętość przestrzeni martwej dla danego kąta wychylenia tarczy φ i położenia środka jej obrotu h :

$$V_m = V_{mmin} + m_2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = V_{mmin} + \left(\frac{D}{2} - h \right) \cdot [\tan \varphi_{max} - \tan \varphi] \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

gdzie: m_2 przemieszczenie tłoczka przy zmianie kąta z φ_{max} na φ dla osi obrotu przemieszczonej o h (rys.4)

Aby zrealizować położenie C tarczy, której oś obrotu znajduje się w punkcie 3, wystarczy obrócić tarczę względem osi 1 o kąt φ i przesunąć tarczę w kierunku bębna cylindrowego o wartość s (rys.4):

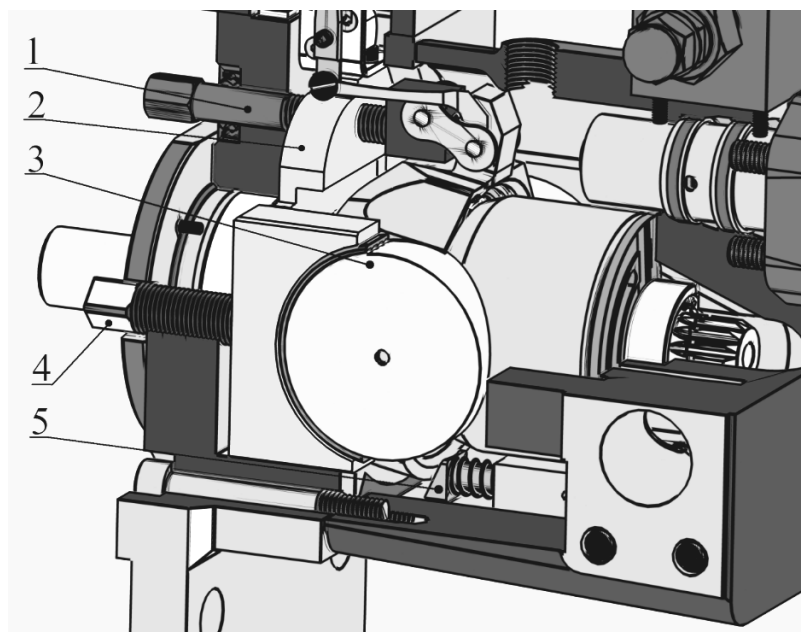
$$s = m_1 - m_2 = \frac{D}{2} \cdot [tg \varphi_{\max} - tg \varphi] - \left(\frac{D}{2} - h \right) \cdot [tg \varphi_{\max} - tg \varphi]$$

$$s = h[tg \varphi_{\max} - tg \varphi]$$

5. Obiekt badań

Obiektem badań jest pompa Parker PV023 zmodyfikowana w taki sposób, aby można było niezależnie zmieniać kąt wychylenia tarczy, oraz przemieszczać tarczę równolegle do osi wału. Ze złożenia dwóch ruchów – wychylenia tarczy względem osi przecinającej się z osią obrotu wału, oraz przesunięcia tarczy wzdłuż osi wału uzyskuje się efekt przemieszczenia osi obrotu tarczy. Podstawowe parametry tej pompy to:

- rozstaw tłoczków $D = 58 \text{ mm}$
- średnica tłoczka $d = 14,15 \text{ mm}$
- maksymalny kąt wychylenia tarczy $15,65^\circ$
- minimalna objętość przestrzeni martwej $4,274 \text{ cm}^3$



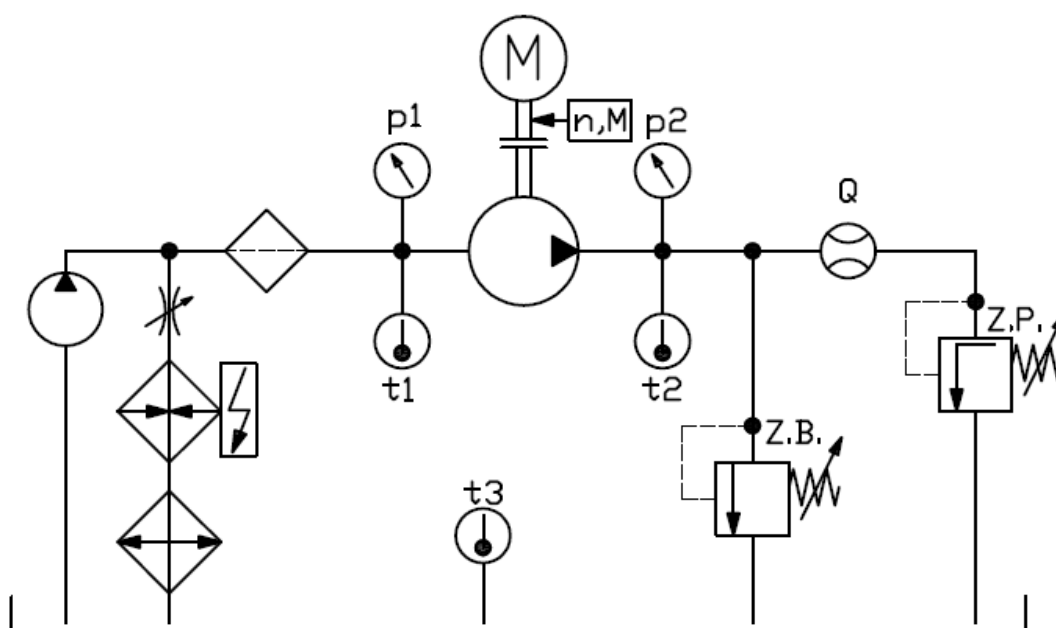
Rys.5. Pompa z możliwością przesuwu tarczy wzdłuż osi wału napędowego [4]: 1-śruba regulacji kąta wychylenia tarczy; 2-kołyska poruszająca się w korpusie; 3-tarcza wychylna; 4-śruba regulacji położenia kołyski; 5-sprężyna dociskająca tarczę

Budowę pompy przedstawiono na rys. 5. Czopy wychylnej tarczy 3 ułożyskowane są na półpaniach zamontowanych w kołysce 2. Oś obrotu tarczy przecina się z osią obrotu wału. Kołyska może być przemieszczana równolegle do osi wału napędowego w prowadnicach wykonanych w przedniej części korpusu, jej położenie regulowane jest dwiema śrubami regulacyjnymi 4. Mechanizm wychylenia tarczy 1 jest niezależny od mechanizmu przesuwu tarczy. Wychylna tarcza jest dociskana do półpanwi dzięki sprężynie dociskowej 5. Taka konstrukcja pompy umożliwia przeprowadzenie badań wpływu położenia osi obrotu tarczy na

sprawność objętościową. Badania porównawcze dla tradycyjnego i przemieszczonego położenia osi obrotu tarczy prowadzone są na tym samym modelu.

6. Stanowisko badawcze

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 6. Badana pompa jest wstępnie zasilana pompą wirową, tak że w kanale ssawnym panuje nadciśnienie około 0,2 MPa. Pomiar ciśnienia dokonywany jest przed i za pompą. Natężenie przepływu mierzone jest za pomocą przepływomierza tłokowego, pompa obciążana jest zaworem przelewowym. Kąt wychylenia tarczy wyznaczany jest poprzez pomiar za pomocą suwmiarki wysunięcia śruby regulacyjnej. Wyniki porównywane są z obliczoną wartością kąta wychylenia dla różnicy ciśnień na pompie równej zero, przy założeniu sprawności objętościowej równej 1 dla takiego przypadku. Badania prowadzone były przy lepkościach oleju 20, 40, 80 i 120 cSt, oraz dla prędkości obrotowych od 500 do 2000 obr/min.

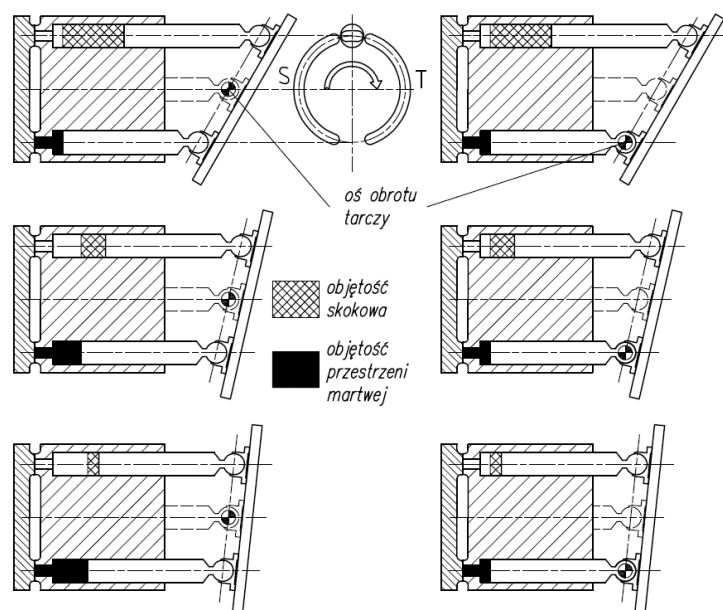


Rys.6. Schemat stanowiska pomiarowego [3]: p1, p2- manometry; Q- przepływomierz tłokowy;
n- pomiar prędkości obrotowej; M- pomiar momentu obrotowego; t- termopara;
Z.B.- zawór bezpieczeństwa; Z.P.- zawór przelewowy

7. Metodyka i wyniki badań

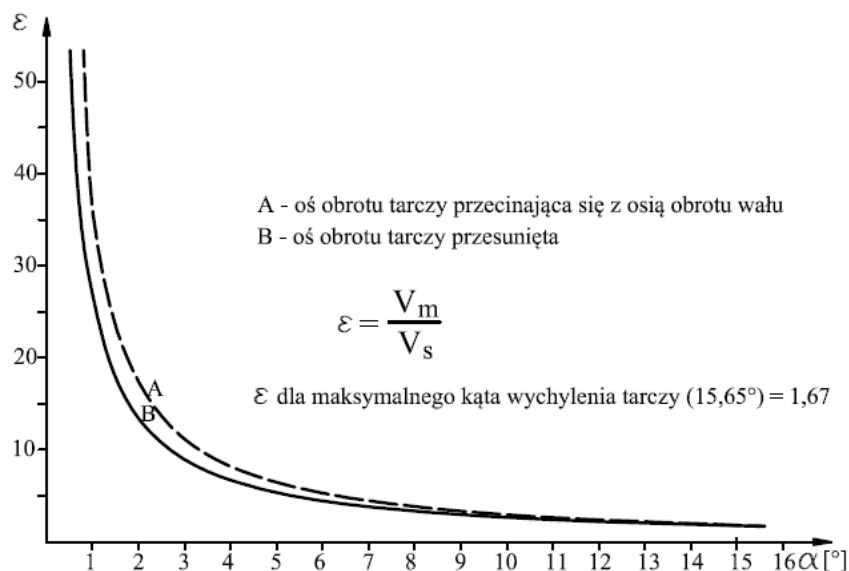
Prowadzone badania miały charakter porównawczy i miały na celu udowodnienie wpływu położenia osi obrotu wychylnej tarczy na sprawność objętościową. Dokonywany był pomiar natężenia przepływu i prędkości obrotowej dla tradycyjnego położenia osi obrotu tarczy, przy zwiększającym się stopniowo ciśnieniu tłoczenia. Następnie tarcza była przesuwana bez zmiany kąta wychylenia, w kierunku bębna cylindrowego o taką wartość s , aby uzyskać efekt przemieszczonej osi obrotu ($h=D/2$). Przesuwając tarczę w kierunku bębna cylindrowego zmniejszała się objętość przestrzeni martwej, tak aby osiągnąć wartość $V_{min} = 4,27 \text{ cm}^3$. Zmiana przestrzeni martwej w zależności od kąta wychylenia tarczy i położenia środka jej obrotu przedstawiona została na rys. 7. Dla osi obrotu tarczy przecinającej się z osią obrotu wału, przy zmniejszaniu kąta wychylenia tarczy, objętość przestrzeni martwej rośnie. Dla

położenia osi obrotu tarczy jak na rys. 7 po prawej stronie ($h=D/2$) objętość przestrzeni martwej jest stała niezależnie od kąta wychylenia tarczy.

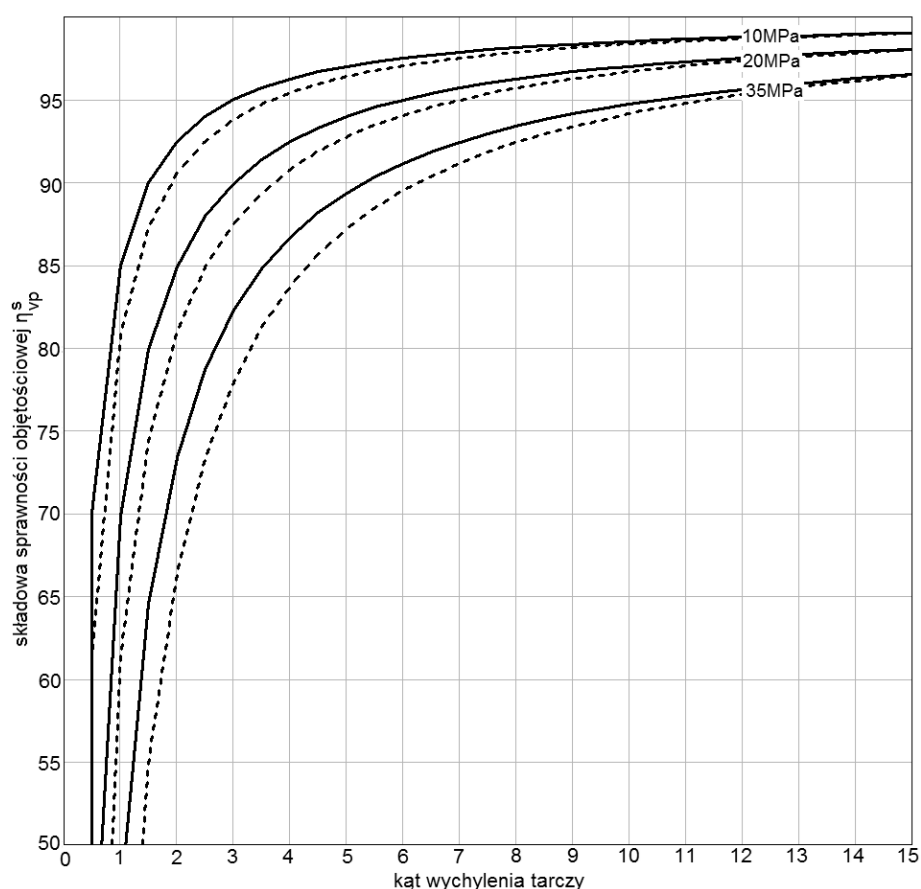


Rys. 7. Wpływ kąta wychylenia tarczy oraz położenia osi jej obrotu na objętość przestrzeni martwej [4]

Względna objętość przestrzeni martwej będzie się zmieniać w jednym i drugim przypadku. Porównanie szybkości zmiany względnej objętości przestrzeni martwej przy zmniejszaniu kąta wychylenia tarczy obrazuje rys. 8. Różnice zaczynają być zauważalne dla kątów wychylenia tarczy mniejszych od 10° . Na rysunku 9 przedstawiono teoretyczne charakterystyki składowej sprawności objętościowej zależnej od ściśliwości cieczy (przy pominięciu przecieków) dla ciśnień tłoczenia pompy 10, 20 i 35 MPa.



Rys. 8. Zależność względnej objętości przestrzeni martwej od kąta wychylenia tarczy dla badanej pompy [źródło: opracowanie własne]

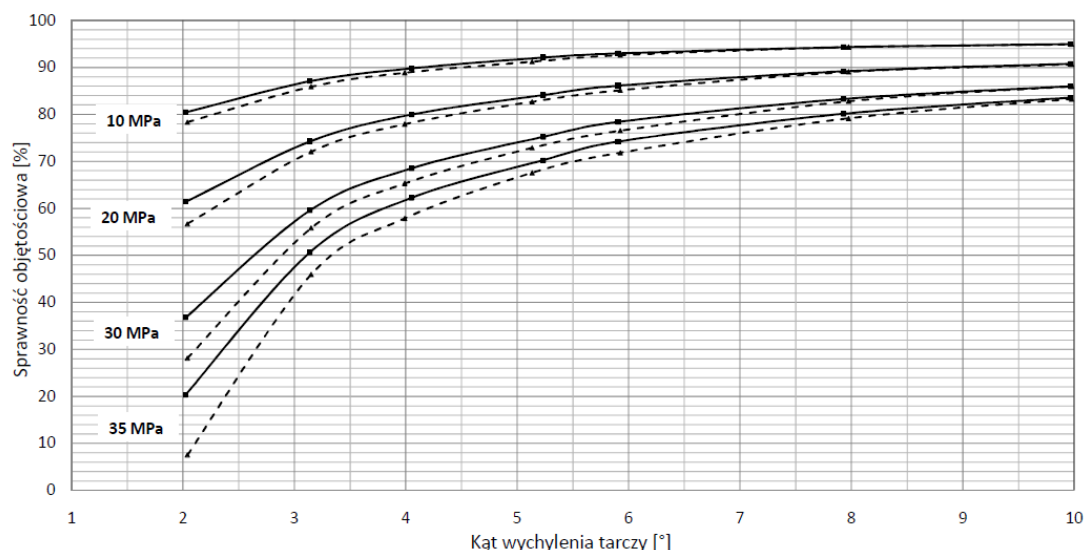


Rys.9. Wpływ przesunięcia osi obrotu tarczy na składową sprawności objętościowej wynikającą ze ściśliwości cieczy w przestrzeni martwej.

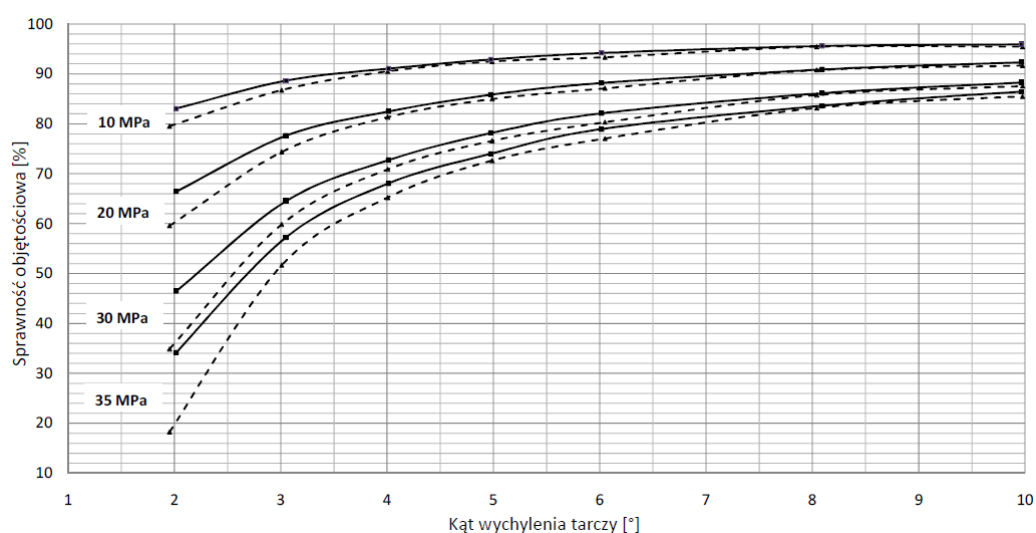
Linia przerywana – oś tarczy przecinająca się z osią obrotu wału, linia ciągła – oś obrotu tarczy przesunięta [źródło: opracowanie własne]

Wyniki badań zostały przedstawione na rys.10-12. Linia przerywaną zaznaczono przebieg całkowitej sprawności objętościowej dla tradycyjnego położenia osi obrotu tarczy, linią ciągłą natomiast sprawność objętościową dla przesuniętej osi obrotu tarczy. Efekt przesunięcia osi obrotu tarczy uzyskano poprzez poosiowe w stosunku do osi wału przesunięcie tarczy w kierunku bębna cylindrowego, tak aby zmniejszyć objętość przestrzeni martwej. Najmniejszym kątem wychyleńia tarczy, dla którego udało się prawidłowo zmierzyć natężenie przepływu za pomocą przepływomierza tłokowego był kąt 2 stopni. Badania przeprowadzone zostały przy prędkości wału pompy 1500 obr/min i przy trzech lepkościach oleju VG46 – 20cSt (60°C), 40cSt (42°C) i 80cSt (29°C). Wyniki sprawności dla tych trzech lepkości różnią się, co związane jest z wpływem lepkości cieczy na przepływ w szczelinach, a w związku z tym na składową sprawności objętościowej związaną z przeciekami. Im wyższa lepkość, tym niższe przecieki i w związku z tym wyższa sprawność objętościowa. Różnica pomiędzy sprawnością dla tradycyjnego położenia osi obrotu tarczy (linia przerywana), a sprawnością dla osi przesuniętej (linia ciągła) związana jest tylko ze ściśliwością cieczy w przestrzeni martwej i nie zależy od lepkości, stąd na 3 wykresach dla odpowiednich kątów widać zbliżony wzrost sprawności. Dwa główne źródła przecieków w pompie, czyli przecieki w stopkach tłoczków i w kolektorze nie zależą od położenia osi obrotu tarczy. Przy przemieszczaniu osi obrotu, na skutek przesunięcia tłoczków w kierunku kolektora, zwiększy się długość szczeliny między

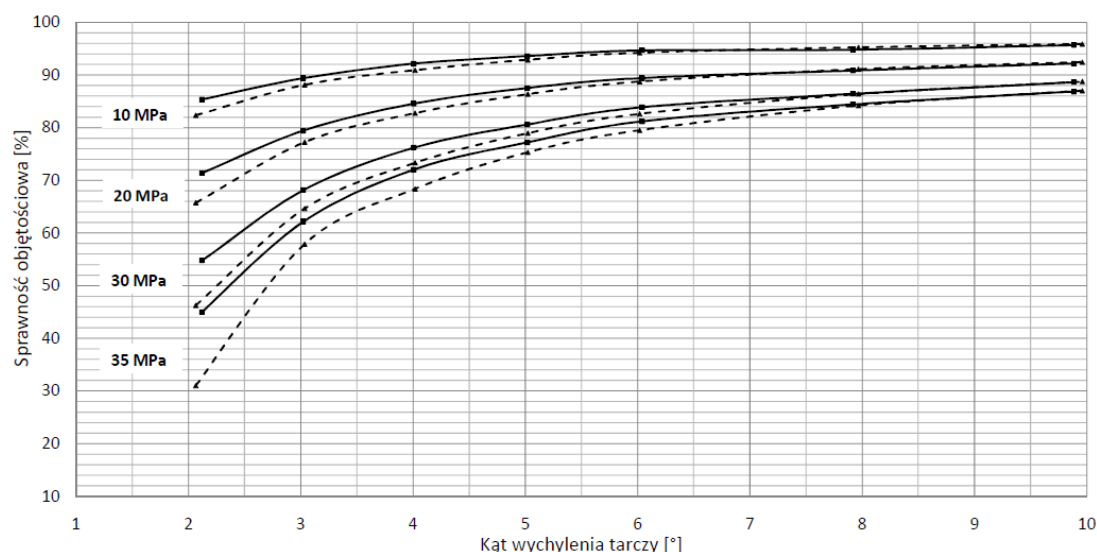
łóczykiem, a cylindrem. Wpłynie to na zmniejszenie przecieku szczelinowego w tym miejscu. Przecieki ten jest jednak wielokrotnie mniejszy niż dwa pozostałe, jego wpływ na sprawność pompy jest znikoma. Wzrost sprawności wskazany na rys. 10-12 związany jest więc nie z ograniczeniem przecieków, lecz ze ściśliwością cieczy w przestrzeni martwej. Na dowód tego procentowy wzrost sprawności objętościowej pomiędzy tradycyjnym położeniem osi obrotu tarczy, a osią przesuniętą (rys. 10, 11, 12) pokrywa się z wynikami obliczeń przedstawionymi na rys 9.



Rys.10. Wyniki badań całkowitej sprawności objętościowej w funkcji kąta wychylenia tarczy i ciśnienia tłoczenia pompy dla 20 cSt i 1500 obr/min. Linia przerywana – oś tarczy przecinająca się z osią obrotu wału, linia ciągła – oś obrotu tarczy przesunięta
[źródło: opracowanie własne]



Rys.11. Wyniki badań całkowitej sprawności objętościowej w funkcji kąta wychylenia tarczy i ciśnienia tłoczenia pompy dla 40 cSt i 1500 obr/min. Linia przerywana – oś tarczy przecinająca się z osią obrotu wału, linia ciągła – oś obrotu tarczy przesunięta
[źródło: opracowanie własne]



Rys.12. Wyniki badań całkowitej sprawności objętościowej w funkcji kąta wychylenia tarczy i ciśnienia tłoczenia pompy dla 80 cSt i 1500 obr/min. Linia przerywana – oś tarczy przecinająca się z osią obrotu wału, linia ciągła – oś obrotu tarczy przesunięta
[źródło: opracowanie własne]

8. Podsumowanie

Przeprowadzone badania wykazują wzrost całkowitej sprawności objętościowej przy przemieszczeniu osi obrotu tarczy. Wzrost ten jest szczególnie widoczny dla małych kątów wychylenia tarczy i dla wysokich ciśnień tłoczenia i jest zgodny z wynikami obliczeń, uwzględniających wpływ ściśliwości cieczy roboczej w przestrzeni martwej. Dla danego ciśnienia tłoczenia i określonej lepkości oleju przecieki są niezależne od położenia osi obrotu tarczy. Wzrost sprawności związany jest więc tylko ze zmniejszeniem objętości przestrzeni martwej.

Literatura

1. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT, Warszawa 2004
2. Osiecki L.: Mechanizmy rozrządu hydraulicznych maszyn wielotłoczkowych osiowych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2006
3. Załuski P.: Influence of the position of the swash plate rotation axis on the volumetric efficiency of the axial pistons pumps. Machines, Technologies, Materials issue 11/2014, Sofia 2014
4. Załuski P.: Wpływ położenia osi obrotu tarczy wychylnej na sprawność objętościową pomp wielotłoczkowych osiowych, Hydraulika i Pneumatyka nr 1/2014
5. Załuski P.: Zależność sprawności objętościowej pompy z wychylną tarczą od przemieszczenia osi obrotu tarczy. Współczesne technologie i konwersja energii, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2012

WPŁYW PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH ORAZ PRZECIEKÓW NA WARTOŚĆ SKOKÓW CIŚNIENIA W POMPIE TŁOCZKOWEJ Z ROZRZĄDEM KRZYWKOWYM

Piotr Patrosz - Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, piotr.patrosz@pg.gda.pl

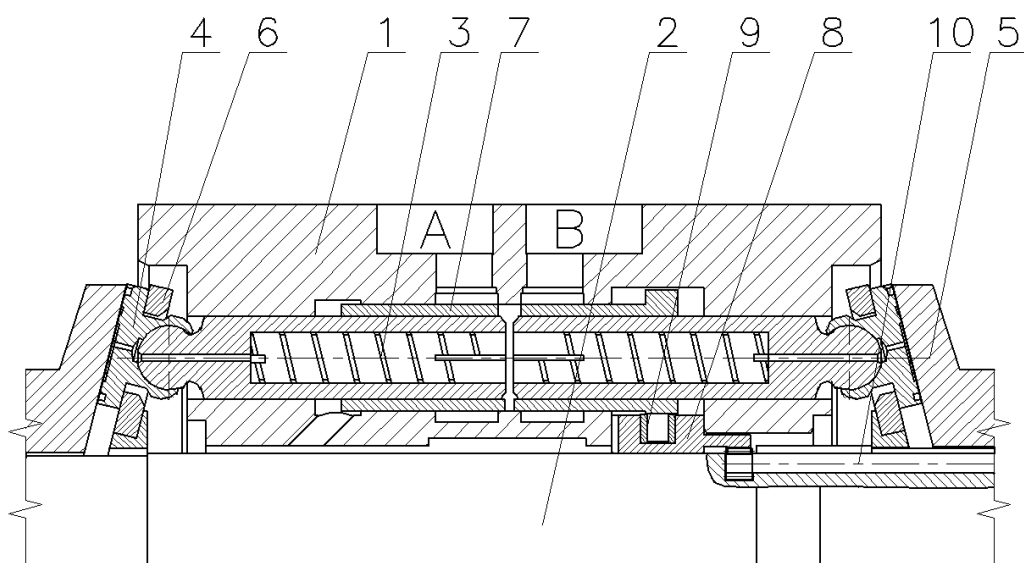
1. Wprowadzenie

Niniejsza publikacja stanowi kontynuację artykułu [1]. Znaczna część opisanych w niej zjawisk i modeli została szczegółowo omówiona we wcześniej wspomnianym tekście. Praca stanowi uszczegółowienie wcześniejszej publikacji oraz jej rozszerzenie o nowe wyniki badań oraz symulacji, a także szczegółowo porusza temat przecieków w oknie rozrządu, który we wcześniejszych publikacjach był tylko wspomniany.

2. Opis budowy i zasada działania pompy PWK

Dla zaznajomienia czytelnika z obiektem badań i analiz przedstawionych w tej publikacji, w sposób skrócony przedstawiona zostanie budowa pompy PWK z rozrządem krzywkowym. Szczegółowy opis można znaleźć w [1] oraz [2].

Na rysunku 1 przedstawiona została uproszczona konstrukcja pompy PWK. Wał 2 obracając się porusza ukośnie ustawione tarcze 5, które za pośrednictwem stopki 4 przemieszczają tłoczki 2. Te z kolei w zależności od tego czy się zbliżają czy oddalają od siebie odpowiednio tłoczą lub zasysają ciecz. O kierunku tłoczenia decyduje położenie tulei rozrządu 7. W sytuacji, gdy nastawiona jest pełna wydajność pompy, w cyklu ssania następuje połączenie komory roboczej pompy z kanałem A, za pośrednictwem okna w tulei rozrządu. Natomiast w cyklu tłoczenia z komorą roboczą połączony będzie kanał B. Położeniem tulei rozrządu steruje krzywka 8, wirująca razem z wałem. Aby zmniejszyć wydajność pompy należy obrócić krzywkę niezależnie od obrotów wału. Spowoduje to przesunięcie w fazie cyklu ruchu tulei rozrządu, a co za tym idzie, przez część cyklu ssania komora robocza będzie połączona z kanałem B, zaś przez część cyklu tłoczenia z kanałem A. W mechanizmie wykorzystującym rozrząd krzywkowy najwięcej problemów przysparza zjawisko gwałtownych skoków ciśnienia w komorze roboczej pompy. Pojawia się ono w chwili, gdy okno rozrządu przechodzi nad mostkiem rozdzielającym kanał A i B. Dodatkowo przekrycie okna powoduje, że przez krótką chwilę odcięta zostaje ciecz w komorze roboczej, a nieustannie pracujące tłoczki powodują jej sprężanie i wzrost ciśnienia. Zjawisko to ulega nasileniu wraz ze zmniejszaniem wydajności, ponieważ przy wydajności 100%, w chwili przekrycia okna rozrządu, prędkość tłoczków jest bliska zeru. Natomiast przy niepełnej wydajności, w czasie przejścia okna nad mostkiem tłoczki mają prędkość tym większą, im mniejsza jest wydajność pompy.



Rys.1. Przekrój przez zespół tłoczek – cylinderek – kanały dopływu i odpływu [2]

3. Czynniki wpływające na wartość skoków ciśnienia w komorze roboczej pompy PWK

Skoki ciśnienia w komorach roboczych pompy, jak wspomniano wcześniej, zależą w dużej mierze od parametrów eksploatacyjnych pompy, takich jak np. jej nastawa czy prędkość obrotowa, ale nie są to jedyne czynniki wpływające na ich wartość. Kompletną listę przedstawiono na rys. 2.



Rys.2. Czynniki wpływające na wartość skoków ciśnienia w pompie PWK [2]

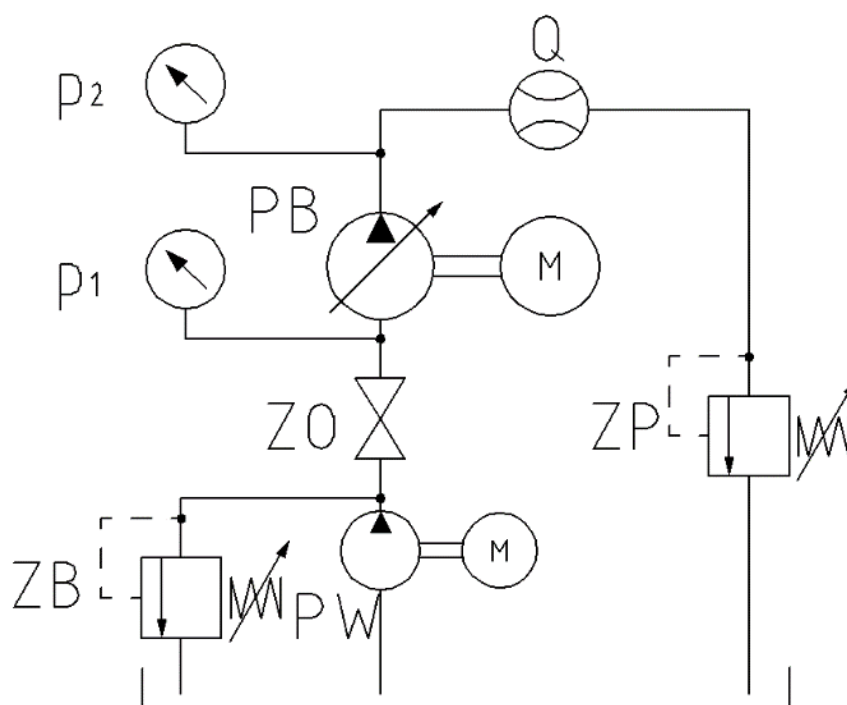
Czynniki wymienione na powyższym schemacie wpływają na wartość skoków ciśnienia na trzy sposoby. Po pierwsze mogą wpływać na przebieg procesu kompresji cieczy w komorze roboczej. Do tej grupy można zaliczyć: moduł odkształcenia objętościowego cieczy, temperaturę oleju, ciśnienie tłoczenia oraz objętość początkową sprężanej cieczy. Po drugie czynniki, takie jak przecieki oraz odkształcenia elementów pompy mogą odprowadzać pewną ilość cieczy poza komorę roboczą, co spowoduje, że pik ciśnienia będzie mniejszy. Na wartość

przecieków wpływ będą miały także takie czynniki, jak: temperatura, która wpływa na lepkość cieczy, oraz ciśnienie tłoczenia, które może wpływać na odkształcenia elementów pompy, a co za tym idzie na wysokość szczelin. Ostatnią trzecią grupą czynników będą parametry wpływające na prędkość i czas, w jakim ciecz jest sprężana. Do tej grupy zaliczone zostaną: prędkość obrotowa wału pompy oraz nastawa wydajności. Jak wspomniano w poprzednim rozdziale zmniejszanie wydajności, zwiększa wartość skoków ciśnienia. W podobny sposób wpływa prędkość obrotowa, która przyspiesza proces sprężania i co za tym idzie skraca czas, w którym nadmiar cieczy mógłby zostać odprowadzony przez przeciek.

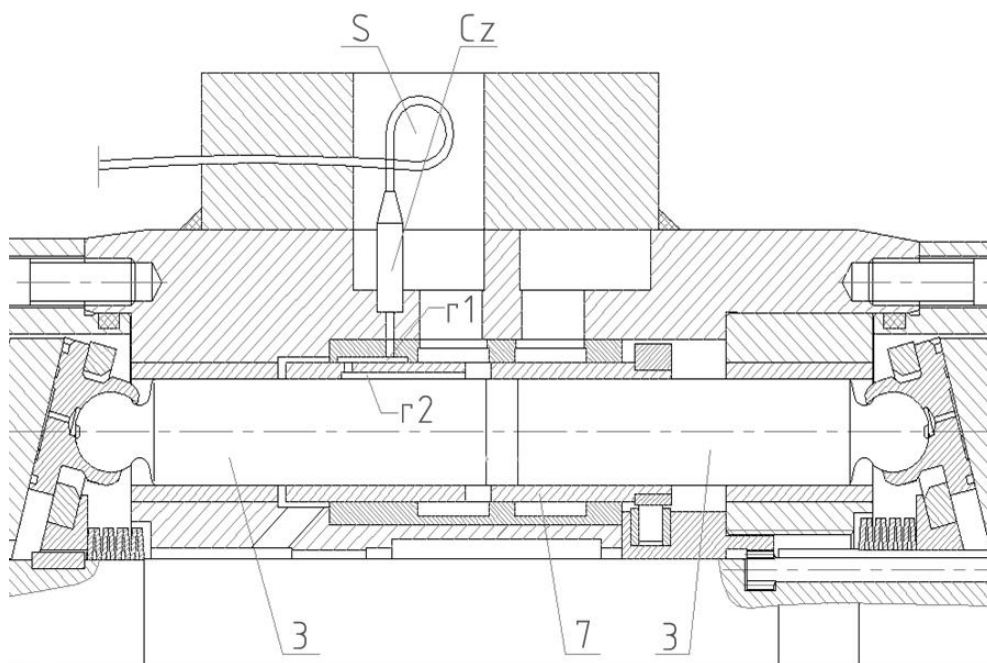
Szczegółowy opis wpływu przecieków i ściśliwości cieczy na wartość skoków ciśnienia znalazł się w artykułach [1] oraz [2].

4. Badania laboratoryjne skoków ciśnienia w pompie

W celu zmierzenia wartości skoków ciśnienia w komorze roboczej pompy przeprowadzono badania eksperymentalne. Próby prowadzono przy różnych prędkościach obrotowych wału pompy, różnych nastawach wydajności i przy różnych temperaturach oleju. Pompa została zamontowana na stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawia rys.3. Dodatkowo pompę zmodyfikowano tak, aby możliwe było zainstalowanie piezoelektrycznego czujnika ciśnienia (rys.4). Aby czujnik mógł być bezpośrednio połączony z komorą roboczą, konieczne było wykonanie kanałów w korpusie, gnieździe r1 i tulei rozrzadu r2.

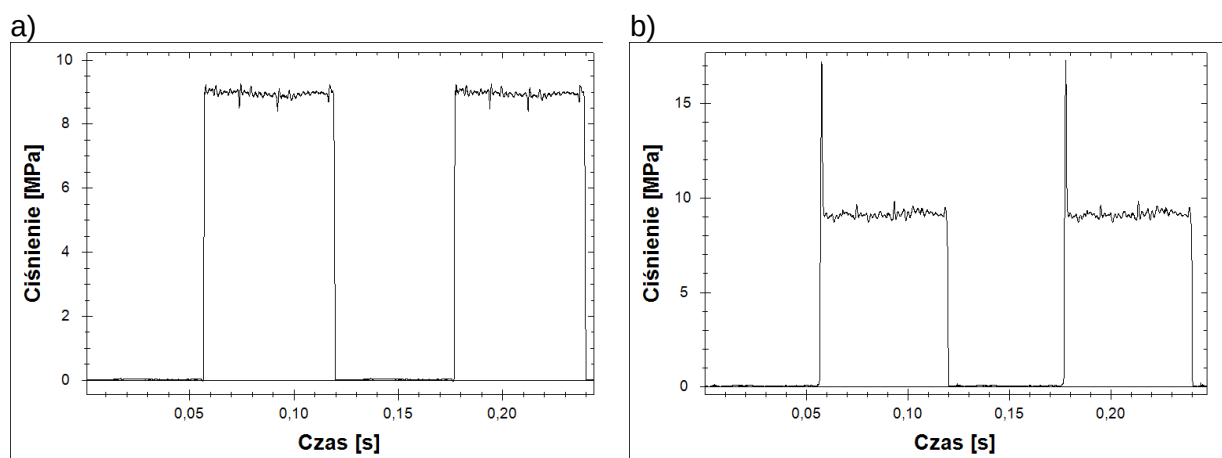


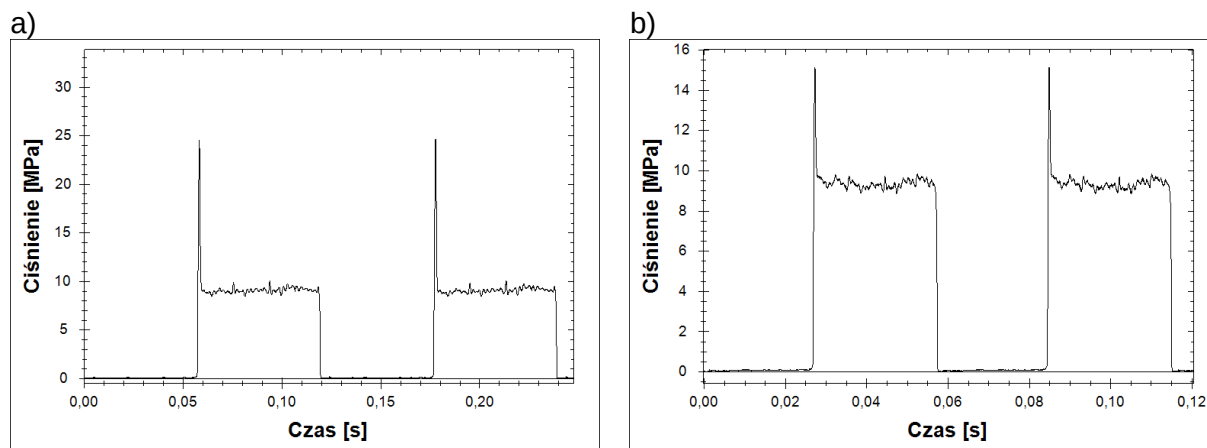
Rys.3. Schemat stanowiska do badania pompy PWK



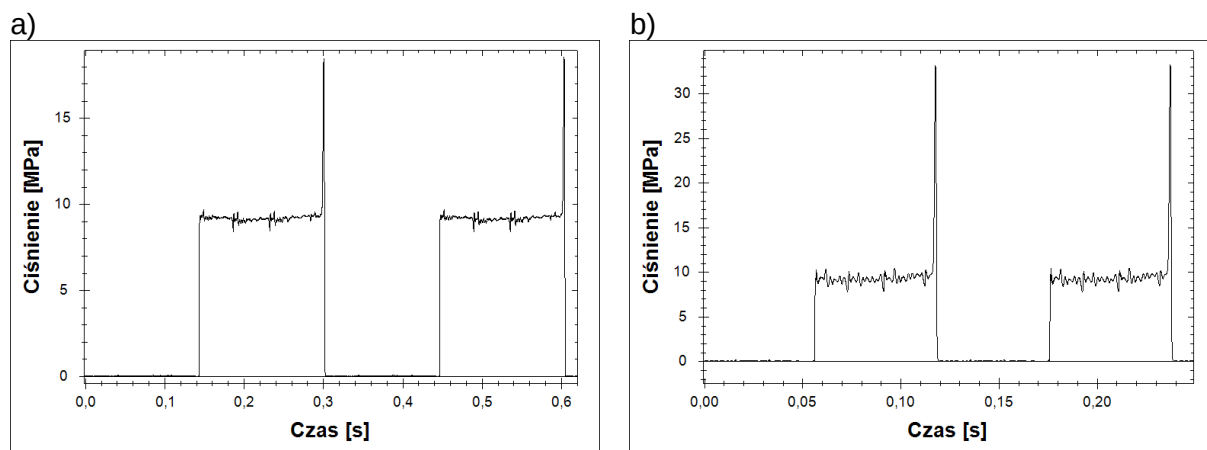
Rys.4. Zabudowa czujnika piezoelektrycznego w pompie PWK

Przykładowe wyniki badań zostały przedstawione na rysunkach 5-7. Przedstawiono na nich przebiegi zmian ciśnienia w komorach roboczych pompy w funkcji czasu dla różnych parametrów eksploatacyjnych. Na rysunku 5 przedstawiono jaki wpływ na wartość skoku ciśnienia ma nastawa pompy. Wyraźnie widać, że przy nastawie 100% nie ma skoku ciśnienia. Przy nastawie 60% skok ciśnienia to już przeszło 7 MPa. Gdyby zmniejszono nastawę do 20%, wartość skoku ciśnienia osiągnęłaby jeszcze wyższą wartość, to jest 23 MPa (rys. 7b). Rys. 6 przedstawia zmiany przebiegów ciśnienia w komorach roboczych w zależności od temperatury. Im wyższa jest temperatura cieczy tym mniejsze są piki ciśnienia. Jest to spowodowane spadkiem lepkości i co za tym idzie wzrostem przecieków, które jak opisano wcześniej, częściowo kompensują skoki ciśnienia.

Rys.5. Przebieg zmian ciśnienia w komorach roboczych pompy PWK przy różnych nastawach wydajności: a)100%, b)60% ($n=500$ obr/min, $T=30^{\circ}\text{C}$)

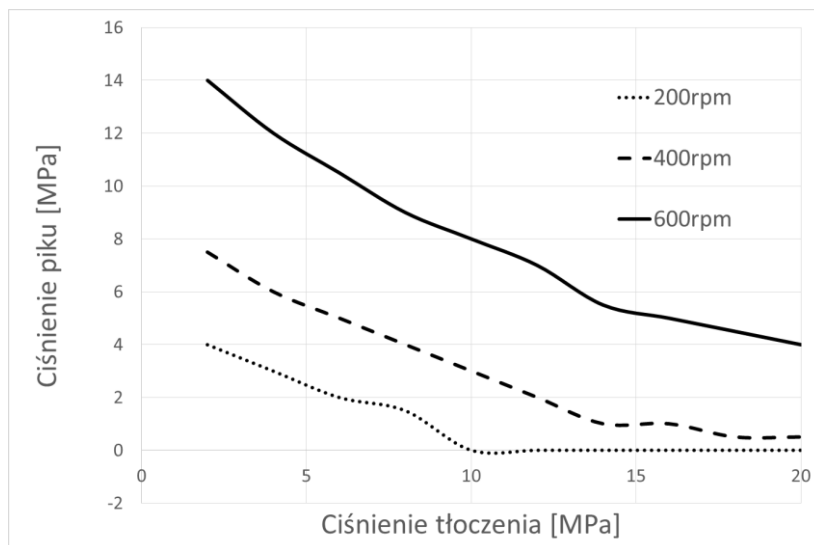


Rys.6. Przebieg zmian ciśnienia w komorach roboczych pompy PWK przy różnych temperaturach cieczy roboczej: a) 30°C, b) 50°C ($n=500$ obr/min, $x=60\%$)



Rys.7. Przebieg zmian ciśnienia w komorach roboczych pompy PWK przy różnych prędkościach obrotowych wału pompy: a) 200 obr/min, b) 500 obr/min ($T=30^{\circ}\text{C}$, $x=20\%$)

Dla zbadania tezy postawionej w rozdziale 3, mówiącej, że wraz ze wzrostem ciśnienia tłoczenia piki powinny maleć, ponieważ odkształcające się elementy pompy spowodują wzrost wysokości szczelin, a co za tym idzie także wzrost natężenia przecieków, przeprowadzono badania ciśnienia w komorze roboczej w funkcji ciśnienia tłoczenia. Efektem przeprowadzonych badań są charakterystyki przedstawione na rys.8. Widać na nim wyraźnie, że wartość piku maleje wraz z ciśnieniem, co stanowi potwierdzenie teorii.



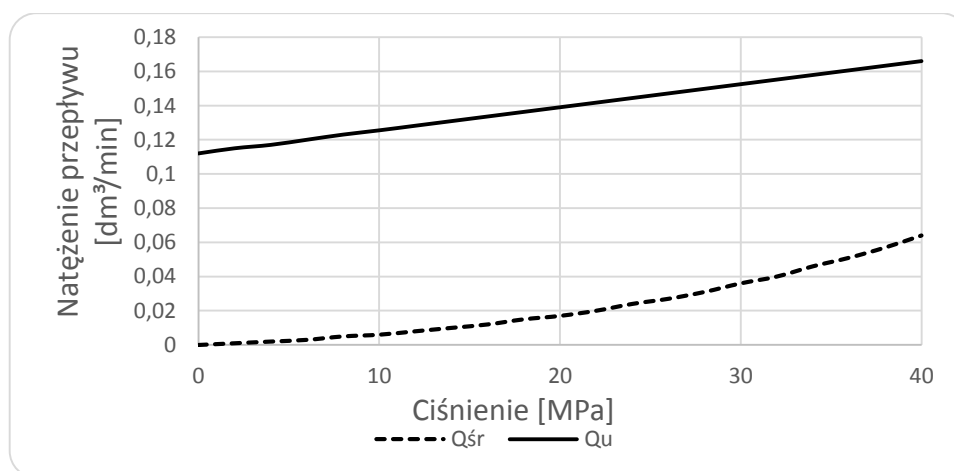
Rys.8. Charakterystyka zmiany wartości piku w funkcji ciśnienia tłoczenia dla różnych wartości prędkości obrotowych

5. Opis przecieków w pompie PWK

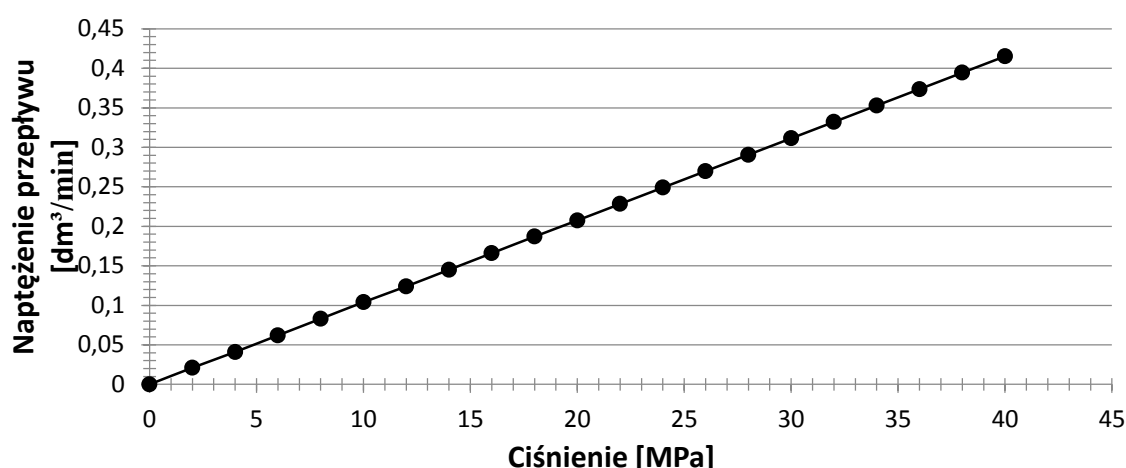
Charakterystyki przedstawione w poprzednim rozdziale pokazują, że przecieki mają zasadniczy wpływ na wartości skoków ciśnienia. W artykule [1] dość szczegółowo opisano przecieki w pompie PWK, a jako główne źródła przecieków wskazano trzy miejsca (rys. 1):

- szczelinę pierścieniową między tłoczkiem 3, a tuleją rozrządu 7,
- szczelinę promieniową między stopką 4, a tarczą oporową 5,
- szczelinę między oknem w tulei rozrządu 7, a kanałami tłocznym i ssącym A i B.

Przecieki w pierwszych dwóch szczelinach opisano wzorami matematycznymi i przedstawiono ich charakterystyki na wykresach w artykule [1], które powtórzono na rys. 9 i rys. 10.



Rys.9. Natężenie przepływu przecieków w funkcji ciśnienia w szczelinie tłoczek-tuleja rozrządu (Qsr –średnie natężenie przepływu wywołane różnicą ciśnień, Qu-średnie natężenie przepływu wywołane unoszeniem cieczy w szczelinie przez poruszający się tłoczek przy prędkości obrotowej 1000 obr/min)



Rys.10. Natężenie przepływu przecieków w funkcji ciśnienia w szczelinie stopka-tarcza oporowa

Rysunek 9 przedstawia dwa typy przecieków występujących w szczelinie pierścieniowej między tłoczkiem a tuleją rozrządu. Pierwszy typ to przeciek laminarny wywołany różnicą ciśnień między wlotem a wylotem ze szczeliny. Jak widać na wykresie charakterystyka przepływu nie jest liniowa, co nie jest spowodowane turbulizowaniem przepływu, a uwzględnieniem zmiany wysokości szczeliny wywołanej odkształceniami tulei rozrządu. Drugi typ to przepływ unoszony wraz z poruszającym się tłoczkiem. Mimo, że całkowite uśrednienie przecieku unoszenia w czasie wynosiłoby 0, ponieważ tłoki wykonują ruch posuwisto-zwrotny, to jednak przy analizie wpływu przecieków na skoki ciśnienia, uśrednienie można dokonać jedynie dla jednego cyklu, gdyż przeciek unoszony będzie dodawany do całkowitej ilości cieczy w komorze roboczej pompy.

Wykres na rys. 10 przedstawia przepływ w stopce hydrostatycznej, który ma na celu nieustane utrzymywanie filmu olejowego na styku stopki i tarczy oporowej. Charakter tego przepływu jest laminarny i jest wprost proporcjonalny do ciśnienia.

W artykule [1] jedynie wspomniano na temat przecieków w oknie rozrządu. Ich złożony charakter nie pozwalał na zbudowanie tradycyjnego modelu matematycznego. Dlatego opracowano model CFD, który posłużył ich oszacowaniu.

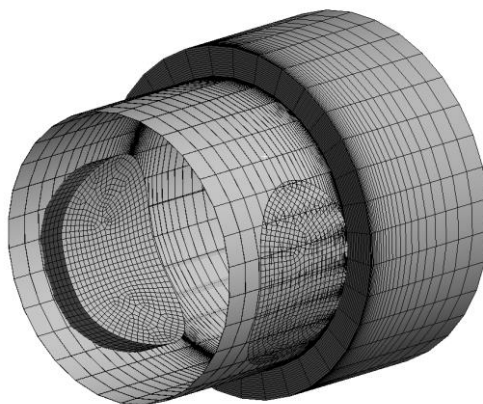
6. Analiza CFD przecieków w oknie rozrządu

Szczelina w oknie rozrządu ma w odróżnieniu od wcześniejszych szczelin, geometrię zmieniającą się wraz z ruchem tulei rozrządu. Z tego powodu model musiał to uwzględniać. Do obliczeń wykorzystano oprogramowanie CFD. Do obliczeń metodą objętości skończonych wykorzystano siatkę sześciocienną, która zapewniła nieco mniejszą ilość objętości skończonych oraz pozwoliła na stosunkowo łatwą kontrolę ich wielkości w newralgicznych miejscach modelu. W jego skład wchodziły cztery podstawowe bryły (rys.11):

- dwa okna rozrządu,
- szczelina pierścieniowa o wysokości 12,5 μm ,
- pierścieniowy kanał wylotowy,

które połączono ze sobą interfejsami. Interfejsy pozwalały na ruch okien rozrządu względem pozostałych brył. Warunki brzegowe zostały przyłożone w sposób przedstawiony na rys. 12. Dodatkowo wszystkie pozostałe ściany modelu otrzymały ograniczenie typu „wall”. Taki model

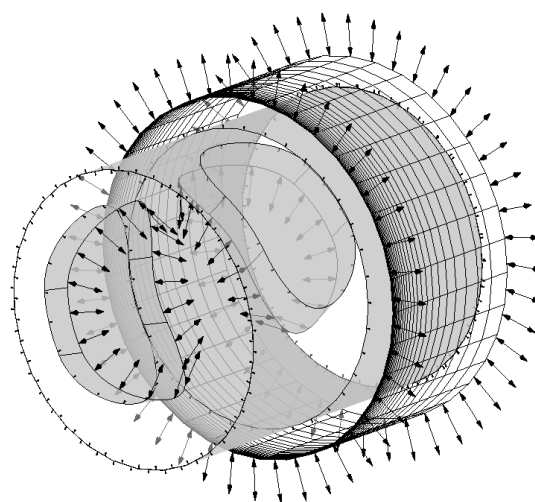
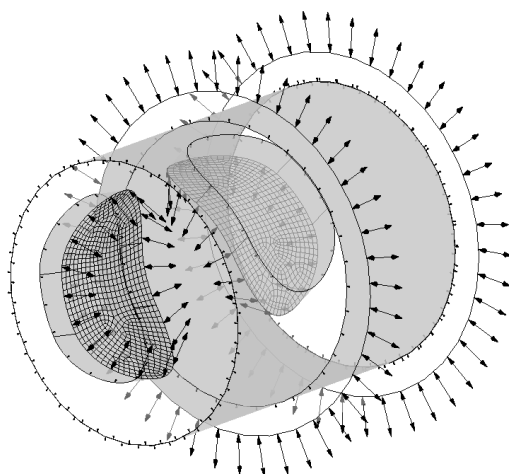
pozwoilił na uzyskanie charakterystyk przepływu nie tylko w funkcji ciśnienia, ale także stopnia przekrycia okna rozrządu. Nie analizowano przepływu w oknie w chwili, gdy nastąpiło jego bezpośrednie połączenie z kanałem wylotowym.



Rys.11. Siatka objętości skończonych modelu szczeliny w oknie rozrządu

a)

b)



Rys.12. Położenie wlotu i wylotu cieczy na modelu CFD: a) wlot, b) wylot

Rysunek 13 przedstawia charakterystykę otrzymaną z symulacji CFD. Otrzymane przepływy mają nie liniowy przebieg charakterystyczny na przepływie turbulentnego lub przejściowego. Przebieg wykresów jest na pierwszy rzut oka dość typowy. Daje się go łatwo opisać równaniem:

$$Q = C \cdot \Delta p^\alpha$$

gdzie:

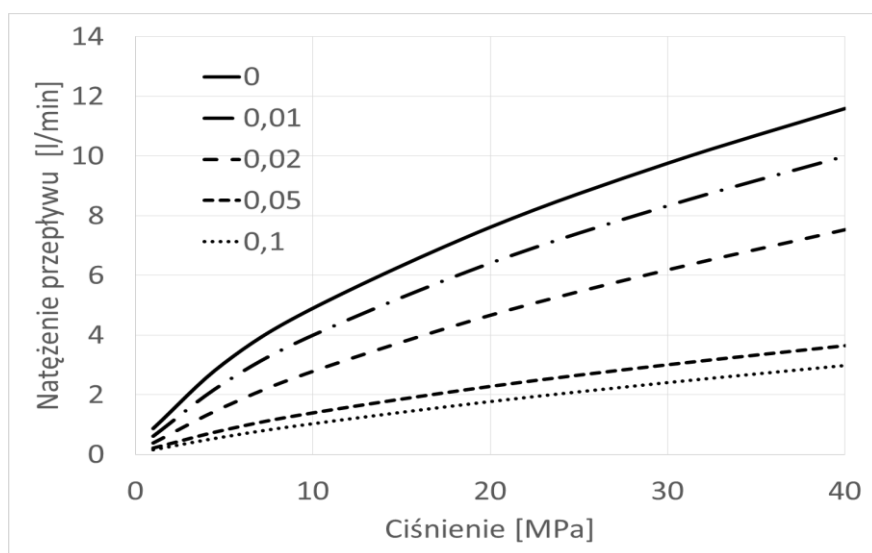
Q - natężenie przepływu,

Δp - różnica ciśnień między wlotem a wylotem,

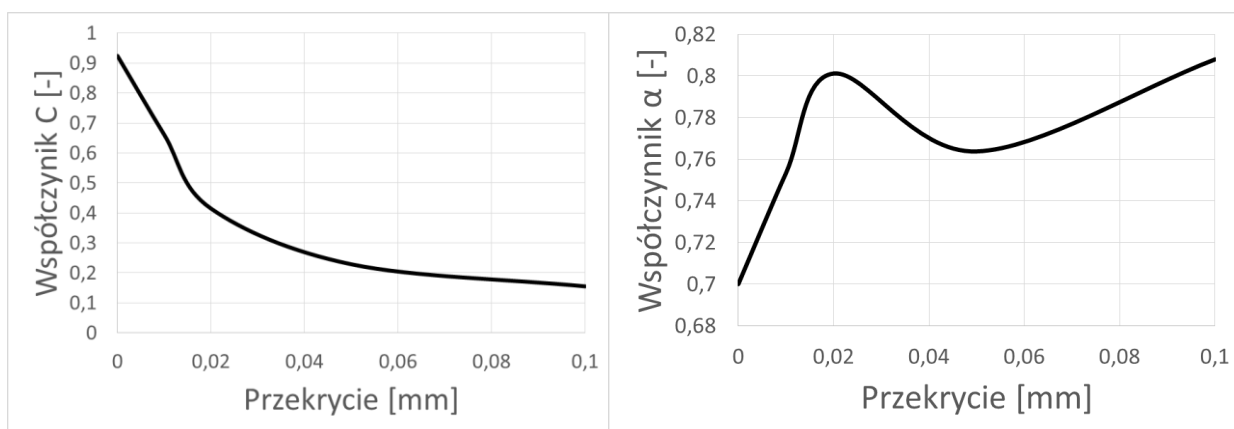
C - współczynnik charakteryzujący współczynnik strat miejscowych z uwzględnieniem własności cieczy,

α - współczynnik charakteryzująca rodzaj przepływu.

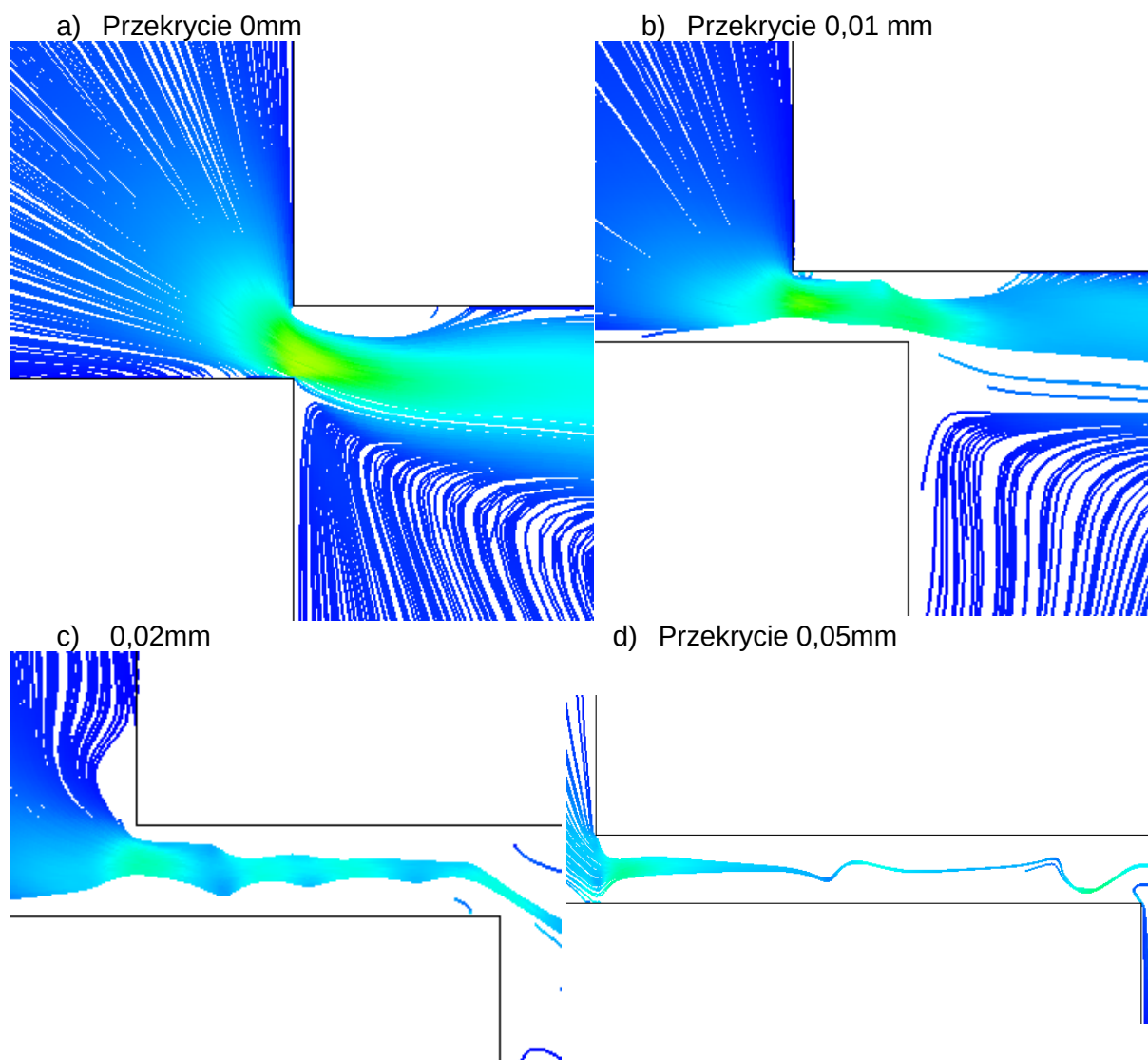
Jednakże przyglądając się tym równaniom i w szczególności stałej α można zauważyć pewną anomalię. Aby to dobrze zobrazować opracowano wykres zależności współczynnika α od stopnia przekrycia (rys. 14). Według powszechnej wiedzy wraz ze wzrostem długości szczeliny pierścieniowej, wpływ zaburzeń lokalnych na wlocie i wylocie powinien ulegać zmniejszeniu a przepływ powinien stawać się coraz bardziej laminarny, czyli współczynnik α powinien zbliżać się do jedności. Nie jest to obserwowane na rys.14. gdyż przy przekryciu w zakresie 0,02 mm-0,05 mm współczynnik maleje. Aby wyjaśnić źródła tego zjawiska opracowano drugi model. Był to model płaski o bardzo dużej gęstości siatki. Wyniki przedstawiono na rys.15. Widać na nim przebieg linii prądu dla różnych stopni przekrycia okna. Linie prądu dla przekrycia 0 mm i 0,01 mm mają dość prosty przebieg, jednakże kiedy zwiększymy przekrycie, a co za tym idzie długość szczeliny, linie prądu zaczynają przebiegać w sposób znacznie bardziej złożony. Widać na nich charakterystyczne zaburzenia. Ciecz uderzająca o ściany szczeliny z bardzo dużą prędkością, zaczyna się od nich odbijać. Wprowadza to dodatkowe zaburzenie w postaci zmiany kierunku przepływu cieczy i obniża wartość współczynnika α . Zwiększanie przekrycia powyżej 0,05 mm powoduje już stabilny wzrost wartości współczynnika α .



Rys.13. Charakterystyka przepływu w szczelinie okna rozrządu-kanal wylotowy w funkcji ciśnienia dla różnych stopni przekrycia [mm]



Rys.14. Charakterystyka zmiany wartości stałych C i α w funkcji przekrycia



Rys.15. Przebieg linii prądu w szczelinie okno rozrządu-kanal wylotowy dla różnych stopni przekrycia okna rozrządu

7. Podsumowanie

Niniejsza monografia wraz z artykułem [1] opisuje w jaki sposób przecieki wpływają na wartość skoków ciśnienia w komorach pompy PWK. Skoki te z uwagi na to, że mogą przyjmować wartości często o rząd wielkości większe od ciśnienia tłoczenia, stanowią duże zagrożenie dla prawidłowego działania i trwałości pompy. Jednocześnie informacje zawarte w artykule [1] rozszerzono o wpływ parametrów eksploatacyjnych pompy, takich jak: prędkość obrotowa, nastawa wydajności czy temperatura oleju. Dla potwierdzenia przedstawionych tez, symulacji i modeli matematycznych przywołano szereg wyników badań eksperymentalnych. Podsumowując obie publikacje należy stwierdzić, że przecieki w pompie PWK, mimo, że niewątpliwie zmniejszają jej sprawność objętościową, są głównym czynnikiem obniżającym wartość skoków ciśnienia, a konstruowanie pomp z rozrządem krzywkowym zawsze będzie wymagało kompromisu między szczelnością komór roboczych a dopuszczalną wartością piku ciśnienia.

Literatura

1. Patrosz P.: Analiza zjawisk dynamicznych w komorze cylindrowej pompy PWK o zmiennej wydajności. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych Cylinder 2010. Gliwice 2010
2. Patrosz P.: Chwilowe skoki ciśnienia w pompie tłoczkowej z rozrządem krzywkowym- analiza i badania. Współczesne technologie i konwersja energii; praca zbiorowa pod red. J. Szantyra. Wydział Mechaniczny PG, 2011.
3. Osiecki L., Patrosz P., Zawistowski T., Landvogt B., Piechna J., Żyliński B.: Compensation of pressure peaks in pwk-type hydraulic pumps// Key Engineering Materials. -Vol. 490., 2012.

ŁAGODZENIE ROZRUCHU PRZEKŁADNI HYDROSTATYCZNEJ POD KĄTEM REDUKCJI HAŁASU

Piotr Osiński - Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych

Michał Stosiak - Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych

1. Hałaśliwość pracy układów hydrostatycznych

Układy hydrauliczne, w tym napęd hydrostatyczny, zyskały ogromną popularność w wielu maszynach i urządzeniach. Stało się tak dzięki ich licznym zaletom oraz stałemu rozwojowi elementów hydraulicznych prowadzącego do dalszego wzrostu konkurencyjności tego typu napędu w stosunku do innych (np. elektrycznego). Podyktowane to jest, między innymi tym, że układy te stosunkowo łatwo poddają się automatyzacji, szczególnie przy zastosowaniu zaworów proporcjonalnych czy serwozaworów w układach sterowanych bądź regulowanych mikroprocesorowo [18, 8]. Istotną zaletą napędu hydrostatycznego jest możliwość uzyskiwania wyjątkowo dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy w układzie napędowym. Wartości ciśnień roboczych rzędu 35÷40 MPa są obecnie czymś zupełnie normalnym. Moc 1 kW, przy tych ciśnieniach można uzyskać ze strumienia cieczy roboczej o natężeniu przepływu objętościowego zaledwie 30÷25 cm³/s (1,8÷1,5 dm³/min). Elementy hydrostatycznego układu napędowego mają zatem, nieosiągalną dla innych rodzajów napędu, zwartość konstrukcji, tzn. małą masę na jednostkę generowanej lub przekazywanej mocy. Tendencje rozwoju napędów hydrostatycznych idą między innymi, w kierunku minimalizacji strat energetycznych oraz masy i zwiększenie przenoszonej mocy a więc podwyższenie jeszcze współczynnika mocy do masy [1]. Jednym z ograniczeń zwiększania tego współczynnika jest rosnąca hałaśliwość układów i elementów hydrostatycznych wraz z wzrostem generowanej lub przenoszonej mocy. Często bywa tak, że uciążliwego poziomu hałasu, nie można w dostateczny sposób wyeliminować w fazie projektowej i jest to przyczyna rezygnacji z tego rodzaju napędu w konkretnym urządzeniu z powodu przekroczenia wartości dopuszczalnych hałasu. Z przeglądu dostępnej literatury [6, 7, 17, 20, 23] oraz doświadczeń własnych wynika, że jedną z istotnych przyczyn powodującą nadmierny hałas układów hydraulicznych jest pulsacja ciśnienia wynikająca z wahań natężenia przepływu w układzie hydraulicznym oraz nadwyżki ciśnienia podczas rozruchu bądź hamowania układu hydraulicznego. Towarzyszące pracy układów hydrostatycznych hałas oraz drgania mechaniczne oddziałują niekorzystnie na otoczenie, również na człowieka. Spektrum drgań i hałasu jest szerokie, a szczególnie niebezpieczne dla człowieka są częstotliwości zbliżone do częstotliwości rezonansowych ważnych organów wewnętrznych. Stąd też szczególną uwagę należy zwrócić na hałas niskoczęstotliwościowy i infradźwiękowy [10, 16]. Infradźwięki mają ujemny wpływ na wykonywanie prostych czynności, powodują wydłużenie czasu reakcji, zmniejszenie poziomu zauważalności, wpływają też na zakłócenie równowagi. Hałas o natężeniu 105 dB w zakresie 2-15 Hz powoduje wydłużenie czasu reakcji wzrokowej u 50 % badaczy [2, 16]. Ponadto prócz tego, infradźwięki powodują fałszywy stan dobrego samopoczucia lub euforii. Dostępne wyniki badań [19] wskazują, że u 50% osób poddanych działaniu tonu o częstotliwości 7 Hz i poziomie ciśnienia akustycznego 90 dB przez czas 35 minut wystąpiły szmery serca, które zanikały w czasie 10-25 minut po wyłączeniu źródła infradźwięków. Również w pracy [19] podano, że u osób poddawanych dźwiękom o niskiej

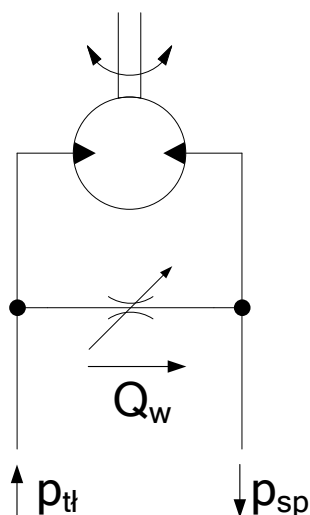
częstotliwości 1-100 Hz i poziomie ciśnienia akustycznego 154 dB o czasie trwania 25 razy po 2 minuty stwierdzono zawroty głowy, duszności, wrażenie kołysania się ścian, dzwonienie w uszach, szczykościsk i ogólne zmęczenie. Konieczność ograniczania hałaśliwości pracy układów hydraulicznych wynika również z obowiązujących norm Unii Europejskiej 98/37/WE [3], 2000/14/WE [4] oraz 2003/10/WE [5], w których zawarte są dopuszczalne wartości poziomu generowanego hałasu i które to wartości są sukcesywnie obniżane. Niespełnienie wymagań określonych w stosownych normach UE prowadzi do wyeliminowania ze sprzedaży wyrobu (maszyny czy urządzenia wyposażonego w układ hydrauliczny).

W referacie przedstawiono, za literaturą, wybrane sposoby łagodzenia procesu rozruchu przekładni hydrostatycznej oraz przeprowadzono własne badania doświadczalne wybranego sposobu łagodzenia procesu rozruchu i towarzyszącego mu efektu akustycznego.

2. Niektóre sposoby łagodzenia rozruchu przekładni hydrostatycznej

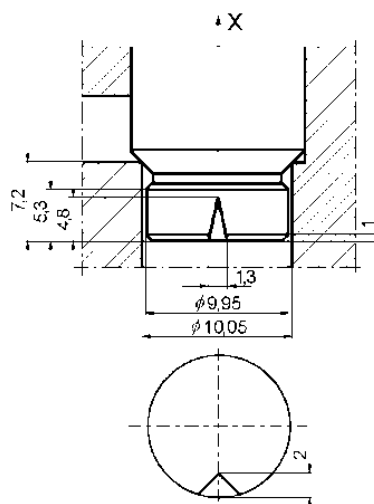
Skuteczne łagodzenie procesu rozruchu przekładni hydrostatycznej wymaga znajomości wielkości, które decydują o charakterze narostu ciśnienia podczas włączenia przekładni. Wielkości decydujące o tym to: współczynnik strat objętościowych, współczynnik uwzględniający sprężystość cieczy i ścianek elementów układu, chłonność jednostkowa silnika hydraulicznego, zredukowany masowy moment bezwładności mas napędzanych przez silnik. Zatem złagodzenie procesu rozruchu (narastania ciśnienia) uzyskać można wprowadzając dodatkowe przecieki, poprzez zastosowanie zaworu rozruchowego (np. nastawnego zaworu dławiącego lub zaworu rozruchowego specjalnej konstrukcji).

Zastosowanie zaworu rozruchowego. Złagodzenie procesu rozruchu (łagodny narost ciśnienia) przekładni hydrostatycznej uzyskać można poprzez wprowadzenie kontrolowanych, dodatkowych przecieków. Uzyskać to można wprowadzając zawór dławiący nastawny między przewody zasilający i zlewowy silnika hydrostatycznego – rys. 1.



Rys. 1. Lokalizacja dodatkowego zaworu dławiącego (stabilizacja przez przecieki) [11]

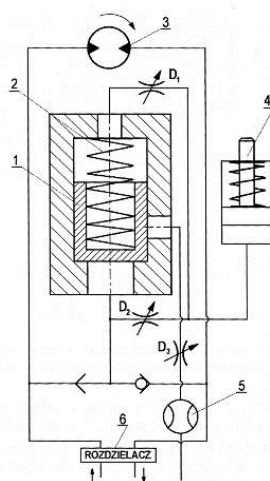
Jednak wprowadzenie takiego rozwiązania zwiększającego przecieki prowadzi do pogorszenia sprawności, co z kolei prowadzi do konieczności zainstalowania większej mocy do realizacji napędu. Autorzy pracy [11] podają rezultaty zastosowania nastawnego zaworu dławiącego (rys. 2) jako zaworu rozruchowego.



Rys. 2. Schemat zaworu dławiącego nastawnego pełniącego funkcję zaworu rozruchowego [11]

W przedstawionym rozwiązaniu, możliwa była zmiana pola powierzchni szczeliny dławiącej. Ponadto dla pewnego przemieszczenia X suwaka przepływ oleju odbywał się wyłącznie szczeliną promieniową, a po przekroczeniu tego przemieszczenia dodatkowo, trójkątnym wycięciem w suwaku. Zastosowanie tego zaworu rozruchowego spowodowało, jak podają autorzy pracy [11], wydłużenie czasu rozruchu i obniżenie o kilkanaście procent wartości maksymalnych ciśnień podczas tego procesu, ale jednocześnie spowodowało spadek sprawności objętościowej układu, wynikiem czego jest obniżenie prędkości pracy silnika hydraulicznego w ruchu ustalonym. Dalsze zmniejszenie wartości maksymalnych ciśnień podczas rozruchu układu możliwe jest poprzez zwiększanie otwarcia zaworu rozruchowego, jednak prowadzi to do dalszego obniżania wartości prędkości silnika w ruchu ustalonym.

Skutecznym rozwiązaniem problemu łagodzenia rozruchu przekładni hydrostatycznej przy braku efektu obniżenia prędkości silnika w ruchu ustalonym, jest zastosowanie zaworu rozruchowego o konstrukcji przedstawionej w pracy [12] – rys. 3.



Rys. 3. Schemat zaworu rozruchowego [12]

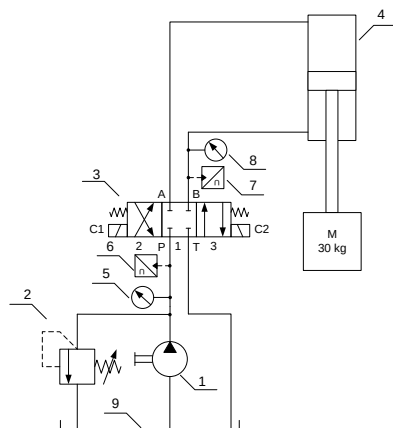
Z uwagi na ograniczoną ilość miejsca zaprezentowana zostanie ogólna zasada działania zaworu. Szczegółowa zasada działania zaworu oraz jego model matematyczny przedstawiono

w pracy [12]. Ogólna zasada pracy zaworu sprowadza się do upuszczania pewnej ilości cieczy z obwodu tłoczenia na zlew z pominięciem silnika hydraulicznego jedynie podczas rozruchu. W pierwszej fazie rozruchu (pracy zaworu) prawie cały strumień cieczy odprowadzany jest na zlew poprzez zawór rozruchowy z uwagi na to, że suwak 1 (podparty sprężyną o małej sztywności) unosi się. Jednocześnie pewna część strumienia cieczy podawana jest do akumulatora hydraulicznego 4 i nad suwak 1. W momencie, gdy nastąpi wyrównanie ciśnień po obu stronach suwaka 1, sprężyna 2 pokonując opory tarcia suwaka przemieści go w dół przymykając szczelinę przepływową utworzoną między suwakiem 1 a korpusem. W wyniku tego zmniejszy się strumień odprowadzany na zlew, a coraz większy strumień cieczy kierowany będzie do silnika hydraulicznego 3, powodując jego łagodny rozruch. Przebieg tego rozruchu może być dodatkowo kształtowany nastawami zaworów D_1 , D_2 , D_3 oraz pojemnością akumulatora 4. Zatem z charakteru pracy zaworu rozruchowego wynika, że pracuje on jedynie w początkowej fazie pracy przekładni hydrostatycznej, a następnie pozostaje zamknięty, co powoduje, że nie wpływa on na obniżenie sprawności wolumetrycznej układu podczas ruchu ustalonego (z pominięciem jego przecieków). Zastosowanie opisanego zaworu rozruchowego pozwoliło na obniżenie wartości maksymalnej ciśnienia podczas rozruchu układu o ponad 20 % [11], przy czym nie nastąpiło obniżenie wartości prędkości silnika w ruchu ustalonym. Ponadto złagodzenie procesu rozruchu skutkowało obniżeniem hałaśliwości pracy układu podczas rozruchu, tzn. obniżenie korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_A o ponad 3 dB(A).

Prócz opisanych metod z zastosowaniem dodatkowych przecieków i w układzie z rozdzielaczem sterowanym konwencjonalnie elektrycznie, złagodzenie procesu rozruchu realizować można wprowadzając zawory sterowane w technice proporcjonalnej [13, 14, 15, 22]. W pracy [13] Autorzy poprzez zastosowanie rozdzielacza proporcjonalnego w metodzie sterowania dławieniowego szeregowego i równoległego [21] uzyskali znaczące obniżenie wartości maksymalnych ciśnień oraz hałasu podczas rozruchu przekładni hydrostatycznej z silnikiem obrotowym. Stwierdzono tam na podstawie badań symulacyjnych i doświadczalnych, że przez odpowiedni dobór sygnału sterującego rozdzielacz proporcjonalny w sterowaniu dławieniowym równoległym uzyskać można obniżenie korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego o kilka dB(A) jako skutek obniżenia maksymalnych wartości ciśnień podczas rozruchu układu. W metodzie tej sterować można również czasem rozruchu układu poprzez tzw. współczynnik sterowania [13].

3. Obiekt badań

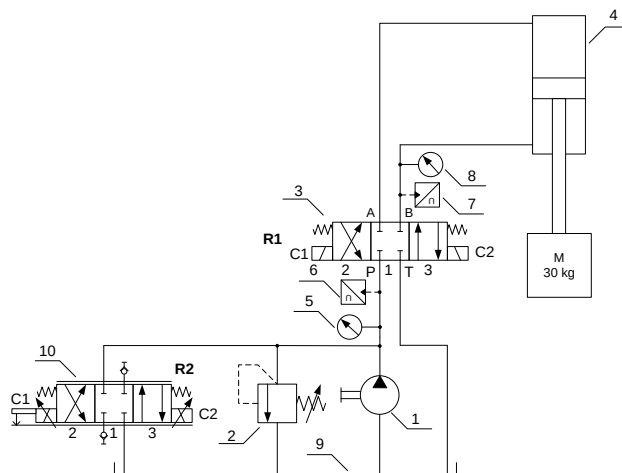
Do badań weryfikacyjnych nad możliwościami skutecznego złagodzenia rozruchu przekładni hydrostatycznej przyjęto układ wyjściowy, którego schemat przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Schemat układu hydraulicznego przekładni hydrostatycznej z silnikiem liniowym:

1 – pompa wyporowa ($Q_{pt} = 6,5 \text{ dm}^3/\text{min}$, przy 1450 obr/min),
 2 – zawór maksymalny, 3 – rozdzielacz 4/3, sterowany elektrycznie konwencjonalnie, 4 – liniowy silnik hydrauliczny (średnica tłoka 25 mm, średnica tłoczyska 16 mm, skok 200 mm),
 5, 8 – manometr, 6, 7 – przetwornik ciśnienia, 9 – zbiornik oleju hydraulicznego.

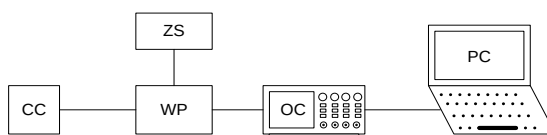
Jest to układ hydrauliczny z pompą stałej wydajności i silnikiem liniowym, sterowanym rozdzielaczem 4/3 konwencjonalnym („on/off”). Silnik liniowy obciążony jest ciężarem o masie 30 kg. W trakcie badań szczególną uwagę zwrócono na proces rozruchu układu hydraulicznego. W celu złagodzenia tego procesu zmodyfikowano strukturę układu, wprowadzając rozdzielacz proporcjonalny w przewodzie bocznikującym pompę, rys. 5.



Rys. 5. Schemat zmodyfikowanego układu hydraulicznego przekładni hydrostatycznej z silnikiem liniowym: 1 – pompa wyporowa ($Q_{pt} = 6,5 \text{ dm}^3/\text{min}$, przy 1450 obr/min), 2 – zawór maksymalny, 3 – rozdzielacz 4/3, sterowany elektrycznie konwencjonalnie, 4 – liniowy silnik hydrauliczny (średnica tłoka 25 mm, średnica tłoczyska 16 mm, skok 200 mm), 5, 8 – manometr, 6, 7 – przetwornik ciśnienia, 9 – zbiornik oleju hydraulicznego, 10 – rozdzielacz proporcjonalny 4/3

4. Opis przyjętej metodologii pomiaru i aparatury kontrolno-pomiarowej

Mierzonymi wielkościami były: ciśnienie (punkty 6 i 7 rysunki 4 i 5), sygnał akustyczny, przemieszczenie suwaka rozdzielacza proporcjonalnego. Schemat blokowy toru pomiaru ciśnienia przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Schemat blokowy toru pomiaru ciśnienia: CC – tensometryczny czujnik ciśnienia (SPAIS PT5101) o zakresie pomiarowym 0-6 MPa, WP – wzmacniacz pomiarowy (SPAIS AT-5210N), ZS – zasilacz (SPAIS BZ5202), OC – czterokanałowy oscyloskop cyfrowy z modułem analizy FFT (Tektronix TDS 224), PC – komputer pomiarowy

Schemat toru pomiarowego do pomiarów wielkości akustycznych przedstawiono na rys. 7. Do wyznaczenia średniego L_{Aeq} [dB], maksymalnego L_{Amax} [dB] i minimalnego poziomu dźwięku L_{Amin} [dB] wykorzystano modułarny miernik poziomu ciśnienia akustycznego firmy B&K typ 2250 nr serii 2519832 z przedwzmacniaczem typ ZC 0032 nr fabryczny 4112 i mikrofonem typ 4189 nr serii 2519832 oraz z oprogramowaniem BZ 5503. Miernik umożliwia zapis historii czasowej i analizę częstotliwości. Sonometr spełnia wymogi ustalone dla przyrządów z klasą dokładności I. Dodatkowo miernik spełnia wymagania określone w rozporządzeniu MGPIPS z dnia 28 maja 2007 roku (Dz. U. Nr 105, poz. 717) potwierdzone

aktualnym świadectwem wzorcowania Okręgowego Urzędu Miar we Wrocławiu nr W5/401-156/2/12 z dnia 18 lipca 2012 r. W trakcie badań miernik znajdował się w odległości 1m od źródła. Położenie punktu pomiarowego przedstawiono na rys. 8.

Przed rozpoczęciem i po dokonaniu pomiarów poddano kalibracji cały tor pomiarowy. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego o ściśle określonym poziomie $L_p = 93,98$ dB. Kalibrator akustyczny B&K typ 4231 nr fabr. 2415888 spełnia wymogi metrologiczne dla przyrządów o klasie dokładności 1, ustalone w normie PN-EN 60942 z kwietnia 2005. Wymogi potwierdza aktualne świadectwo wzorcowania Okręgowego Urzędu Miar we Wrocławiu nr W5/401-156/1/12 z dnia 17 lipca 2012 r. Poprawka kalibracyjna przed przystąpieniem do pomiarów wynosiła $-0,02$ dB, natomiast po pomiarach $0,00$ dB. Założony poziom ciśnienia odniesienia dla pomiarów akustycznych wynika z przyjętego granicznego poziomu ciśnienia akustycznego wynoszącego $p_0 = 20 \mu\text{Pa} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ (0 dB).



Rys. 7. Schemat toru pomiarowego do pomiaru wielkości akustycznych

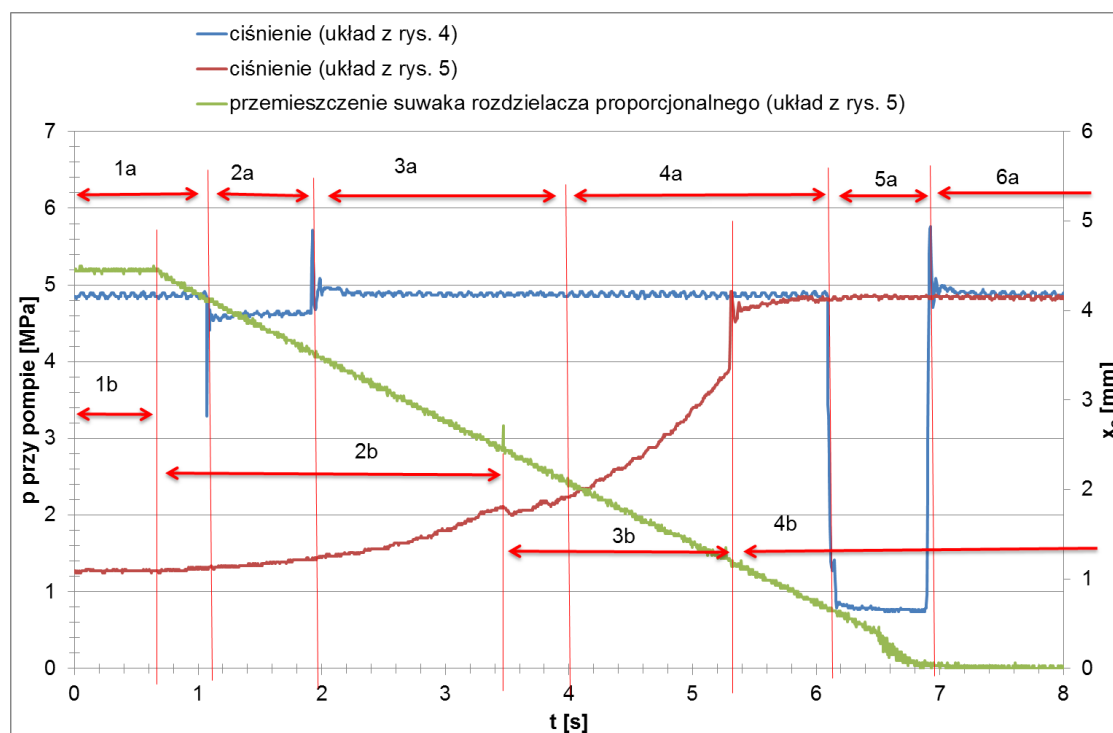


Rys. 8. Lokalizacja punktu pomiarowego

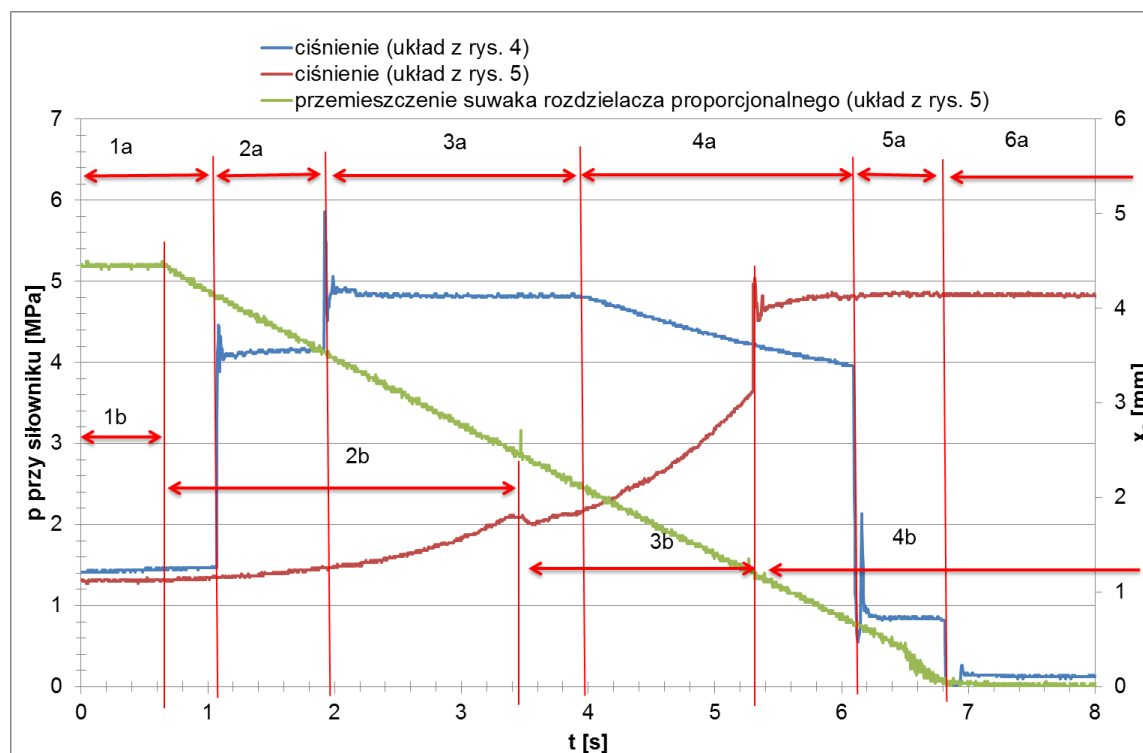
Badaniom poddano układ hydrauliczny, którego schemat przedstawiono na rys. 4 i 5. Podczas badań układu z rysunku 4 w chwili czasu t_0 dokonano skokowego włączenia zasilania cewki C1 rozdzielacz 4/3. Spowodowało to nagłe połączenie komory tłoczyskowej siłownika z pracującym zasilaczem hydraulicznym, skokowe wymuszenie natężeniem przepływu. Rejestrowano ciśnienie (w punktach 6 i 7 wg rys. 4) i towarzyszący sygnał akustyczny. Podczas badań układu z rysunku 5 dokonano równoczesnego przesterowania rozdzielacza 3 i rozdzielacza 10. Przy czym rozdzielacz 3 znajdował się w pozycji wyjściowej 1, a rozdzielacz 10, w pozycji wyjściowej 2. W celu łagodzenia procesu rozruchu wykorzystano w tym przypadku cechę zaworów sterowanych w technice proporcjonalnej, umożliwiającą łagodne narastanie, bądź opadanie sygnału elektrycznego podawanego na cewkę elektromagnesu proporcjonalnego [15, 22]. W literaturze polskojęzycznej spotyka się czasami nazwy tej cechy w postaci czasu narastania i opadania zbocza sygnału sterującego, w literaturze niemieckojęzycznej Rampenzeit, a w anglosaskiej „time of delay”. Szybkość opadania bądź narastania sygnału prądowego podawanego na cewkę elektromagnesu proporcjonalnego ustawiana była za pomocą potencjometru na karcie sterującej rozdzielacza proporcjonalnego. Uzyskiwano wtedy stopniowe przemieszczanie się suwaka rozdzielacza proporcjonalnego z pozycji 2 w kierunku pozycji neutralnej 1.

5. Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano przebiegi czasowe ciśnienia przy pompie i przy siłowniku (komorze tłoczyskowej siłownika), przemieszczenia suwaka rozdzielacza proporcjonalnego oraz poziomu dźwięku podczas rozruchu badanych układów hydraulicznych.



Rys. 9. Przebiegi czasowe ciśnienia przy pompie i przemieszczenia suwaka badanych układów hydraulicznych



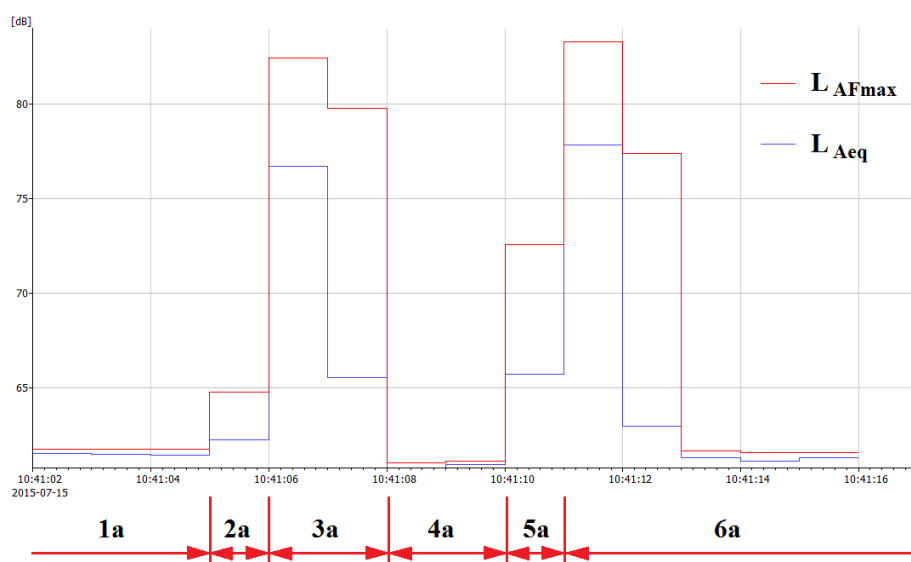
Rys. 10. Przebiegi czasowe ciśnienia przy siłowniku i przemieszczenia suwaka badanych układów hydraulicznych

Na rysunkach 9 i 10 zaznaczono przedziały czasowe odpowiadające fazom pracy układów. Przedział 1a oznacza brak zasilania cewek rozdzielacza 3 (rys. 4), a ciecz podawana z pompy powraca na zbiornik przez zawór maksymalny 2. Na końcu tego przedziału skokowo podano zasilanie (24V) na cewkę C1 rozdzielacza 3 z rys. 4, co spowodowało jego nagłe przesterowanie oraz połączenie siłownika (komory tłoczyskowej) z zasilaniem i rozruch siłownika 4. Przedział 2a odpowiada ruchowi siłownika 4, po czym osiąga on swoje skrajne (górne) położenie i następuje jego nagłe zatrzymanie (uderzenie tłoka o dennicę). Przedział 3a odpowiada sytuacji, w której siłownik pozostaje w skrajnym górnym położeniu i jest zwarty z pompą zasilającą, jest to też etap pracy zaworu maksymalnego. Na końcu tego przedziału rozwarło obwód elektryczny cewki C1 rozdzielacza 3 i powrócił on do neutralnego położenia, a pompa nadal pracowała na przelew poprzez zawór maksymalny 2. Stan ten trwał w przedziale 4a, po czym przesterowano rozdzielacz 3 w drugie skrajne położenie, zwierając skokowo z zasilaniem cewkę C2. Przedział 5a odpowiada ruchowi powrotnemu siłownika (w dół), po czym wykonując swój pełen skok osiąga on skrajne położenie i zatrzymuje się gwałtownie, następuje wzrost ciśnienia, a pompa ponownie zaczyna oddawać ciecz na zbiornik poprzez zawór maksymalny 2 – przedział 6a. Podobnej analizy przedziałów czasowych dokonać można dla zmodyfikowanego układu z rys. 5. Przedział 1b odpowiada sytuacji, w której rozdzielacz proporcjonalny 10 jest przesterowany z skrajną pozycję 2, a cała ciecz tłoczona przez pompę trafia przez niego do zbiornika (zawór maksymalny 2 pozostaje zamknięty). Przedział 2b odpowiada ruchowi, z wykorzystaniem „rampy”, suwaka rozdzielacza 10 z pozycji 2 do pozycji „1” (neutralnej). Skutkuje to zmniejszaniem szczeliny dławiącej rozdzielacza 10 i powolnemu narostowi ciśnienia, a siłownik pozostaje w bezruchu (zajmując skrajną dolną pozycję). Początek jego ruchu następuje na początku przedziału 3b. Łagodny ruch siłownika trwa aż do końca tego przedziału, po czym następuje jego gwałtowne zatrzymanie z uwagi na fakt, że siłownik osiągnął swoje skrajne górne położenie. Wtedy

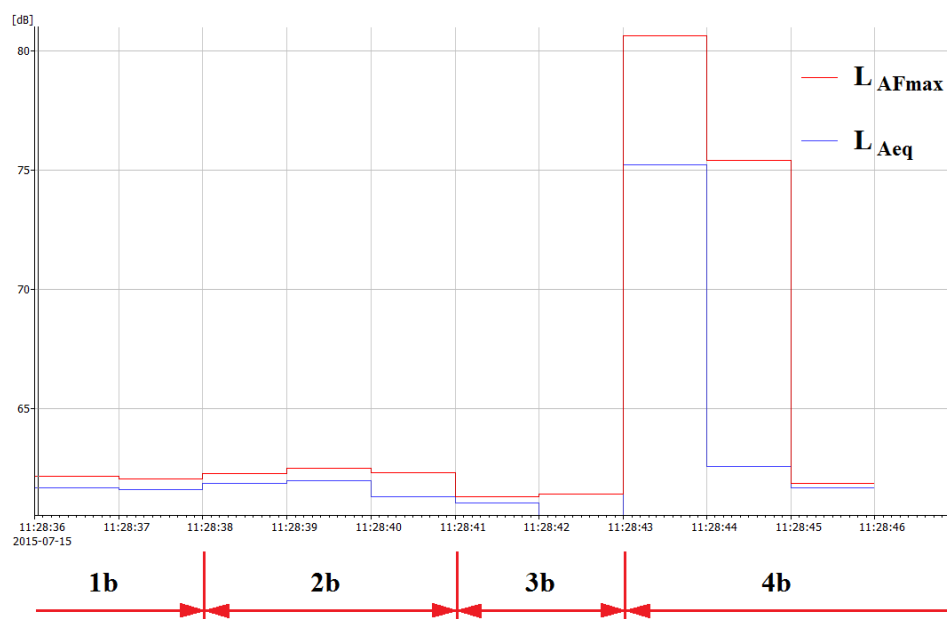
ciśnienie w układzie rośnie do wartości otwarcia zaworu maksymalnego. Odpowiada to przedziałowi 4b na rys. 9. Analiza przebiegów na rysunku 10 jest podobna z pewnymi różnicami. Po przedziale 3a następuje przesterowanie rozdzielacza 3 w położenie neutralne, a zatem odcięcie od pompy obciążonego siłownika 4. W przedziale 4a obserwuje się niewielki spadek ciśnienia po stronie tłoczkowej siłownika, spowodowany przeciekami wewnętrznymi rozdzielacza 3. Następnie następuje nagłe przesterowanie rozdzielacza 3 w pozycję 2 i ruch siłownika w dół, przedział 5a. Po osiągnięciu skrajnej dolnej pozycji, ustaje przepływ w linii zlewowej siłownika, przedział 6a.

Jak wynika z porównania przebiegów ciśnień przedstawionych na rysunkach 9 i 10, modyfikacja układu hydraulicznego przekładni spowodowała zmiany w przebiegu czasowym ciśnienia, zwłaszcza podczas procesu rozruchu. Łagodny rozruch przekładni spowodował również obniżenie hałaśliwości jej pracy. Na rys. 11 i 12 przedstawiono historię czasową zmian średniego skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_{Aeq} oraz maksymalnego poziomu dźwięku A, L_{AFmax} odpowiednio dla układu ze sterowaniem konwencjonalnym i w technice proporcjonalnej. Dodatkowo na rysunkach zaznaczono poszczególne cykle pracy wymienionych układów.

W celu określenia wpływu metody rozruchu na klimat akustyczny w tabeli 1 zestawiono wyniki pomiarów wielkości akustycznych w zależności od fazy pracy. W przypadku fazy 1, tj. odłączenia zasilania do siłownika i kierowania czynnika roboczego z pompy do zbiornika przez zawór maksymalny, zmierzone parametry akustyczne dla obu układów są porównywalne i kształtują się na poziomie 62 dB. Widma w obu przypadkach również są swym charakterem zbliżone dla większości tercji, z charakterystycznym szumem szerokopasmowym w zakresie średnich i wysokich częstotliwości oraz ze składową tonalną dla 500 Hz. Większe różnice występują natomiast dla tercji o częstotliwości środkowej równej 250 Hz i 1k Hz, które to w przypadku sterowania proporcjonalnego mają charakter tonalny. W pozostałych cyklach pracy układu ze sterowaniem proporcjonalnym również możemy zaobserwować występowanie wymienionych tonów. Zatem pojawienie się ich jest związane z dołączeniem do układu rozdzielacza proporcjonalnego. Zmiana impedancji układu skutkuje zwiększeniem pulsacji ciśnienia oraz momentu dynamicznego na wale pompy z częstotliwością 250 Hz [9, 17]. Natomiast 500 Hz i 1 kHz stanowią kolejne harmoniczne pulsacji ciśnienia pompy wyporowej.



Rys. 11. Przebiegi czasowe średniego skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_{Aeq} oraz maksymalnego poziomu dźwięku A, L_{AFmax} dla układu wg rys. 4



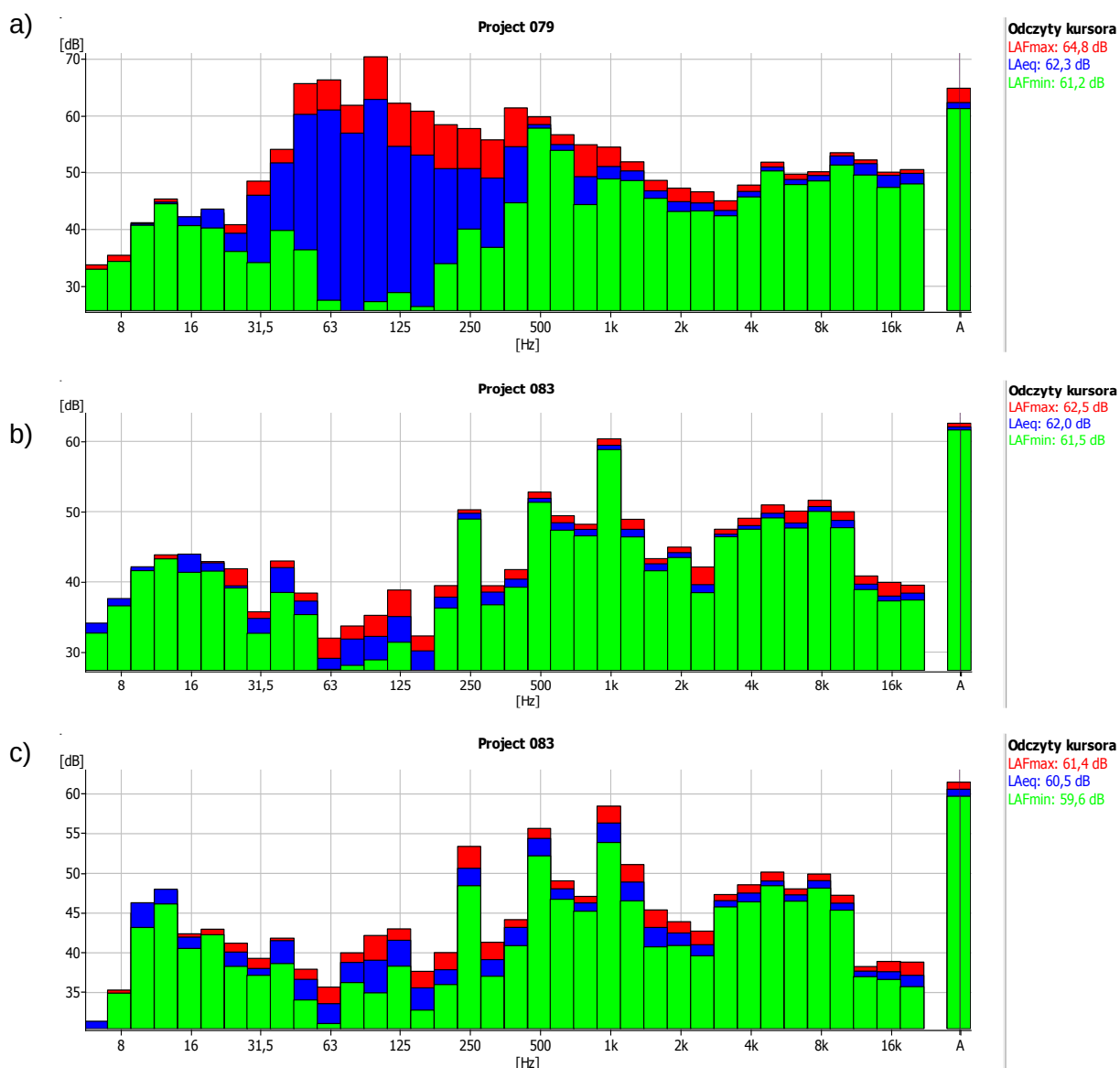
Rys. 12. Przebiegi czasowe średniego skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego L_{Aeq} oraz maksymalnego poziomu dźwięku A, L_{AFmax} dla układu wg rys. 5

Zestawienie zmierzonych wielkości akustycznych

Tabela 1

	Typ sterowania					
	konwencjonalne			proporcjonalne		
Cykl	oznaczenie	L_{Aeq} [dB]	L_{AFmax} [dB]	oznaczenie	L_{Aeq} [dB]	L_{AFmax} [dB]
Postój	1a	61,5	61,8	1b	61,7	62,2
Wysuw siłownika	2a	62,3	64,8	2b	62,0	62,5
				3b	60,5	61,4
Zatrzymanie	3a	76,7	82,4	4b	75,2	80,6

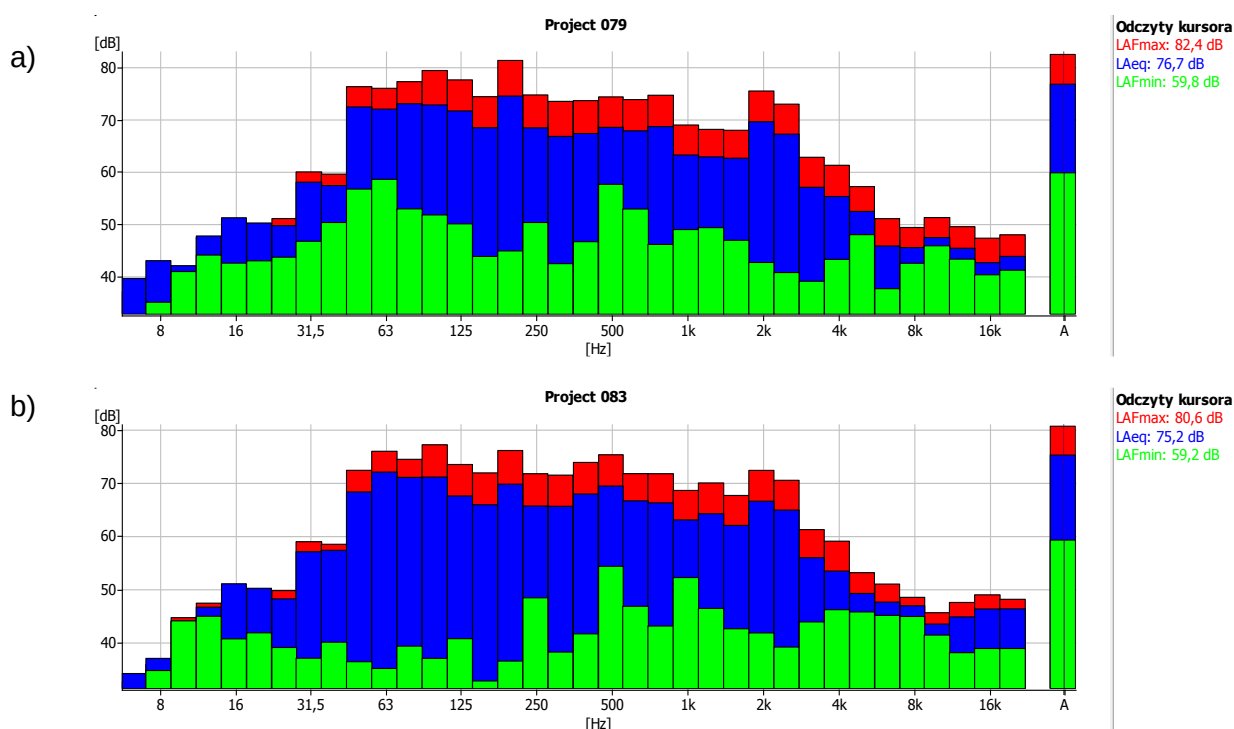
Cykl wysuwu siłownika w układzie ze sterowaniem proporcjonalnym podzielony jest na dwa etapy 2b oraz 3b. Przeprowadzone pomiary akustyczne wykazały, że faza 3b cechuje się najmniejszą emisją hałasu do otoczenia. Wobec tego, układ z rysunku 5 podczas przemykania przepływu na rozdzielaczu proporcjonalnym generuje mniejsze poziomy przeciętnie o 1,0 do 1,5 dB podczas wysuwu siłownika niż podczas jego postoju. Stąd wniosek, że narost ciśnienia w układzie i związana z tym praca elementów układu generuje większe wartości ciśnienia akustycznego niż sam wysuw tłoczyska. Nie bez znaczenia jest również forma rozruchu siłownika. W układzie konwencjonalnym gwałtowny wzrost ciśnienia powoduje pojawienie się hałasu niestacjonarnego (etap 2a). Różnica pomiędzy poziomami maksymalnymi L_{AFmax} i minimalnymi L_{AFmin} dochodzi do 55 dB. Niestacjonarność sygnału w szczególności występuje w zakresie niskich i średnich częstotliwości w paśmie od 25 do 400 Hz.



Rys. 13. Widmo tercjowe poziomu dźwięku A średniego L_{Aeq} , maksymalnego L_{AFmax} i minimalnego L_{AFmin} podczas wysuwu siłownika: a) sterowanie konwencjonalne (etap 2a), b) sterowanie proporcjonalne (etap 2b), c) sterowanie proporcjonalne (etap 3b)

Zarejestrowany sygnał akustyczny dla cyklu zatrzymania siłownika, bez hamowania dobiegu tłoka, zarówno dla sterowania konwencjonalnego, jak i proporcjonalnego ma charakter niestacjonarny. W widmie tercjowym (rys. 14) obserwujemy znaczne różnice pomiędzy poziomami maksymalnymi i minimalnymi w szerokim paśmie. Świadczy to o występowaniu hałasu impulsowego związanego z krótkotrwałym uderzeniem tłoka o głowicę tylną cylindra.

Mniejsze wartości (na poziomie blisko 2 dB) zmierzonego poziomu dźwięku A dla sterowania proporcjonalnego wynikają z niepełnego przesterowania suwaka w rozdzielaczu proporcjonalnym.



Rys. 14. Widmo tercjowe poziomu dźwięku A średniego L_{Aeq} , maksymalnego L_{AFmax} i minimalnego L_{AFmin} podczas zatrzymania siłownika: a) sterowanie konwencjonalne (etap 3a), b) sterowanie proporcjonalne (etap 4b)

6. Wnioski

W monografii przedstawiono niektóre metody łagodzenia procesu rozruchu układu hydrostatycznego. Pociąga to za sobą obniżenie hałaśliwości tego procesu. Zweryfikowano celowość wprowadzania w strukturę układu hydraulicznego przekładni hydrostatycznej, rozdzielacza proporcjonalnego, wykorzystując płynne opadanie sygnału sterującego rozdzielaczem proporcjonalnym (tzw. Rampenzeit). W rezultacie podczas rozruchu przekładni uzyskano obniżenie wartości nadwyżek dynamicznych ciśnienia oraz zredukowano poziom emitowanego do otoczenia hałasu. Przeciętnie mierzone wielkości akustyczne uległy zmniejszeniu o około 2dB. Świadczy to o blisko 50% redukcji wartości amplitudy ciśnienia akustycznego. Dodatkowo łagodny rozruch korzystnie wpływa na przebieg sygnału akustycznego, który ma charakter stacjonarny bez występowania zdarzeń o charakterze impulsowym. Należy się spodziewać, że zastosowanie idei płynnej zmiany sygnału sterującego rozdzielaczem proporcjonalnym pod koniec dobiegu siłownika pozwoli dodatkowo w zmodyfikowanym układzie na stopniowe wyhamowanie tłoczyska, a w konsekwencji skutkowałoby poprawieniem parametrów dynamicznych i akustycznych układu podobnie jak to miało miejsce w przypadku rozruchu.

W widmie badanych układów nie zaobserwowano dominujących składowych infradźwiękowych. Niestety, wykorzystanie stopniowej zmiany sygnału sterującego w rozdzielaczu proporcjonalnym wiąże się z kosztem wydłużenia czasu trwania jego cyklu pracy.

Literatura

1. Backe W.: Entwicklung der Hydraulik für mobile Anwendungen. 12 AFK Aachen, 1996
2. Bryan M.: Infradźwięki i kierowcy. Problemy, nr 11, 1972.
3. Dyrektywa nr 98/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 22 czerwca 1988 w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich odnoszących się do maszyn.
4. Dyrektywa nr 2000/14/EC Parlamentu Europejskiego i Rady z 8 maja 2000 w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących emisji hałasu do środowiska przez urządzenia używane na zewnątrz pomieszczeń.
5. Dyrektywa 2003/10/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 6 lutego 2003 w sprawie minimalnych wymagań w zakresie ochrony zdrowia i bezpieczeństwa dotyczących narażenia pracowników na ryzyko spowodowane czynnikami fizycznymi – hałasem.
6. German D.G., Reese J.M., and Zhang Y.L.: Vibration of a flexible pipe conveying viscous pulsating fluid flow. Journal of Sound and Vibration, 2000.
7. Ickiewicz J.: Wybrane zagadnienia drgań przewodów w układach hydraulicznych zasilanych pompami wporowymi. XII konferencja CYLINDER 2002, Szczyrk 2002,
8. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M.: Redukcja hałasu nisko i wysokoczęstotliwościowego w układach hydrostatycznych. Przegląd Mechaniczny, nr 4, 2007.
9. Kollek W., Osiński P.: Modelling and design of gear pumps. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
10. Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., Stosiak M.: Hałas niskoczęstotliwościowy maszyn roboczych ciężkich. Napędy i Sterowanie, nr 1, 2009.
11. Kudźma Z., Stosiak M.: Praktyczne sposoby ograniczania hałaśliwości układów hydrostatycznych podczas rozruchu. Hydraulika i Pneumatyka, nr 5, 2013.
12. Kudźma Z.: Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
13. Kudźma Z., Stosiak M.: Wpływ metod sterowania dławieniowego na hałaśliwość przekładni hydrostatycznej. Hydraulika i Pneumatyka, nr 1, 2013.
14. Kudźma Z., Stosiak M., Herok S.: Stanowisko do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych zaworów proporcjonalnych. Pomiary, Automatyka, Robotyka, nr 3, 2014.
15. Kudźma Z., Łomotowski G.: Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu. Hydraulika i Pneumatyka, nr 3, 2009.
16. Kudźma Z., Stosiak M.: Reduction of infrasounds in machines with hydrostatic drive. Acta of Bioengineering and Biomechanics. vol. 15, no 2, 2013.
17. Osiński P.: Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013
18. Pizoń A.: Mikroprocesorowo regulowane napędy hydrauliczne oparte na nowej generacji zaworów proporcjonalnych. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne, Wrocław 1993.
19. Renowski J.: Hałasy. Wskaźniki i kryteria oceny, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988.
20. Stosiak M.: Identyfikacja oddziaływania drgań i metody ich redukcji w wybranych zaworach hydraulicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2015.
21. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1995.
22. Tomasiak E.: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej w Gliwicach, Gliwice 2001.
23. Tusseling A.S.: Fluid-structure interaction In liquid-field pipe systems. A review. Journal of Fluids and Structures, no 10, 1996.

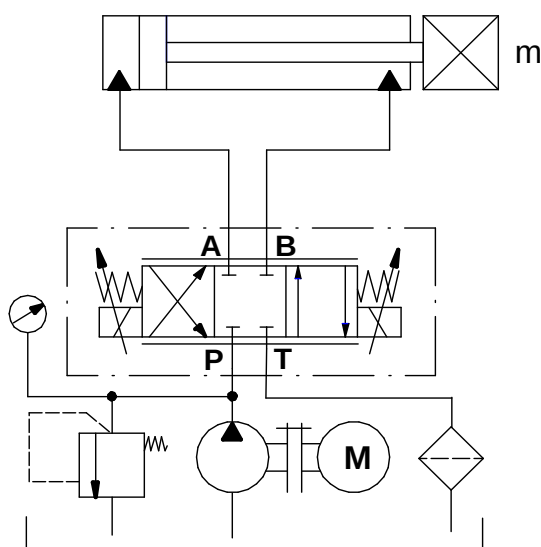
**BADANIA ROZDZIELACZY SUWAKOWYCH STEROWANYCH
BEZPOŚREDNIO ELEKTROMAGNETYCZNIE Z NASTAWNĄ
SZYBKOŚCIĄ PRZESTEROWANIA**

Janusz Rajda - Ponar Wadowice S.A.

Marek Szypuła - Ponar Wadowice S.A.

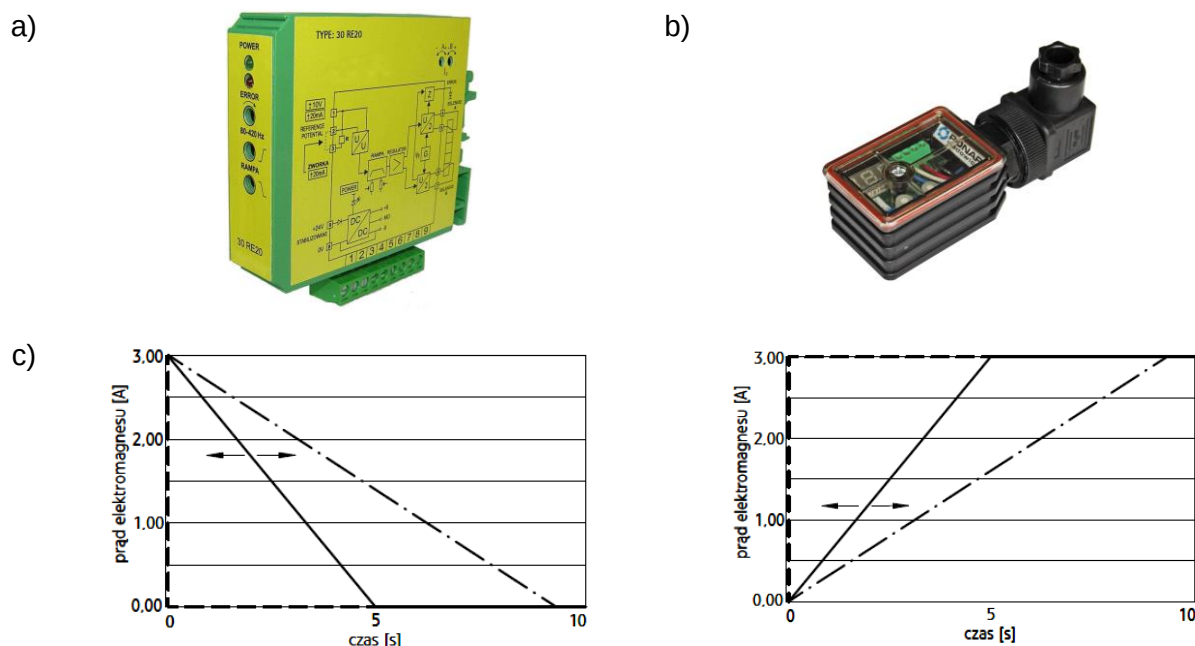
1. Wprowadzenie

Napędy i sterowania hydrauliczne stosowane są powszechnie w maszynach i urządzeniach w wielu branżach. Rozdzielacze hydrauliczne, a szczególnie sterowane bezpośrednio elektromagnetyczne, są stosowane niemalże w każdym układzie hydraulicznym. Służą one do sterowania ruchem odbiornika: rozruchem, zmianą kierunku ruchu oraz zatrzymaniem. Każda z tych zmian związana jest z pojawianiem się stanów dynamicznych, których efekty wywołują niekorzystne przeciążenia napędzanego urządzenia, ale także samego układu hydraulicznego. Pojawiające się piki ciśnieniowe mogą powodować pękanie przewodów hydraulicznych, luzowanie się połączeń prowadzące do utraty szczelności, uszkodzenia narzędzi lub obrabianego elementu czy też uciążliwy hałas. W celu eliminacji tych niekorzystnych zjawisk i ich skutków często stosuje się rozdzielacze sterowane elektrycznie proporcjonalnie. Przykładowy schemat takiego układu hydraulicznego do przemieszczania dużej masy za pomocą siłownika hydraulicznego przedstawiono na rys. 1.



Rys.1. Schemat hydrauliczny układu do przemieszczania dużej masy

Jednakże rozwiązania te są relatywnie drogie i bardziej skomplikowane w porównaniu do klasycznych. Układ sterowania składa się droższego nawet kilka razy rozdzielacza proporcjonalnego oraz dodatkowo ze wzmacniacza elektronicznego do regulacji prądu elektromagnesów (rys. 2), które posiadają zaimplementowane funkcje nastawy czasu rozruchu, tzw. rampy narastania lub opadania prądu wyjściowego, będącego sygnałem sterującym elektromagnesu proporcjonalnego.



Rys. 2. Wzmacniacze prądowe: a) analogowy do zabudowy na typową szynę DIN, b) cyfrowy do zabudowy na gnieździe elektromagnesu, c) przykładowe rampy narastania i opadania sygnału sterującego [12,13]

Do tego rodzaju zadań (zarówno przy załączaniu jak i wyłączaniu funkcji) optymalnymi rozwiązaniami mogą się okazać, zaliczane do klasycznych, rozdzielacze z nastawną szybkością zadziałania. Popularna ich nazwa to „rozdzielacze z miękkim przesterowaniem”, z języka angielskiego *soft shift*. Symbolicznie taką alternatywę przedstawia rys. 3.

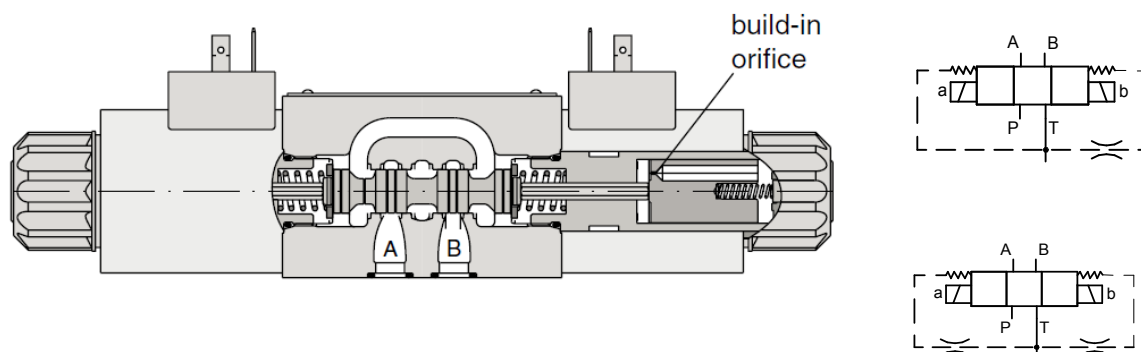


Rys. 3. Rozdzielacz z miękkim przesterowaniem jako alternatywa rozdzielacza proporcjonalnego z regulowanym wzmacniaczem elektronicznym [6,11,12]

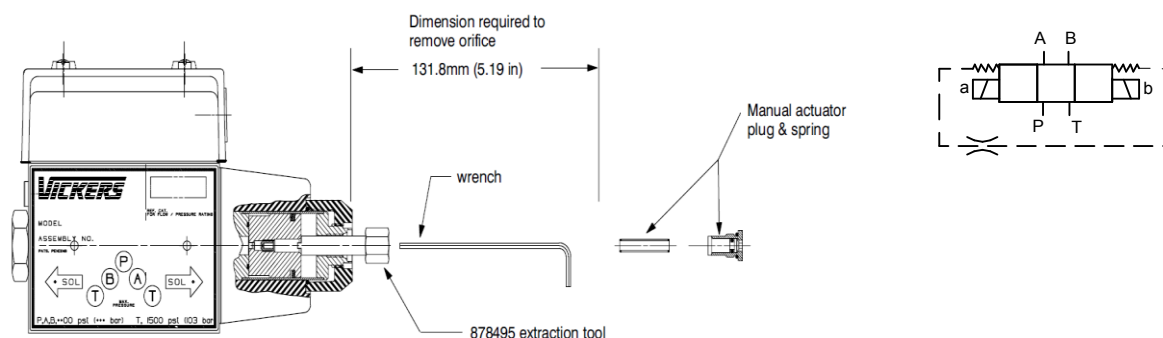
2. Rozwiązania konstrukcyjne rozdzielaczy suwakowych typu *soft shift*

Znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych rozdzielaczy czterodrogowych z miękkim przesterowaniem suwaka (*soft shift*). Najczęściej jednak spotykane to rozdzielacze tzw. 5-komorowe ze stałą wartością dławienia przepływu cieczy roboczej pomiędzy komorami elektromagnesów (lub elektromagnesu i sprężyny) lub nastawną, ale wspólną dla stanów załączania i wyłączania elektromagnesu. Na rys. 4 przedstawiono rozwiązanie, w którym 5-tą komorę stanowią tuleje elektromagnesów, a dysze tłumiące ze stałą wartością tłumienia (umieszczone w zworach elektromagnesów) połączone są z komorą spływową T. Tego typu rozwiązania stosuje się najczęściej dla rozdzielaczy wielkości nominalnej NS6 (CETOP03, ISO 4401-03 [4]) ze względu na trudność zabudowania (zmieszczenia) tego typu dławików w korpusie rozdzielacza. Podobne rozwiązanie dla wielkości NS10 (CETOP05, ISO 4401-05)

pokazane jest na rys. 5. W tym przypadku istnieje możliwość wymiany dyszy tłumiącej na inną wielkość, dzięki umożliwieniu dostępu do wnętrza tulei poprzez przycisk awaryjny i zastosowaniu specjalnego zestawu narzędzi. W przypadku umieszczenia dysz tłumiących w zworach elektromagnesów muszą one być wstępnie dociskane do suwaka rozdzielacza za pomocą sprężyn, aby zagwarantować stały kontakt zwory z suwakiem. W przeciwnym wypadku nastawa czasu przesterowania może nie być powtarzalna.



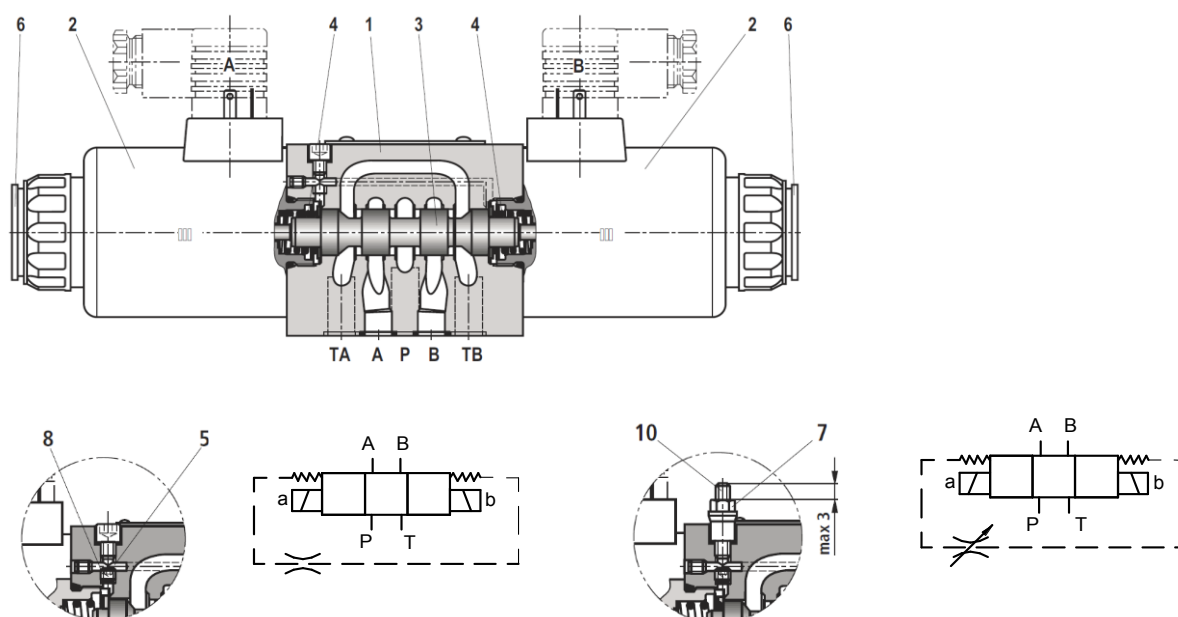
Rys. 4. Rozdzielacz typu *soft shift* z dyszami tłumiącymi w tulei elektromagnesu zamontowanymi na stałe [8]



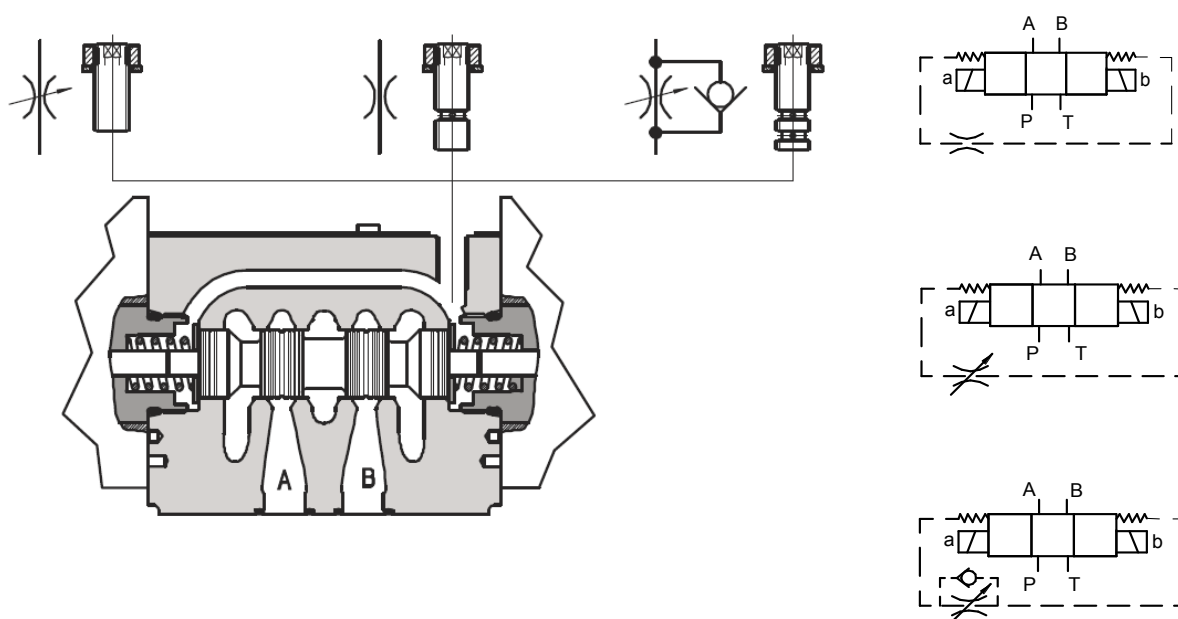
Rys. 5. Rozdzielacz typu *soft shift* z wymiennymi dyszami tłumiącymi w tulei elektromagnesu [9]

Dla wielkości nominalnej NS10 najczęściej spotykanym rozwiązaniem jest klasyczne rozwiązanie 5-komorowego rozdzielacza, w którego korpusie zabudowuje się dyszę dławiacą lub dławik nastawny. Element dławiaczy umieszczany jest pomiędzy dwoma częściami 5-tej komory utworzonej przez końcówki elektromagnesów oraz kanał w korpusie łączący je ze sobą. Komory elektromagnesów i spływu T oddzielone są od siebie za pomocą dodatkowych powierzchni prowadzących suwaka, tzw. podparć, o średnicy równej średnicy otworu prowadzącego suwak w korpusie. Takie rozwiązanie konstrukcyjne przedstawia rys. 6.

Na rys. 7 przedstawiono bardzo podobne rozwiązanie, ale w porównaniu do poprzedniego, oferuje ono nieco większy asortyment elementów dławiaczych. Mianowicie, możliwe jest zastosowanie również zaworków dławiaczo-zwrotnych, za pomocą których można zrealizować wydłużanie czasu przesterowania rozdzielacza tylko w jednym, wybranym kierunku (eliminacja tłumienia ruchu suwaka w drugą stronę).

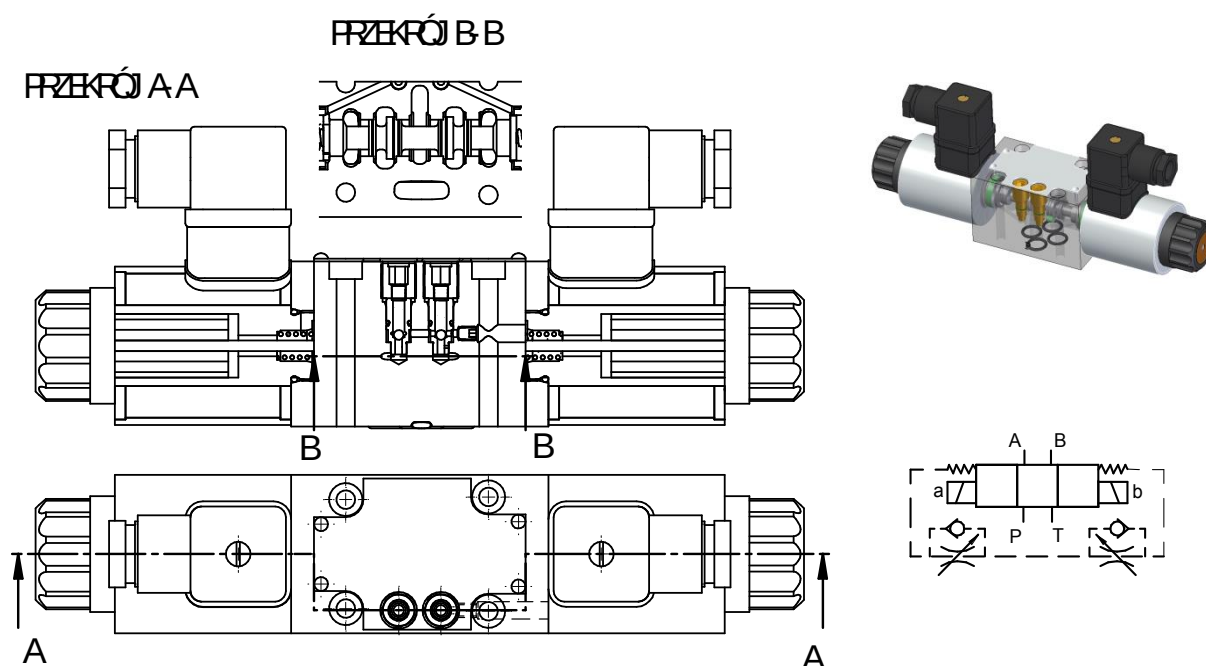


Rys. 6. Rozdzielacz typu *soft shift* z wymiennymi dyszami tłumiącymi w korpusie lub nastawnym dławikiem [10]



Rys. 7. Rozdzielacz typu *soft shift* z wymiennymi dyszami tłumiącymi w korpusie, nastawnym dławikiem lub zaworem dławico-zwrotnym [7]

Na rys.8 przedstawiono nowe rozwiązanie konstrukcyjne rozdzielacza wielkości nominalnej NS6 z funkcją miękkiego przesterowania produkcji Ponar Wadowice [6], o przyłączy płytowym według standardu ISO 4401-03 [4] (CETOP03).



Rys. 8. Budowa rozdzielacza typu WE6_MP „z miękkim przesterowaniem” (*soft shift*) oraz widok przestrzenny i schemat ideowy działania [6]

5-komorowa konstrukcja rozdzielacza pozwala na realizację funkcji miękkiego przesterowania nastawianą niezależnie dla każdego z obu możliwych kierunków ruchu suwaka za pomocą miniaturowych zaworów dławiąco-zwrotnych zabudowanych w korpusie rozdzielacza. Nowa odmiana konstrukcyjna pozwala utrzymać dotychczasowe parametry maksymalnego ciśnienia roboczego rozdzielacza do 35 [MPa] oraz maksymalnego zakresu przepływu do 80 [l/min]. Zachowanie w konstrukcji suwaków standardowych rozstawów krawędzi sterujących pozwala również na utrzymanie oporów przepływu dla rozdzielacza WE6_MP na takim samym poziomie, jak dla standardowej wersji tego rozdzielacza.

3. Przedmiot i zakres badań oraz stanowiskowo badawcze

Przedmiotem badań jest rozdzielacz hydrauliczny czterodrogowy produkcji Ponar Wadowice sterowany elektromagnetycznie typu WE6_MP z funkcją miękkiego przesterowania [6], o przyłączy płytowym według standardu ISO 4401-03 [4], określanym również jako CETOP03. Badania nowego typu rozdzielacza koncentrowały się wokół określenia zakresu możliwej nastawy czasu przesterowania rozdzielacza oraz wyznaczeniu zakresów działania (tzw. przepływów granicznych) dla wybranych, najczęściej stosowanych odmian schematów połączeń:

- 4WE6J32/G24NZ4MP,
- 4WE6E32/G24NZ4MP,
- 4WE6H32/G24NZ4MP.

Schematy hydrauliczne poszczególnych odmian rozdzielaczy przedstawiono na rys. 17.

Wszystkie badania przeprowadzone zostały na stanowisku badawczym w Ponar Wadowice. Badania prowadzono w pomieszczeniu zamkniętym, przy temperaturze otoczenia 20 - 23 [°C]. Do badań zastosowano wyposażenie pomiarowe o dokładności zgodnej z PN-88/M-73006 [5], podanej w tabeli 1 - klasa dokładności B.

Użyto następujących przyrządów pomiarowych:

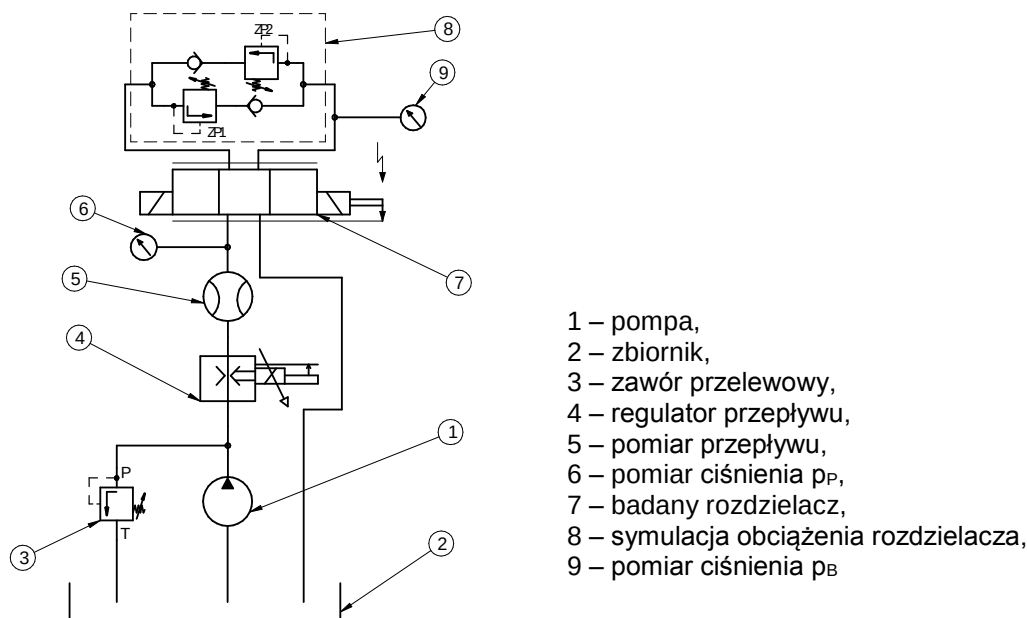
1. Zespół pomiarowy natężenia przepływu:
 - przepływomierz zębaty VC1BKP4S61 + FM10 – 01 – 24 – A (Kracht), zakres pomiarowy 0,1 – 80 [l/min], dokładność $\pm 0,3 \%$,
2. Manometr :
 - zakres pomiarowy 0 – 40 [MPa] kl. 1,
 - zakres pomiarowy 0 – 60 [MPa] kl. 1.
3. Zespół pomiaru temperatury:
 - przetwornik analogowy U90AN,
 - czujnik (termopara Fe – konst.) 0 – 100 [°C].
4. Przetworniki ciśnienia (tensometryczne):
 - Trafag NAT100.0V, zakres pomiarowy do 100 [bar], dokładność $\pm 0,5 \%$,
 - Trafag NAT400.0V, zakres pomiarowy do 100 [bar], dokładność $\pm 0,5 \%$.

Parametry cieczy roboczej:

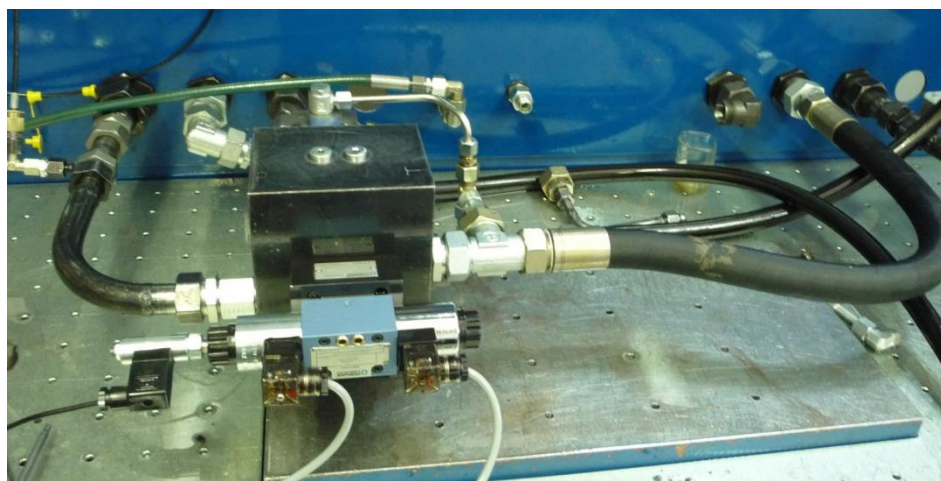
- olej mineralny o lepkości 41 [cSt] w temperaturze 50 [°C],
- klasa czystości oleju 20/18/15 wg ISO 4406.

5. Wyznaczenie przebiegów czasowych przesterowania rozdzielacza

W celu wyznaczenia przebiegów czasowych wybranych parametrów pracy rozdzielacza zmontowano odpowiedni układ (z zaworami ciśnieniowymi, symulującymi obciążenie), którego schemat przedstawiono na rys. 9. Czas i szybkość przesterowania suwaka rozdzielacza była określana za pomocą skalibrowanego wcześniej czujnika przemieszczenia zabudowanego w elektromagnesie sterującym. Widok rozdzielacza podłączonego do stanowiska badawczego przedstawia rys. 10.

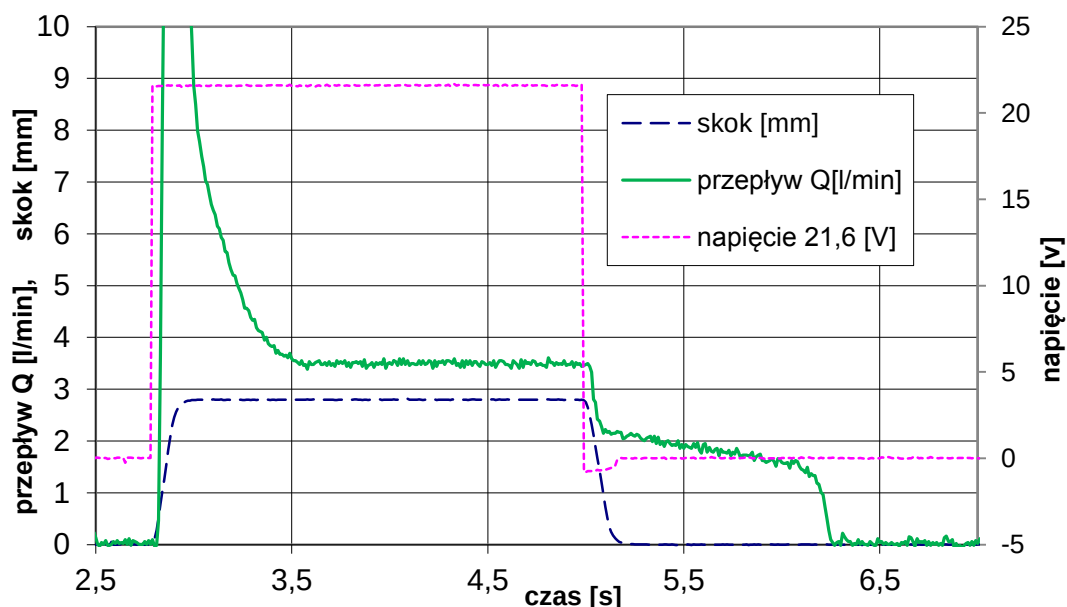


Rys. 9. Schemat układu do wyznaczenia przebiegów czasowych podczas badań rozdzielacza WE6_MP

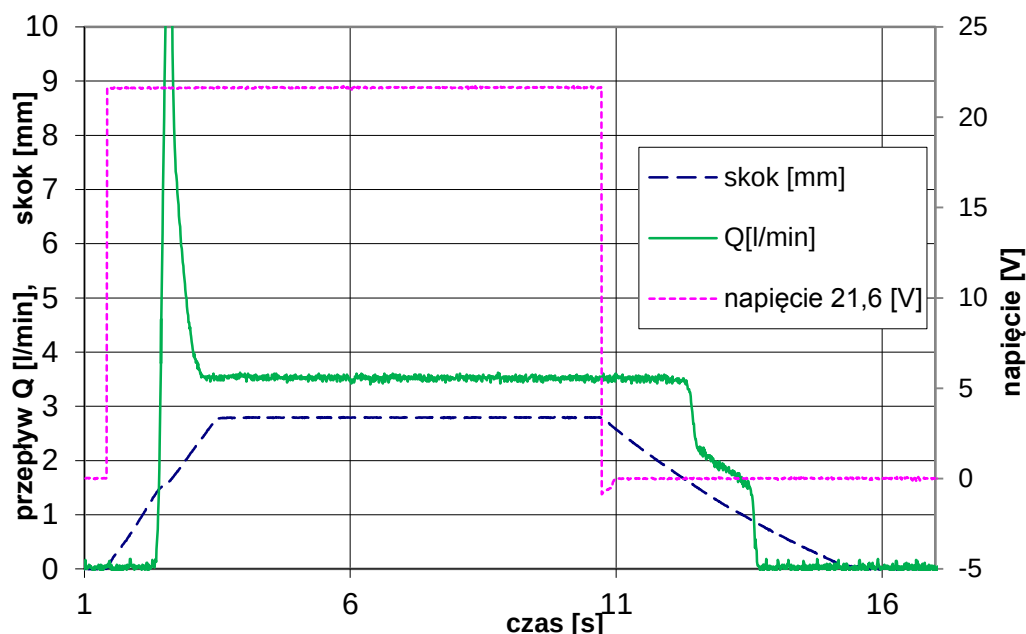


Rys. 10. Rozdzielacz WE6_MP z zabudowanym czujnikiem przemieszczenia suwaka na stanowisku badawczym

W trakcie badań zarejestrowano przebiegi czasowe dla rozdzielacza WE6E_MP dla minimalnej (rys. 11) i maksymalnej nastawy dławienia (rys. 12), odpowiadających minimalnemu i maksymalnemu czasowi przesterowania dla badanego typu rozdzielacza. Analizując wykres przebiegu czasowego ruchu suwaka dla minimalnej (zerowej) nastawy dławika można ustalić, że przy załączaniu elektromagnesu całkowity czas przesterowania jest rzędu 0,20 [s], natomiast przy wyłączaniu – rzędu 0,15 [s]. Na podstawie rys. 12 można określić, że dla maksymalnej nastawy dławika czas przesterowania wynosi odpowiednio 2,2 [s], natomiast przy wyłączaniu jest około dwa razy dłuższy i wynosi ok. 4,5 [s]. Tak więc czas przesterowania dla badanej konstrukcji rozdzielacza można zmieniać w zakresach odpowiednio: 11 i 30 razy.

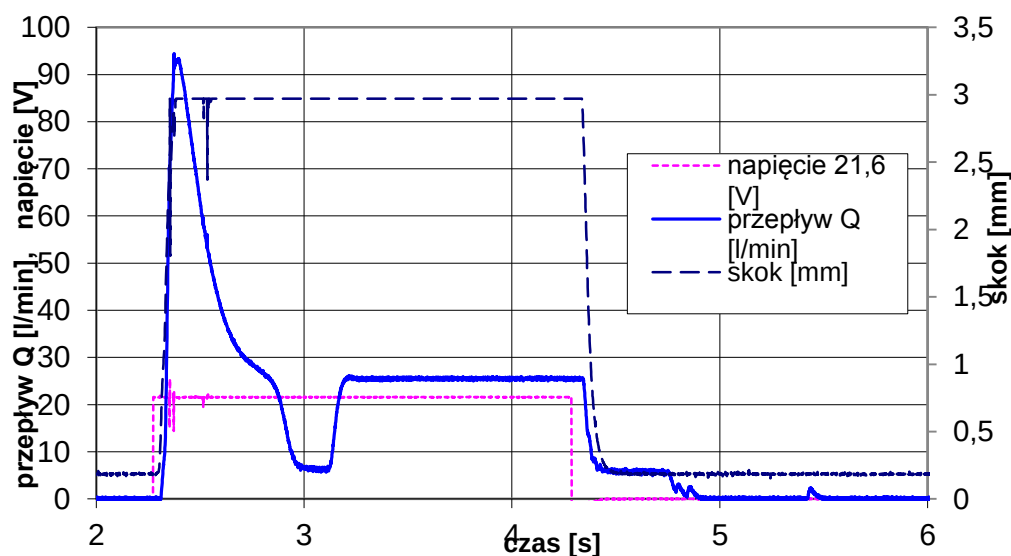


Rys. 11. Przebiegi czasowe parametrów rozdzielacza WE6E_MP podczas cyklu załączania i wyłączania elektromagnesu dla minimalnej (zerowej) nastawy dławienia

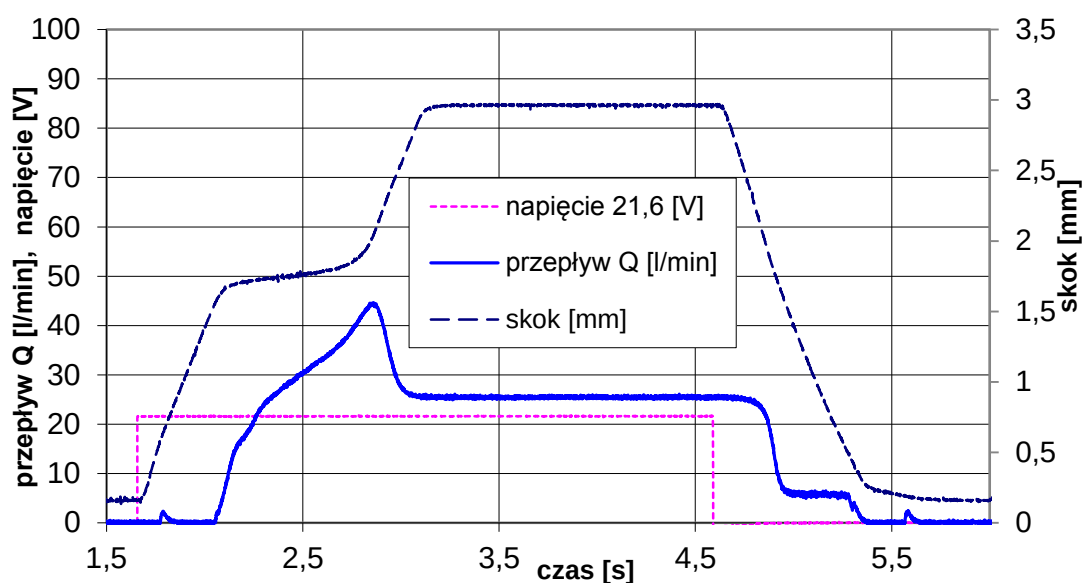


Rys. 12. Przebiegi czasowe parametrów rozdzielacza WE6E_MP podczas cyklu załączania i wyłączania elektromagnesu dla maksymalnej nastawy dławienia

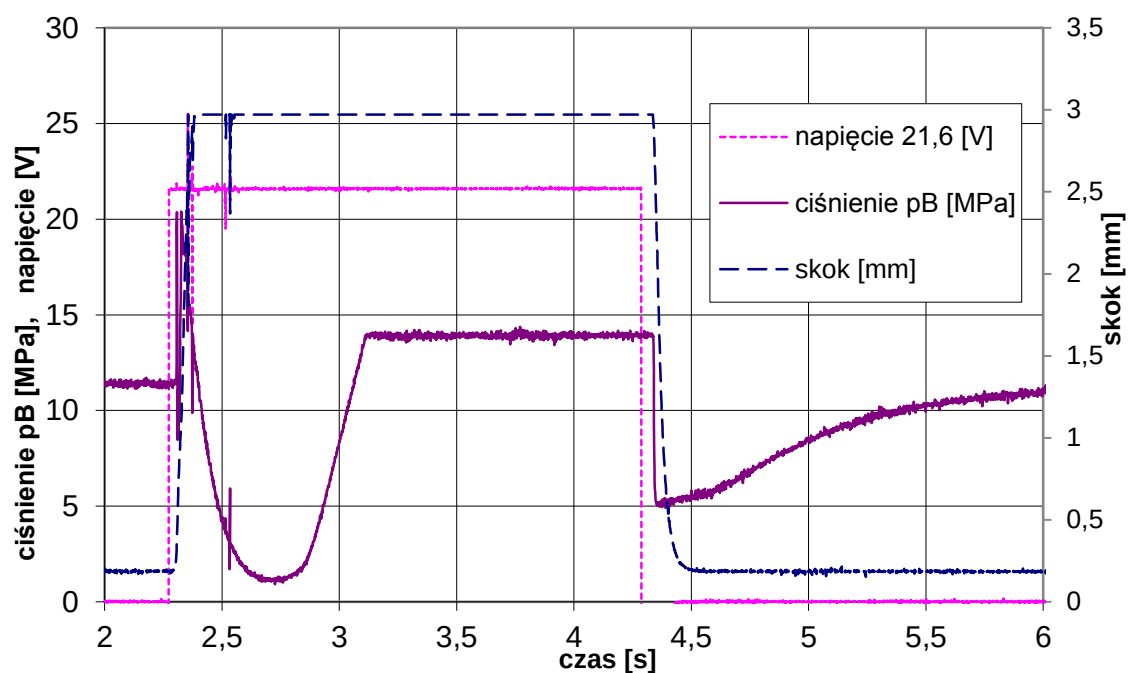
Podstawowym zastosowaniem rozdzielaczy z miękkim przesterowaniem jest ograniczanie niekorzystnych zjawisk dynamicznych po stronie odbiornika i w samym układzie hydraulicznym. Wyznaczone w ramach prowadzonych badań przebiegi ciśnienia i przepływu dla minimalnej i maksymalnej nastawy dławienia pozwalają stwierdzić, że pik przepływowy w badanym układzie można ograniczyć ponad trzykrotnie (rys. 13 i 14). Pojawienie się piku przepływowego pozwala sądzić, że odbiornik wykonałby gwałtowny ruch, odpowiednio do jego wartości. Podobny charakter ma przebieg ciśnienia na wyjściu B z rozdzielacza (rys. 15). Pik ciśnienia w linii wyjściowej B w momencie przesterowania suwaka przewyższa dwukrotnie wartość ciśnienia nastawionego na zaworze przelewowym pompy. W przypadku ustawienia dłuższego czasu przesterowania (rys. 16) nie zarejestrowano żadnego piku ciśnienia.



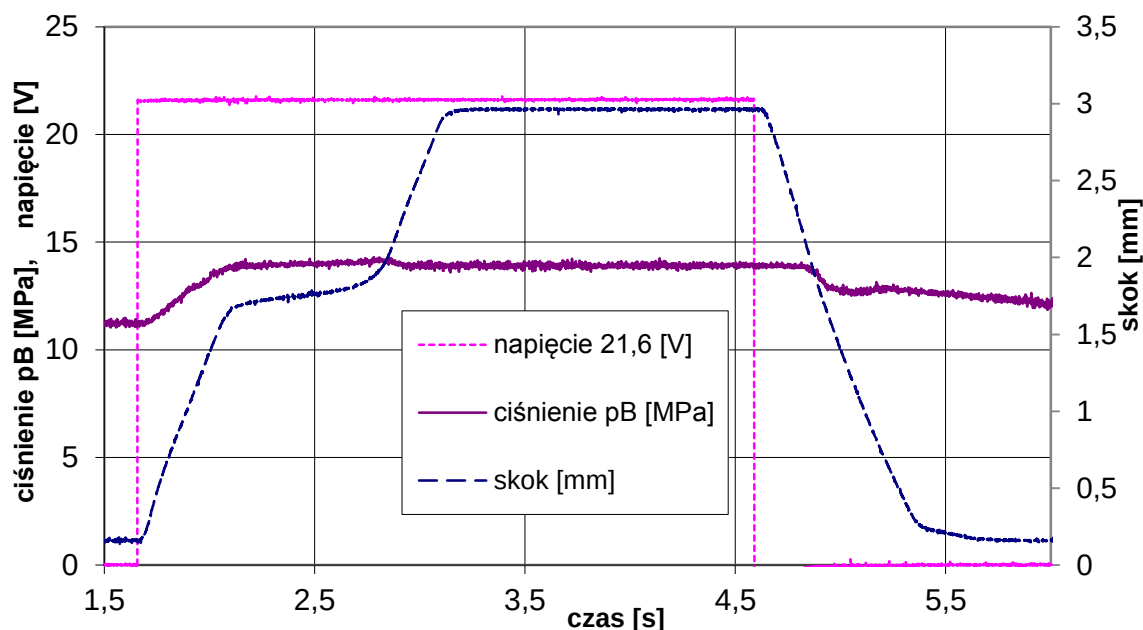
Rys. 13. Przebiegi czasowe parametrów rozdzielacza WE6E_MP podczas cyklu załączania i wyłączania elektromagnesu - pik przepływu przy nastawie minimalnej



Rys. 14. Przebiegi czasowe parametrów rozdzielacza WE6E_MP podczas cyklu załączania i wyłączania elektromagnesu - pik przepływu przy nastawie minimalnej



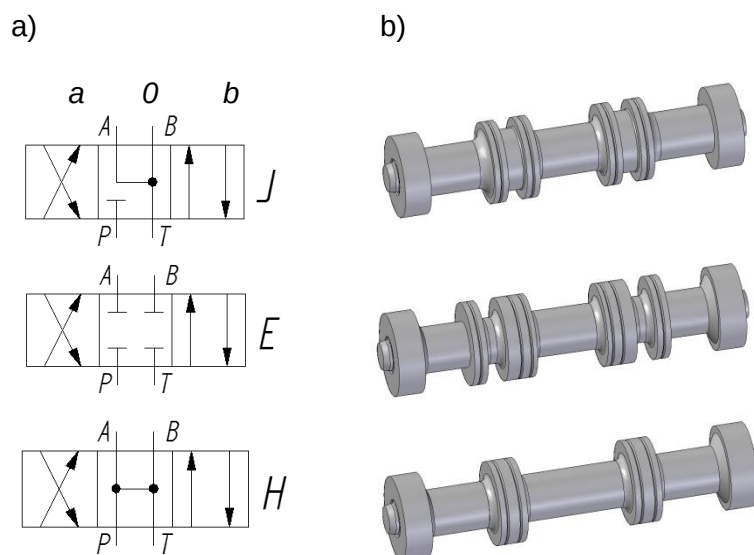
Rys. 15. Przebiegi czasowe parametrów rozdzielacza WE6E_MP podczas cyklu załączania i wyłączania elektromagnesu - pik ciśnienia p_B przy nastawie minimalnej



Rys. 16. Przebiegi czasowe parametrów rozdzielacza WE6E_MP podczas cyklu załączania i wyłączania elektromagnesu - pik ciśnienia p_B przy nastawie maksymalnej

6. Określenie zakresu działania rozdzielacza

Do przeprowadzenia badań, mających na celu wyznaczenie charakterystyk zakresu działania rozdzielacza WE6_MP, wybrano trzy najczęściej stosowane schematy połączeń, oznaczonych literami: J, E, H (trzyłożeniowe). Na rys. 17. przedstawiono schematy hydrauliczne tych połączeń oraz widoki przedstawiające kształty poszczególnych suwaków rozdzielacza WE6_MP. Badania przeprowadzono przy minimalnej możliwej nastawie szybkości przesterowania (ok. 2,2 [s] dla załączenia i ok. 4,5 [s] dla wyłączenia elektromagnesu).



Rys. 17. Badane typy suwaków rozdzielacza WE6_MP: a - schemat hydrauliczny realizowanych połączeń, b) widok suwaków

Badania przeprowadzone były zgodnie z normą [5] i polegały na ustaleniu granicznych wartości objętościowego natężenia przepływu dla ustalonych wartości ciśnień, przy których rozdzielacz jeszcze działał poprawnie. Podczas tych badań elektromagnesy zasilane były prądem o napięciu o 10% niższym od napięcia nominalnego (dla napięcia nominalnego 24 V DC napięcie zasilania wynosiło 21,6 V DC). Dzięki temu można będzie dokonać porównań uzyskanych wyników z danymi katalogowymi dla wersji standardowej rozdzielacza. Schemat podłączenia rozdzielacza WE6_MP na stanowisku badawczym przedstawiony został na rys. 9 i jest identyczny, jak dla badań szybkości przesterowania rozdzielacza.

Uzyskane dla wszystkich badanych typów suwaków (J, E, H) wyniki wskazują jednoznacznie, że zakresy działania rozdzielacza WE6_MP (*soft shift*) są niższe, niż dla rozdzielacza WE6 w wersji standardowej. Na rys. 18, 19 i 20 widać, że wykresy charakterystyk dla WE6_MP leżą poniżej charakterystyk dla wersji standardowej WE6, zaczerpniętych z danych katalogowych [6]. Przyczyną tego może być brak efektu wspomaganie ruchu suwaka rozdzielacza przez siły bezwładności, w szczególności w jego środkowej i końcowej fazie, który polega na zamianie energii kinetycznej uzyskanej w początkowej fazie ruchu na pracę przeciwko oporom ruchu suwaka [1, 2, 3]. Dla rozdzielacza WE6_MP energia kinetyczna w początkowej fazie ruchu nie osiąga tak dużych wartości, jak dla wersji standardowej, ze względu właśnie na ograniczenie prędkości jego ruchu przez system miękkiego przesterowania (*soft shift*).

W celu lepszego porównania parametrów osiąganych przez badane typy rozdzielaczy z miękkim przesterowaniem z wersjami standardowymi, wykonano wykresy słupkowe (rys. 21.). Ze względu na różne kształty charakterystyk zakresu działania, jako wartości do wykresów przyjęto pola zawarte pod wykresami charakterystyk, obliczone wg następującego wzoru:

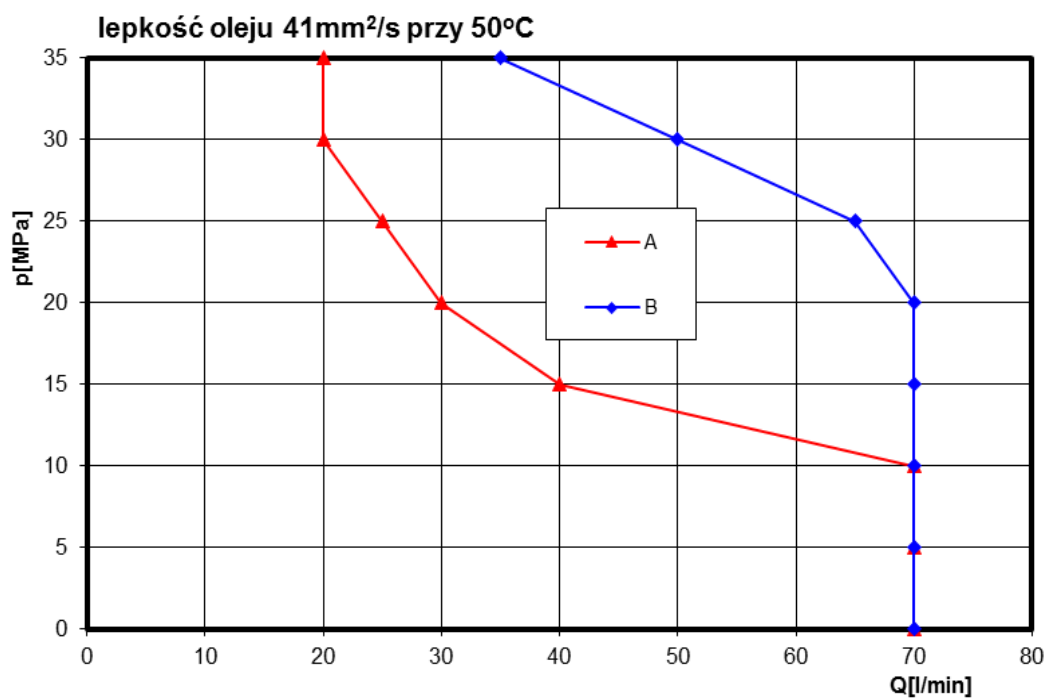
$$L_o(SX) = \int_{Q=0}^{Q_{max}} p(Q) dQ \quad (1)$$

gdzie za $p(Q)$ przyjmuje się wartość ciśnienia na dopływie do rozdzielacza (p_p).

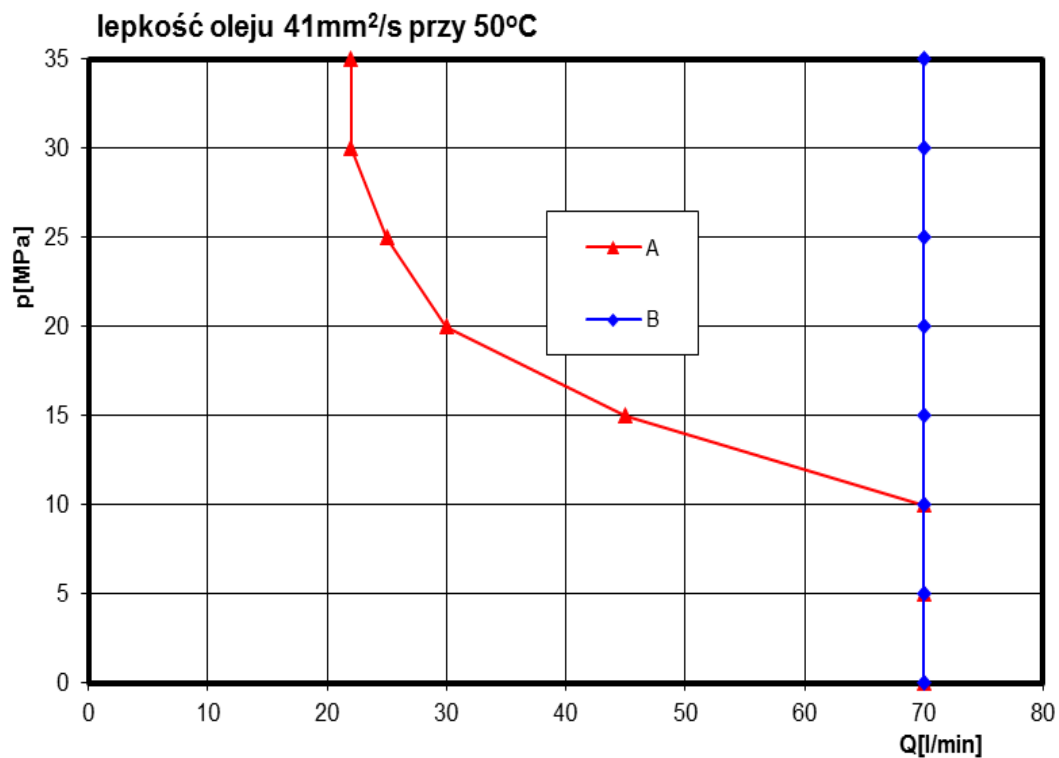
Z porównań przedstawionych na rys. 21 wynika, że dla rozdzielacza WE6_MP dla badanych typów schematów połączeń zakresy działania są niższe, niż dla wersji standardowej WE6 odpowiednio:

- dla suwaka J o 33%,
- dla suwaka E o 37%,
- dla suwaka H o 11%.

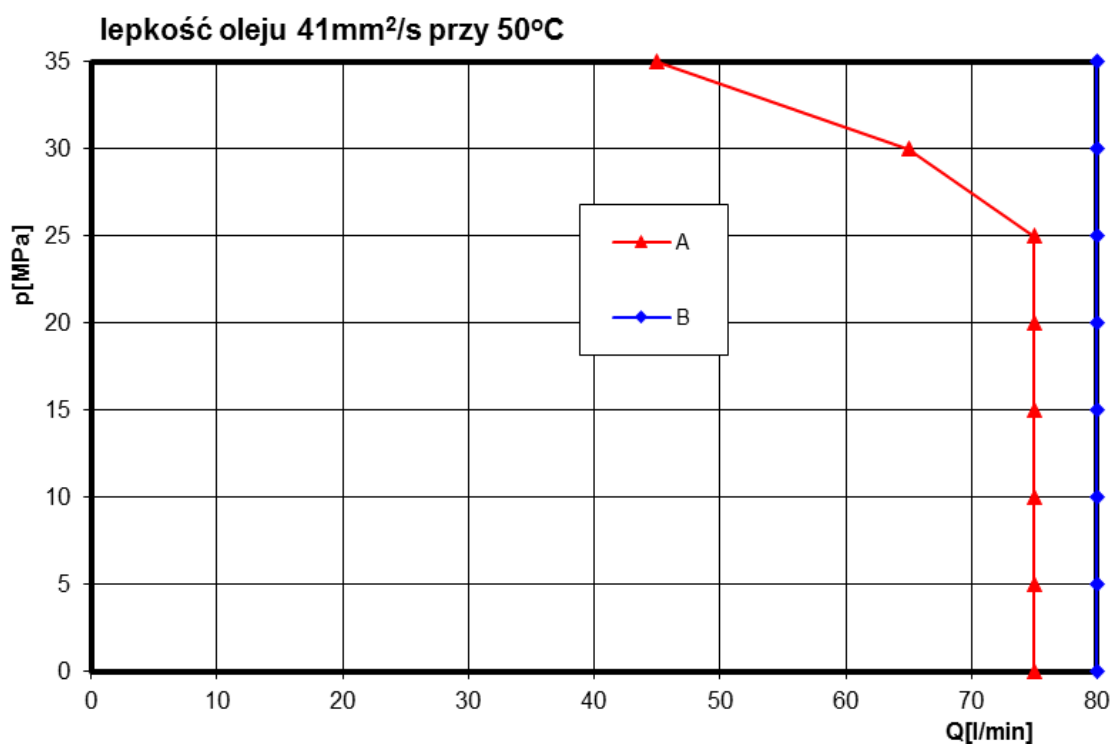
Wartości liczbowe podane na poszczególnych słupkach wyrażają maksymalną moc przepływu przenoszoną przez dany typ rozdzielacza podaną w [W].



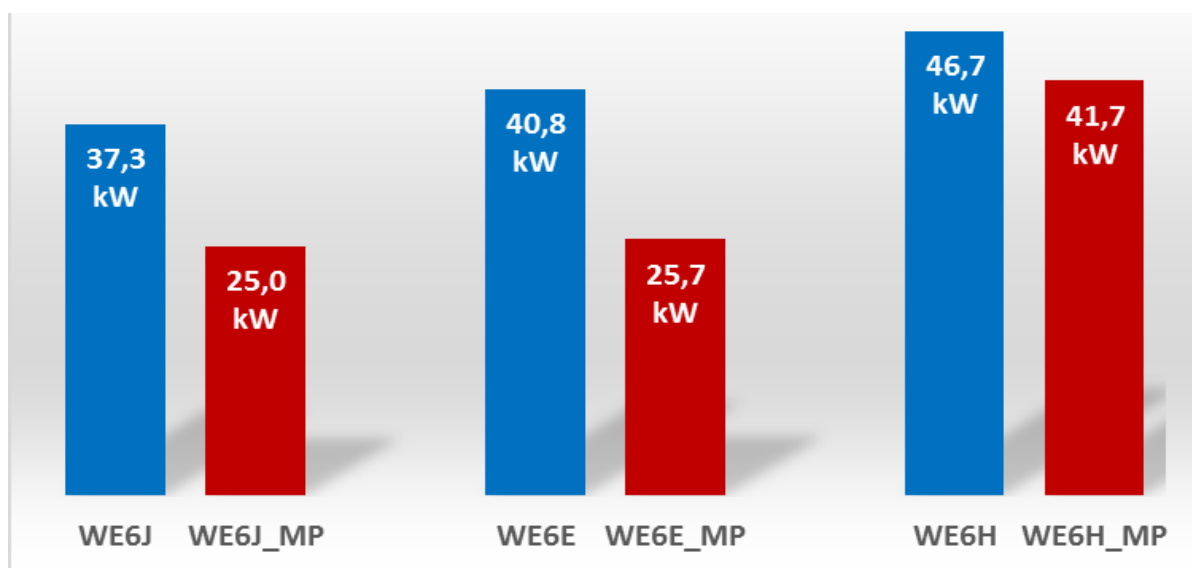
Rys. 18. Porównanie zakresu działania WE6J_MP (A) oraz WE6J standard (B)



Rys. 19. Porównanie zakresu działania WE6E_MP (A) oraz WE6E standard (B)



Rys. 20. Porównanie zakresu działania WE6H_MP (A) oraz WE6H standard (B)



Rys. 21. Porównanie zakresów działania rozdzielaczy WE6_MP i WE6 standard dla różnych schematów połączeń

7. Podsumowanie i wnioski

Analizując uzyskane wyniki badań serii informacyjnej nowej konstrukcji rozdzielacza WE6_MP produkcji Ponar Wadowice, można stwierdzić, że:

- uzyskane wartości nastawy czasu przesterowania zawierają się w zakresach od 0,2 do 2,2 [s] (11 razy) dla załączenia i od 0,15 [s] do 4,5 [s] (30 razy) dla wyłączenia elektromagnesu, co daje szerokie możliwości nastawy tego parametru,
- rozdzielacz WE6_MP skutecznie tłumi zarówno piki ciśnienia, jak i przepływu, spełniając tym samym założenia funkcjonalne,
- zachowanie standardowych rozstawów i wykonania krawędzi sterujących dla suwaków pozwoliło zachować opory przepływu identyczne jak dla wersji standardowej WE6,
- stwierdzono, że zakres działania rozdzielacza ulega ograniczeniu w ślad za wydłużaniem czasu przesterowania i w zależności od rodzaju suwaka może być mniejszy nawet o 40%.

Stwierdzono też, że system nastawy czasu przesterowania dla rozdzielaczy typu *soft shift* jest wrażliwy na lepkość cieczy hydraulicznej. Ponadto, należy zauważyć, że krytycznym warunkiem poprawnego działania systemu miękkiego przesterowania rozdzielaczy suwakowych jest staranne odpowietrzenie 5-tej komory rozdzielacza, o czym informują ich producenci.

Literatura

1. R. Amirante, P.G. Moscatelli, L.A. Catalano, "Evaluation of the flow forces on a direct (single stage)", *Energy Conversion and Management*, 48 (2007), 942–953.
2. E. Lisowski, W. Czyżycki, J. Rajda, "Three dimensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve", *Energy Conversion and Management*, 70 (2013), 220–229.
3. J. Rajda, E. Rajda, "Oddziaływanie sił hydrodynamicznych na suwak rozdzielacza sterowanego elektromagnetycznie", *Hydraulika i Pneumatyka*, 6/2014.
4. ISO 4401:2005 – Hydraulic fluid power – Four-port directional control valves – Mounting surfaces.
5. PN-88/M-73006 Napędy i sterowania hydrauliczne – Metody pomiarów wielkości charakterystycznych.
6. Rozdzielacz suwakowy sterowany elektrycznie typ WE6 seria 32, Ponar Wadowice, WK 420 970, 12.2014.
7. Solenoid directional valves type DKE direct operated, ISO 4401 size10, Atos, Table E025-9/E,
8. Directional Control Valve Series D1VW Catalogue HY11-3500/UK, Parker Hannifin Corporation, UK indd RH 25.03.2014.
9. Wet Armature Solenoid Operated Directional Control Valves, Model DG4V-5, 20 Series, Eaton Vickers.
10. Directional spool valves, direct operated, with solenoid actuation, Type WE10, Rexroth Bosch Group, RE 23340, Edition: 2013-06.
11. Rozdzielacz proporcjonalny typ USAB6, Ponar Wadowice, WK 420 520, 05.2015.
12. Regulowany wzmacniacz prądu typ 30 RE 20 D, Ponar Wadowice, WK 420 830, 10.2010
13. Cyfrowy regulator prądu typ 20RC10 E, Ponar Wadowice, WK 427 790, 04.2015

**BADANIA NAD OPRACOWANIEM INNOWACYJNYCH URZĄDZEŃ
DO FERTYGACJI****RESEARCH ON THE DEVELOPMENT OF INNOVATIVE FERTIGATION
EQUIPMENT**

Gheorghe Sovăială, Sava Anghel– Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

Ioan Tenu - University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine "Ion Ionescu de la Brad", Iași, Romania

Nicolae Tănăsescu- Research Institute for Fruit Growing ICDP Pitești-Mărăcineni, Romania

1. The importance of fertigation in irrigated agriculture [2]

Irrigation techniques have continuously evolved towards reducing the water consumption at plants (dripping, micro sprinkling) and higher valorization of water by reducing losses and association with other agriculture works (fertilization, herbiciding, etc.).

Modern agriculture cannot be conceived without irrigation, which is both a high performance technological sequence in the agro-technology of cultivated plants and the most important technical means for removing water shortage from the soil, forming the infrastructure of sustainable development.

Worldwide, the volume of freshwater (liquid and solid) is about 3.03% of the total volume, of which an amount of 23 thousand km³/year can be captured and valorized, which is considered as insufficient for certain geographical areas.

Given the fact that irrigation uses a significant amount of freshwater, and plant needs are greater in dry periods, there shall be used other water sources as well (groundwater, drainage, urban wastewater and from livestock farms), that through their chemical composition meet the quality requirements of plants and environment.

To meet all water problems, The European Commission has considered to be necessary the development of new common policies, unified and coherent, which should take into account all the aspects, both those relating to human needs, and the ones that the existence of ecosystems depends on.

The fertigation equipment developed at our Institute includes the device for injection of fertilizing substance into the irrigation water, the container for preparation of fertilizing solution, the appliances for measurement and control of working parameters, the elements of hydraulic connection between the pieces of equipment. The injection device, of type double membrane displacement pump, will use as driving fluid the water taken from the supply pipe of the irrigation facility. The overpressure required for injection of primary solution in the same pipe will be achieved based on the principle of difference in surfaces between the drive chambers and the injection ones.

The equipment enables correlation between the technical elements of watering and the technical elements of fertilization, so that at the end of watering, once there is reached the depth of penetration of water into the area of prevalent development of the root system of plants, there is administered the whole amount of fertilizing solution necessary to plants, determined according to the stage of crop growth.

2. Calculation formulas and elements specific to implementation of the fertigation method in horticultural crops [2]

• *Calculation of water volume required by the irrigation facility*

1. Calculation of the area to be irrigated, S (m^2):

$$S = L \times l, \quad (1)$$

where:

L - watering length of the installation, (m); l - watering width of the installation, given by the number of lines equipped with distribution devices (drip or micro sprinkler) and the spacing between the rows of the horticultural crop, (m).

2. Number of devices for distribution of the irrigation water, imposed by the spacing of planting for a certain horticultural crop along a row (in-row spacing):

$$N = n_l \cdot l_d, \quad (2)$$

where:

n_l - the number of lines for distribution of irrigation water; l_d - optimal spacing between distribution devices, determined through tests performed under real operating conditions, (m).

3. Flow rate of the distribution device q_d , imposed by the horticultural crop irrigation technology (l/h); for the horticultural species of apple tree, the recommended flow rate of the dripper is 2 l/h

4. Flow rate of facility, Q_i (l/h):

$$Q_i = N \times q_d, \quad (3)$$

where

q_d - flow rate of the distribution device, (l/h);

5. Pluviometry of watering, p (mm/h):

$$p = Q_i : S \quad (4)$$

6. Irrigation quota, m (m^3/ha), imposed by the horticultural crop irrigation technology;

7. Duration of watering (irrigation time), T (h):

$$T = m / p \quad (5)$$

8. The volume of water to be administered, V (m^3):

$$V = m \times S \quad (6)$$

• *Water consumption of the plant:*

$$MET = PET \times K_c, [mm] \quad (7)$$

where

PET is potential evapotranspiration, in (mm); K_c - crop coefficient.

- **Preparation of the primary solution**

The primary solution to be introduced into the irrigation system in order to produce the fertilizing solution can be:

- in the state of a solution made by the manufacturer, which is diluted;
- the solution is made by mixing the fertilizers with other chemicals.

Some systems inject the solution directly from cans, others from one, two or three containers.

Choosing the chemical solution to be used is dependent on a number of factors:

- the nutrient content and the proportion of each item; correspondence in milli-equivalents for the nutrient solution; the form of certain elements (nitrogen and ammoniacal nitrogen);
- other items which cause adverse effects (chlorine for certain plants);
- the desired effect in terms of pH value of the solution (the acid effect of various fertilizers).

- **Compatibility**

Certain chemicals must not be mixed in the tank, and others should not be injected simultaneously into the system, others depend on the quality of the water used (fertilizers containing phosphates should not be used in tanks containing calcium). This parameter is usually presented in tables provided by the manufacturer.

- **Solubility of chemical fertilizers commonly used in fertigation**

The solubility is the maximum amount of fertilizers that can be dissolved in a certain amount of water (100 liters). It depends on the fertilizer itself, the composition of each, the possibility of mixing chemical fertilizers, their temperature and pH.

- **Concentration of injected solution**

The injection equipment inserts the *primary solution* (of concentration C_m) in the irrigation water existing within the irrigation facility in order to produce the *fertilizing solution* (end use solution), of concentration C_s). The concentration of primary solution C_m is calculated by using the formula:

$$C_m = \frac{M}{V} \quad [\text{g/l}] \quad (8)$$

where:

M - is the amount of solid fertilizers which is dissolved in a given volume, in (g);

V- volume of water in which fertilizers have been dissolved, in (l). this volume must be smaller than the water volume in which chemical fertilizers reach saturation.

A - dilution takes place at the injection point, depending on the flow (Q) of the irrigation facility and the *injection flow* (q) of the equipment injecting the primary solution.

- **Injection dosage (r) and dilution dosage (C_s)**

$$r = \frac{q[l/h]}{Q[l/h]} \quad (9)$$

where r is expressed as per-cent (%) or per-mille (‰).

Concentration of the end use solution (C_s) is determined by using the multi-line equation:

$$\begin{aligned} C_s[\text{g/l}] &= C_m[\text{g/l}] \times r \\ C_s [\% \text{ volum}] &= C_m [\% \text{ volum}] \times r \end{aligned} \quad (10)$$

3. Monitoring the injection process performed by injection devices which are component of the fertigation equipment [2]

• Parameters of fertigation equipment

If the injection is performed by means of a positive displacement pump, to calculate the pump flow q , there must be known the volume V_s of the primary solution injected per stroke and the pump frequency f . Because the volume V_s of the primary solution injected per stroke is a value imposed by design, pump frequency is calculated as follows:

$$f = \frac{n[\text{strokes}]}{t[\text{min}]} \quad (11)$$

where n is the number of strokes performed; t – time for performing the strokes.

Flow of the injection equipment is calculated as follows:

$$q [\text{l/h}] = 60 \times f [\text{strokes / min}] \times V_s \quad (12)$$

Flow of the irrigation facility is calculated as follows:

$$Q [\text{l/h}] = N \times q_i, \quad (13)$$

where: N is the number of distribution devices (drippers, sprinklers); q_i – average flow of distribution devices, $[\text{l/h}]$.

In the case of using soluble solid fertilizers, where the primary solution is produced by the person who does the irrigation, time T_f is calculated by using the formula:

$$T_f[\text{min}] = \frac{60 \times M[\text{g}]}{Q[\frac{\text{l}}{\text{h}}] \times C_s[\frac{\text{g}}{\text{l}}]} \quad (14)$$

In the case of using fluid fertilizers (which represent the primary solution), time T_f is calculated by using the formula:

$$T_f[\text{min}] = \frac{60 \times M[\text{g}]}{Q[\frac{\text{l}}{\text{h}}] \times C_s[\%]} \quad (15)$$

The value of time T_f parameter must be smaller or equal to duration of watering T , to ensure environmental protection.

If the irrigation facility performs fertigation on the go, than fertigation time is equal to the irrigation time (duration of watering):

$$T_f = T \quad (16)$$

where:

T is irrigation time; T_f - fertigation time, in minutes.

4. Structure and working principle of the fertigation equipment [1, 3, 4, 5]

The fertigation equipment, Fig. 1, is intended for fertigation of horticultural crops in protected areas (vegetables and flowers), respectively of field horticultural crops (vegetables, trees and fruit bushes).

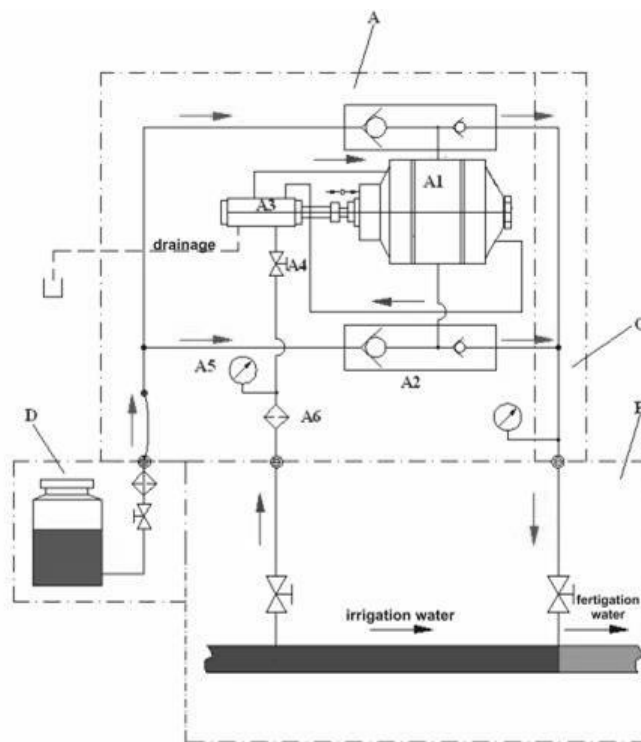


Fig.1. Structure of fertigation equipment

The injection device (A) is connected in parallel (bypass system) with the main circuit of the irrigation facility, by two quick couplings, in order to take over the water used as a drive fluid, respectively to perform injection of primary solution; this method of fitting does not introduces dissipation in hydraulic load inside the irrigation facility pipe.

The fertigation equipment [4] is structured as follows: A- equipment for continuous injection of primary solution; B-section connecting the fertigation equipment to the irrigation facility; C- system for monitoring the injection process; D-tank for fertilizer with related accessories.

In the configuration of this equipment there is a pipe section (B) with a diameter equal to the one of the main distribution pipe of the irrigation facility, an integral part of the irrigation facility; this section enables connecting the equipment to the hydraulic circuit of the irrigation facility.

Feeding the equipment with primary solution (provided in fluid state by the manufacturer or prepared out of solid chemical fertilizers which are water soluble) will be done from the container with fluid fertilizer (D).

The principle of operation of the fertigation equipment [3, 5]

By opening the tap valves along the circuits, the pressurized fluid will pass, via one of the distributor ways (A3.1) (5/2 distributor - 5 ways, 2 positions), inside one of the drive chambers of the primary solution injector (hydraulic diaphragm amplifier), Fig. 2.

When the sliding valve of the distributor is in the position on the right, there is made a connection of the nipples P and A, feeding the left drive chamber A1 of the pump and the left chamber A3.2 of the hydraulic inverter, causing the displacement of the pump mobile assembly to the right, respectively the connection of the nipples B and Drainage, allowing water discharge from the right drive chamber of the pump and the right chamber of the inverter. During this stroke, from the left injection chamber, by compressing the associated membrane, there is performed injection of primary solution through the lower row of A2 valve block. The injection pressure places on the seat the left side valves –bottom row, the right side valves – upper row, and it opens the right side valve –bottom row, thus performing injection of the primary solution into the main hydraulic circuit of the irrigation facility.

At the same time, in the right side injection chamber negative pressure is created, causing the access of primary solution through the upper row of the valve block (the left side valve opened, the right side valve placed on the seat). When releasing the hole C1 within the inverter body, there is established connection with hydraulic distributor command, causing commutation of the sliding valve to the opposite position.

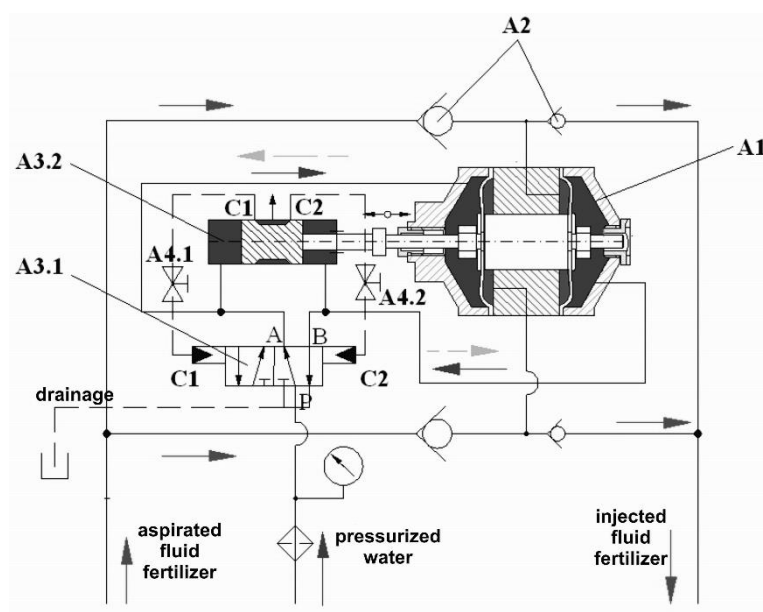


Fig. 2. The principle of operation of the dosing device

Figure 2 shows: A1-double membrane pump (hydraulic amplifier); A2- check valves unit of the injection circuit; A3.1- device for actuation of drive chambers; A3.2- hydraulic direction inverter; A4.1, A4.2- miniaturized tap valves, C1, C2 dive (pilot) chambers of the actuation distributor.

The double membrane pump [1], Fig. 3, can be assimilated to a hydraulic amplifier with two identical sections, separated by a central disc (4). Cloth insertion rubber membranes (3)

have the shape of central holed discs. They are fastened between the outer lids of the pump (2, 6) and front sides of the disc on the outer contour, respectively between the front sides of the spool (5) and special design nuts on the inner contour. The membranes separate the drive chambers of the hydraulic amplifier (located on the outer side) and the injection chambers (located on the inner side).

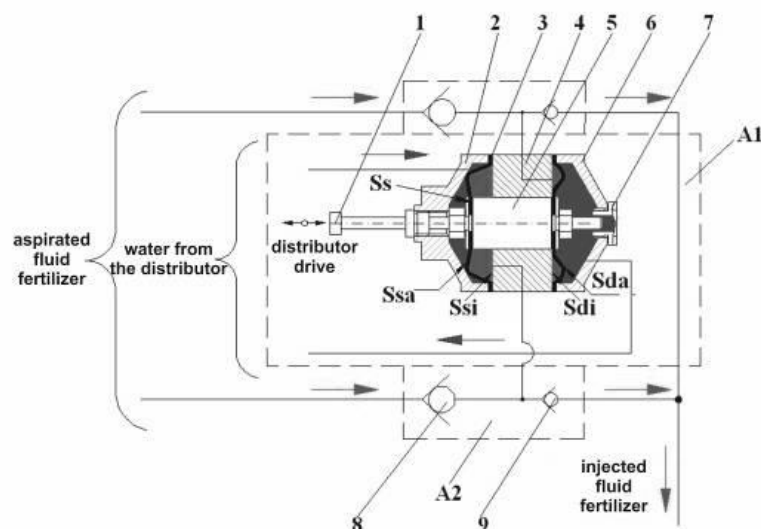


Fig. 3. Hydraulic diagram of the multiplier

1- axial drive rod, 2- left lid, 3- membrane, 4- case, 5- sliding valve, 6- right lid, 7- plug, 8- intake valve, 9- discharge valve

- Ssa, Sda – circular surfaces, left and right, on which water acts;
- Ssi, Sdi – circular surfaces, left and right, on which fluid fertilizer acts;
- Ss – circular surface of sliding valve.

The connection between the drive chambers and the outer hydraulic circuit for the working fluid is done through the holes in the lids, while the connection between the injection chambers and the outer circuit for intake-discharge of primary solution is done through the holes in the central disc [3, 5].

Reversing the movement of the pump mobile assembly is made using a hydraulic inverter, whose slide valve is integral with it. The difference between the active surfaces of the membranes, which are in contact with the drive fluid (the irrigation water) on the outside and with the primary solution on the inside, generates the overpressure needed to perform the injection process.

5. Results and discussion

When designing the injection device we started from the specific requirements of the mentioned horticultural crops (technical parameters of irrigation and fertigation) and also from the technical and functional characteristics of the irrigation facilities that the fertigation equipment works together with, as a single unit.

For instance, for the horticultural crop of apple tree- sensitive varieties, located in the experimental plot of lands belonging to the Research Institute for Fruit Growing ICDP Pitești-Mărăcineni, which is project partner, these parameters and characteristics are:

- The pipeline conveying water to the land plot (main pipeline)- Ø 100 mm;
- The pipeline connecting the fertigation pump to the main pipeline - Ø 60 mm;
- The irrigation hoses arranged on the rows of trees, on which the distribution devices (drippers or mini sprinklers) are located - Ø 16 mm;
- Spacing between the distribution devices on the irrigation hoses – 0.5 m
- Flow rate of distribution devices - 2 l/h;
- Length of the rows of trees (length of the irrigation hoses) - 160 m;
- Number of hoses (no. of rows) - 45;
- Fertilizing quota (primary solution administered during a irrigation sequence) - 100 ...150 l;
- Time of administering - 60 ...120 min.

From the calculations made it results that the injection device required flow q is 2.5 l /.

Technical and functional parameters of the injection device (diaphragm dosing pump), shown in Table 1, have been determined under laboratory conditions.

Technical and functional parameters of the dosing pump

Table 1

No.	p (bar)	f (ds/min)	Q_{inst} (l/h)	Q_{inst} (l/min)	q_{inj} (l/min)	r (%)	Ra-hid (%)
1.	2.0	70	384	6.4	2.2	2.2	45.8
2.	2.5	94	624	10.5	2.8	2.8	46.6
3.	3.0	112	798	13.2	3.4	3.4	48.5
4.	3.5	120	960	16.0	3.5	3.5	43.7
5.	4.0	170	1140	19.0	4.1	4.1	44.5
6.	4.5	192	1200	20.0	4.5	4.5	44.0

Where: p- water pressure in the watering system, bar; f- the frequency of the pump shaft, double strokes / min; Q_{inst} -flow in the system, l/h; l/min; q_{inj} -flow injected by the pump, l/min; r- injection rate-the fertilizer concentration in the irrigation water, (%); Ra-hid-hydraulic efficiency, (%).

The minimum pressure at which the pump starts operating is 0.5 bar, and the maximum working pressure is 8 bar.

Hydraulic efficiency of the pump, regarded as the ratio of the volume of injected fertilizing solution V_{inj} and the volume of water consumed in the operation of the pump V_m , $\frac{V_{inj}}{V_m} \cdot 100$, (%), is determined by hydraulic parameters of the water in the drive chambers and concentration of the fertilizing solution.

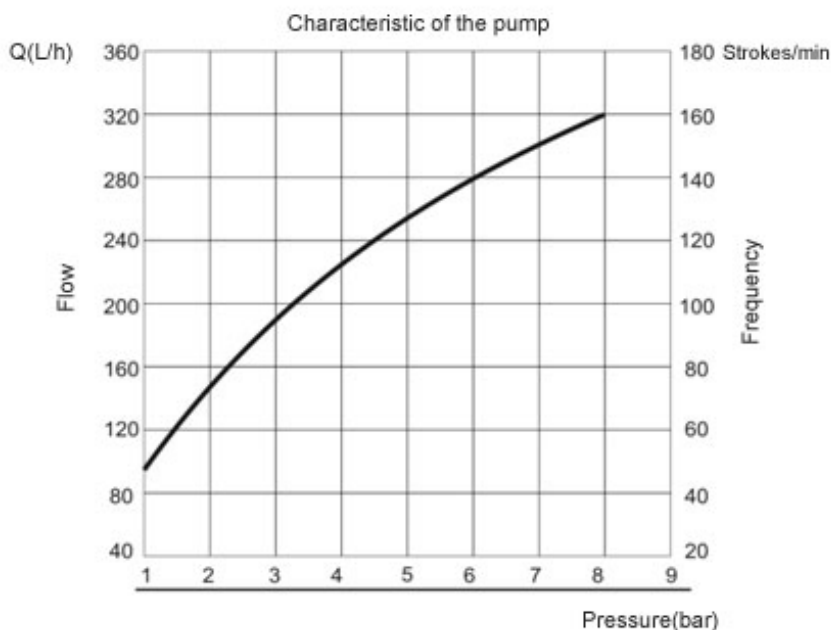


Fig. 4 Characteristic of the dosing pump

The pressure up to which the pump operates with high efficiency is 3.0 bar, hydraulic efficiency being 48.5 %, comparable to the hydraulic efficiency of dosing pumps available worldwide.

Figure 4 above shows the characteristic of the dosing pump.

Currently, at the Institute INOE 2000-IHP Bucharest there has been performed design and partial development of an innovative injection device with internal command, with hydraulic drive of the sliding valve of the distributor and reversing the direction of travel at stroke ends of the mobile assembly of the injector.

The fertigation equipment will be tested on fertigating horticultural crops in protected areas, trees and fruit bushes.

6. Conclusions

- Injection of fertilizers can be done in any point of the irrigation arrangement, the drive fluid being the irrigation water itself;
- Working pressures can be in the range 0.5 – 8 bar;
- To increase pump efficiency it is recommended to install several throttle devices (tap valves, diaphragms) between the connection points of the injection device to the irrigation facility;
- The water discharged by the pump will be distributed across the crop by means of drippers or perforated tubes.

The irrigation facility may be of the type: dripper, perforated tubes, or micro sprinkler installation.

Bibliography

1. M. Avram, "Actionari hidraulice si pneumatice. Echipamente si sisteme clasice si mecatronice"/ Hydraulic and pneumatic drives. Classical and mechatronic systems and equipment, Academic Publishing House, Bucharest, ISBN 973-7787-40-4, 2005;
2. I. Biolan., I. Serbu, Gh. Sovaiala, F. Mardare, "Tehnici si tehnologii de fertilizare a culturilor agricole"/ Techniques and technologies for fertigation of crops, AGIR Publishing House, Bucharest, ISBN: 978-973-720-344-1, 2010;
3. I. Biolan, Gh. Șovăiala, S. Anghel, Șt. Alexandrescu, C-tin Nicolescu, D. Bucur, "Studies regarding the technique used for applying fertigation on agricultural crops", <Ion Ionescu de la Brad> University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine, Faculty of Agriculture, "Lucrări științifice - Seria Agronomie"/ Scientific papers - Agronomy Series, Vol. 53/2010, ISSN 1454-7414;
4. I. Biolan, Gh. Sovaiala, Al.L. Visan, N. Nicolae, "Instalatia de fertilizare cu pompa dubla" / Double pump fertigation facility, In: Hidraulica no.1-2/2007, pp. 47-52, ISSN 1453-7303;
5. Gh. Șovăiala, I. Biolan, S. Anghel, Șt. Alexandrescu, C-tin Nicolescu, D. Bucur, "Equipment for application of fertigation at horticultural crops", COMEFIM 10, The 10-th International Conference on Mechatronics and Precision Engineering, Bucharest, May 19-21, 2011, [http:// www.comefim10.pub.ro](http://www.comefim10.pub.ro), MCT 2/2011 – "Mecatronica" Review No. 2/2011, pp. 75 - 78.

ANALIZA ZJAWISK ZACHODZĄCYCH W DWUTELESKOPOWYM STOJAKU HYDRAULICZNYM W WARUNKACH OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH Z UWZGLĘDNIENIEM HYDROAKUMULATORA

Zygmunt Domagała - Politechnika Wrocławska wydział Mechaniczny

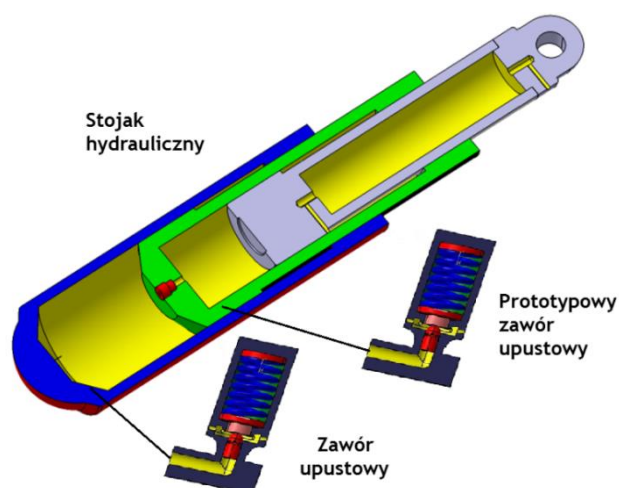
1. Wprowadzenie

Najważniejszym surowcem polskiej gospodarki energetycznej jest węgiel kamienny, dzieje się tak ze względu na brak znaczących nośników energii jak ropa naftowa, czy gaz ziemny w granicach kraju. Wydobycie węgla odbywa się metodą głębinową z wykorzystaniem systemów ścianowych, co jest związane z naturalnym zagrożeniem ruchu górotworu, które stanowią bezpośrednie zagrożenie dla życia ludzkiego. Sytuacja ta wymusza na konstruktorach maszyn górniczych ciągłe poszukiwanie rozwiązań mających na celu realizację założonych wskaźników wydobywczych przy zagwarantowaniu maksymalnego bezpieczeństwa pracowników kopalni. Powszechnym rozwiązaniem wykorzystywanym w górnictwie do zabezpieczenia nowo powstałych tuneli i przestrzeni roboczych są ścianowe systemy wydobywania pokładów węgla. Rozwój tych systemów pozwala na wydobycie surowca z coraz głębszych pokładów, dla których górotwór jest bardziej aktywny [3, 5].

W chwili obecnej zagrożenie tąpnięciami w pokładach dotyczy około połowy czynnych ścian wydobywczych, co generuje wysokie zapotrzebowanie na dodatkowe zabezpieczenia, zdolne na przejmowanie obciążeń dynamicznych wynikłych podczas tąpnięć. Obciążenia te nierzadko generują znacznie większe obciążenia od obciążeń statycznych, co może powodować uszkodzenia lub zniszczenie obudowy.

Przeciwdziałanie wstrząsom górotworu jest zjawiskiem trudnym ze względu na brak dostatecznej znajomości procesu ich powstawania, krótki czas trwania oraz niemożliwy do przewidzenia czas wystąpienia. Możliwości pomiarowe w wyrobisku są ograniczone, co powoduje, że zjawisko to jest oceniane na podstawie jego skutków. Badania w warunkach kopalnianych sprawiają wiele trudności i wiążą się z poniesieniem wysokich kosztów związanych z zastosowaniem specjalistycznej aparatury. Dlatego zamiast badań w warunkach kopalnianych do testów elementów obudów przeprowadza się badania stanowiskowe, cechujące się wysokim skomplikowaniem związanym z odtworzeniem obciążenia występującego w górotworze. Uzupełnieniem metod doświadczalnych są metody analityczne, które cechują niskie nakłady finansowe związane z brakiem aparatury. Jednakże, ich wyniki mogą być są obarczone błędami związanymi z przyjętym modelem oraz założeniami upraszczającymi [2].

Powszechnie stosowane obudowy dwuteleskopowe na skutek działania siły górotworu doznają uszkodzenia na skutek pęknięcia głównie cylindrów drugiego stopnia. Spostrzeżenie to dało podstawę do przeprowadzenia badań analitycznych oraz eksperymentalnych stojaka dwuteleskopowego wyposażonego w zawory upustowe w obu stopniach. Schemat takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 1.



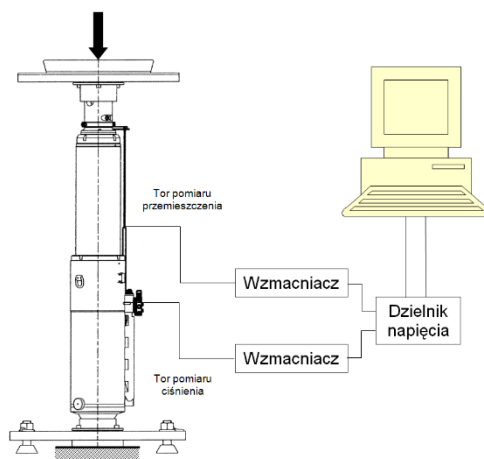
Rys. 1. Uproszczony schemat analizowanego - idea [źródło: opracowanie własne]

Niezbędne dane uzyskano dzięki życzliwości firmy TAGOR producenta teleskopowych podpór hydraulicznych. Firma ta zastosowała też po raz pierwszy prototypowy zawór upustowy.

Badania eksperymentalne odbywały się jednak na prasie hydraulicznej przedstawionej na rysunku 2, w której badana podpora obciążana jest w określonym czasie.



Rys.2. Badania siłowników na prasie hydraulicznej [2]



Rys.3. Schemat układu pomiarowego zastosowanego w pomiarach weryfikacyjnych siłowników teleskopowych [2]

Zjawiska, które powstają w górotworze, są jak dotychczas trudno, a wręcz niemożliwe do przewidzenia, co w konsekwencji nie pozwala dobrze im przeciwdziałać. Krótki czas trwania wstrząsu również jest niekorzystny, gdyż trudno określić miejsce jego wystąpienia oraz je zarejestrować. Przeprowadzone badania siłowników teleskopowych na prasie hydraulicznej pozwalają jedynie stwierdzić, że przy określonym obciążeniu i jego czasu trwania zachowują się poprawnie. Nie dają niestety informacji co się będzie działo, gdy obciążenie wzrośnie a czas oddziaływania górotworu na siłowniki ulegnie skróceniu.

2. Model matematyczny

Aby na te pytania odpowiedzieć ułożono model matematyczny wcześniej, przyjmując założenia upraszczające, pozwalające na reprezentację obiektu rzeczywistego z wymaganą dokładnością. W celu uproszczenia modelu matematycznego i symulacyjnego dokonano znacznej redukcji liczby elementów układu (rys. 1).

2.1. Model matematyczny stojaka hydraulicznego

Przy formułowaniu równań matematycznych posłużono się oznaczeniami, którymi opisano poniższy rys.4.

2.2. Równania sił działających na stojak hydrauliczny

Równania sił oddziaływujących na poszczególne stopnie stojaka hydraulicznego określone są poniższymi zależnościami:

$$F(t) - F_{sbII} - F_{stII} - F_{shII} = 0 \quad (1)$$

$$P_{II}(A_{II} - A_d) - F_{sbI} - F_{stI} - F_{shI} = 0 \quad (2)$$

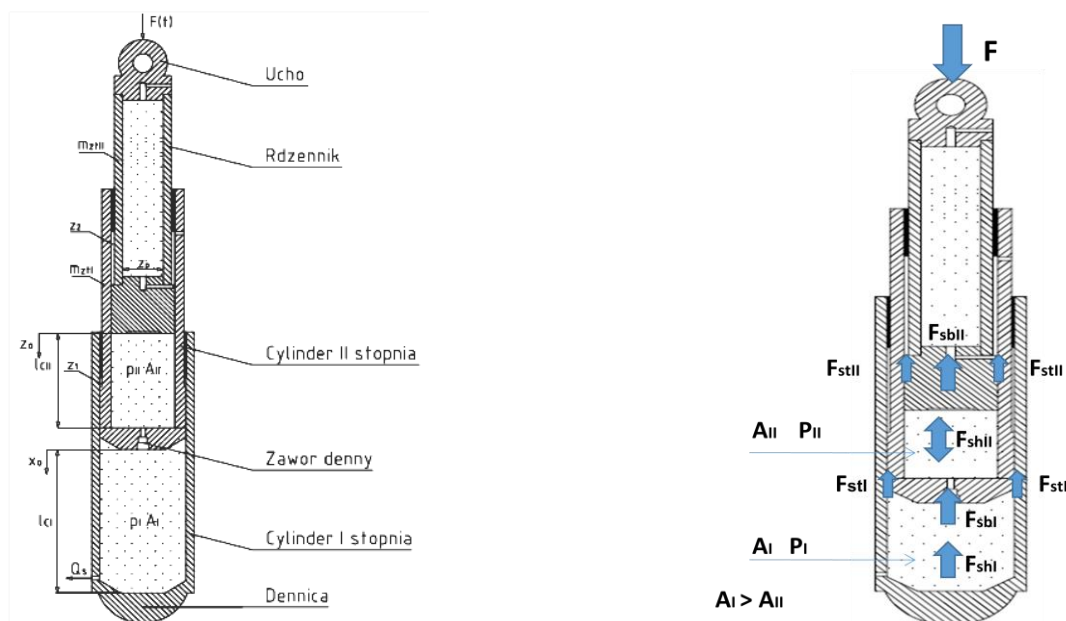
gdzie:

F_{sb} – siła bezwładności stojaka wraz z masą m ,

F_{st} – siła tarcia lepkiego,

F_{sh} – siła wywierana przez ciśnienie na powierzchnię tłoka,

$F(t)$ – siła oddziaływania górotworu.



Rys. 4. Stojak hydrauliczny [źródło: opracowanie własne]

Równania (1) i (2) rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych:

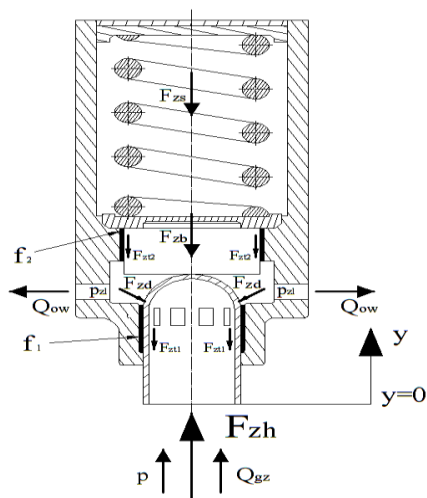
$$x = x_{gr}, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0, \quad z = 0, \quad \frac{dz}{dt} = 0, \quad \frac{d^2z}{dt^2} = 0$$

oraz dla następujących warunków brzegowych:

$$x = x_{gr}, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0, \quad z = z_{gr}, \quad \frac{dz}{dt} = 0, \quad \frac{d^2z}{dt^2} = 0$$

2.3. Równanie sił działających na grzybek zaworu upustowego I

Na rysunku 5 przedstawiono w sposób poglądowy zawór upustowy I stopnia stojaka. Przy formułowaniu równań matematycznych posłużono się oznaczeniami, którymi opisano poniższy rysunek.



Rys. 5. Schemat zaworu [źródło: opracowanie własne]

Równanie sił działających na grzybek zaworu upustowego I ma postać:

$$F_{zh} - F_{zb} - F_{zt} - F_{zs} - F_{zd} = 0 \quad (3)$$

gdzie:

F_{zh} - siła wywierana przez ciśnienie na grzybek zaworu,

F_{zb} - siła bezwładności,

F_{zt} - siła tarcia lepkiego,

F_{zs} - siła pochodząca od ugięcia sprężyny,

F_{zd} - siła hydrodynamiczna,

Powyższe równania rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych:

$$y = 0, \quad \frac{dy}{dt} = 0, \quad \frac{d^2y}{dt^2} = 0$$

oraz dla następujących warunków brzegowych:

$$y = y_{gr}, \quad \frac{dy}{dt} = 0, \quad \frac{d^2y}{dt^2} = 0$$

2.4. Równanie natężenia przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu

$$Q_{gz} - Q_{cp} - Q_{gp} - Q_w = 0 \quad (4)$$

gdzie:

Q_{gz} – natężenie strumienia przepływającego przez grzybek zaworu,

Q_{cp} – natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej w komorze podgrzybkowej,

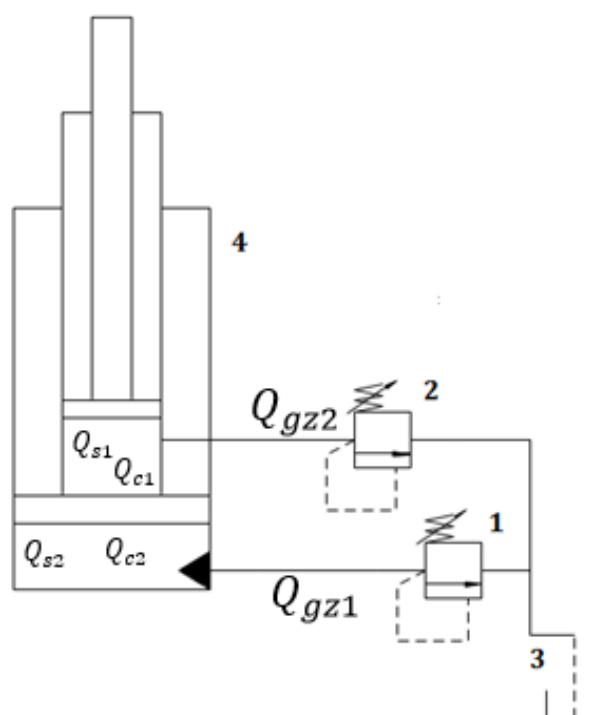
Q_{gp} – natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu,

Q_w – natężenie przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu.

Równanie sił oraz natężeń przepływu dla zaworu upustowego II stopnia są takie same.

2.5. Równanie natężeń przepływu w modelowanym układzie

Rysunek 6 przedstawia schemat modelowanego układu hydraulicznego wraz z przyjętymi oznaczeniami.



Rys. 6. Schemat modelowanego układu wraz z oznaczonymi natężeniami przepływu
[źródło: opracowanie własne]

Na podstawie przedstawionego schematu wyprowadzono poniższe równania przepływu

$$Q_{s1} - Q_{gz1} - Q_{c1} - Q_{g1} = 0 \quad (5)$$

$$Q_{s2} - Q_{gz2} - Q_{c2} - Q_{g2} = 0 \quad (6)$$

gdzie:

Q_s – natężenie przepływu cieczy wywołane ruchem rdzennika stojaka,

Q_c – natężenie przepływu cieczy wywołane jej ściśliwością pod tłokiem stojaka,

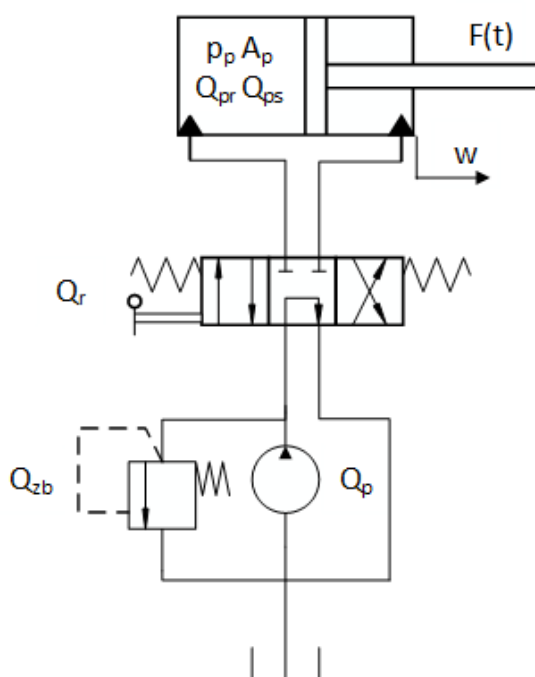
Q_g – natężenie przepływu cieczy spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu,

Q_{gz} – natężenie strumienia przepływającego przez grzybek zaworu.

Równanie sił oraz natężeń przepływu dla zaworu upustowego II stopnia są takie same.

2.6. Model matematyczny prasy hydraulicznej

Poniżej sformułowano równania charakteryzujące prasę hydrauliczną. Przedstawiono zależność opisującą siłę oraz natężenie przepływu. Rysunek 7 przedstawia schemat modelowanej prasy.



Rys. 7. Schemat modelowanej prasy [źródło: opracowanie własne]

Równanie sił oddziałujących na prasę hydrauliczną określone jest poniższą zależnością:

$$F_{ph} - F_{pb} - F_{pt} - F_{sh2} = 0 \quad (7)$$

gdzie:

F_{ph} – siła jaką wywiera ciśnienie na powierzchnię tłoka prasy,

F_{pb} – siła bezwładności prasy hydraulicznej,

F_{pt} – siła tarcia lepkiego,

F_{sh2} – siła podparcia w II stopniu siłownika.

2.7. Równania natężeń przepływu w prasie hydraulicznej

Równania opisujące bilans natężeń przepływu w prasie hydraulicznej dane są następującymi zależnościami:

$$Q_p - Q_{pp} - Q_r - Q_{zb} = 0 \quad (8)$$

$$Q_r - Q_{ps} - Q_{pr} = 0 \quad (9)$$

gdzie:

Q_p – wydajność pompy,

Q_{pp} – natężenie przepływu cieczy wywołane jej ściśliwością w przewodzie między pompą a rozdzielaczem,

Q_r – natężenie przepływu cieczy przez rozdzielacz,

Q_{zb} – natężenie przepływu wywołane przepływem cieczy przez zawór bezpieczeństwa,

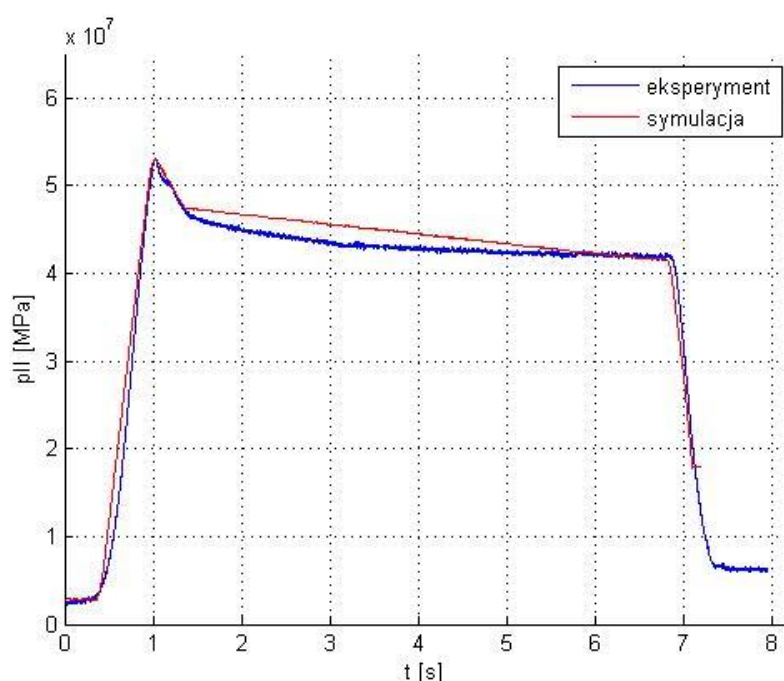
Q_{ps} – natężenie przepływu cieczy wywołane jej ściśliwością pod tłokiem prasy,

Q_{pr} – natężenie przepływu wywołane przemieszczeniem się tłoka prasy hydraulicznej, określone wzorem.

Do przeprowadzenia badań symulacyjnych wykorzystano środowisko programistyczne Matlab firmy MathWorks. Program ten umożliwia wykonywanie obliczeń numerycznych, testowanie algorytmów, modelowanie, przeprowadzanie symulacji, a także dokonywanie analizy i wizualizacji danych.

3. Weryfikacja modelu matematycznego

Weryfikacji dokonano poprzez nałożenie na siebie przebiegów czasowych ciśnienia w cylindrze drugiego stopnia oraz przemieszczenia rdzennika drugiego stopnia, pochodzących z danych doświadczalnych oraz wyników symulacji.



Rys. 8. Przebieg ciśnienia panującego w II stopniu stojaka hydraulicznego – próba 41, model zmodyfikowany [źródło: opracowanie własne]

Na rysunku 8 przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia uzyskane na prasie oraz symulacyjne. Porównanie wspomnianych przebiegów pozwala na ocenę poprawności stworzonego modelu matematycznego i symulacyjnego badanego układu hydraulicznego. Z rysunku wynika, że nie ma podstaw do odrzucenia modelu matematycznego.

Przeprowadzony eksperyment nie odzwierciedla jednak prawdziwych warunków pracy hydraulicznej podpory górniczej. Dlatego w modelu symulacyjnym wprowadzono zmianę polegającą na zastąpieniu obciążenia podpory przez prasę hydrauliczną siłą obciążającą pojedynczy stojak zależnością opisaną przez Stoińskiego [6].

4. Model matematyczny obciążenia górotworem

Jeżeli przyjmuje się, że efekt dynamicznego oddziaływania górotworu na obudowę jest pochodną [6] dociążenia i zakładając równomierne obciążenie poszczególnych sekcji obudowy to siłę obciążającą pojedynczy stojak można ująć zależnością:

$$f(t) = F_w + F_d[1 + k_d * e^{-\delta t} \sin(\omega t - \varphi)] \quad (10)$$

gdzie:

F_w – podporność wstępna stojaka, [N];

F_d – siła dociążająca stojak, [N];

$k_d = 0,102\omega v_0$ – współczynnik obliczeniowy $\left[\frac{m}{s^2}\right]$;

$\omega = 3,13 \sqrt{\frac{k_s}{\eta_{tz} F_r}}$ – pulsacja układu drgającego, $[s^{-1}]$;

δ – współczynnik tłumienia układu drgającego, $[s^{-1}]$;

5. Analiza wytrzymałości cylindrów podpory górniczej

Przyrost obciążenia na skutek tąpnięcia sprawia, że następuje szybki wzrost wartości ciśnienia w obu komorach podtłokowych. Jednakże, wartość tego ciśnienia nie może przekraczać maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia, na który wpływ w głównej mierze ma materiał użyty do konstrukcji cylindra oraz jego wymiary.

Do budowy cylindrów wykorzystywane są następujące rodzaje stali:

- 40H – cylindry o średnicy wewnętrznej nie większej niż 0,12 m,
- 32HA – cylindry o średnicy wewnętrznej większej niż 0,12 m.

Badany stojak hydrauliczny posiada cylindry, których średnicy obu stopni są większe niż 0,12 m, zatem zostały one wykonane ze stali 32HA. Granica plastyczności tej stali wynosi około 740 MPa.

Zakładając, że wartość maksymalnego naprężenia jest równa granicy plastyczności wybranej stali, to otrzymano dopuszczalne wartości ciśnień dla poszczególnych stopni siłownika i przedstawione w tabeli 1.

Dopuszczalne ciśnienia w cylindrach stojaka

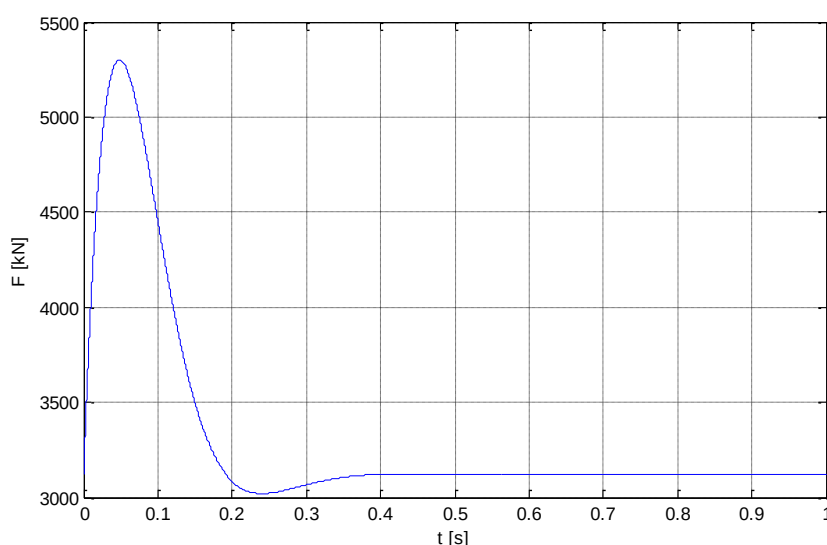
Tabela 1

Cylinder	σ_{dop} [MPa]	d [m]	g [m]	p_{dop} [MPa]
I stopień	740	0,32	0,025	61,92
II stopień	740	0,25	0,0275	84,67

Jeżeli wartość ciśnienia cieczy hydraulicznej dla danego stopnia cylindra przekroczy obliczone wartości to może nastąpić jego pęknięcie.

6. Badania symulacyjne

Celem badań symulacyjnych było zminimalizowanie ciśnień w poszczególnych stopniach stojaka hydraulicznego powstających na skutek wymuszenia. Wymuszenie to ma odzwierciedlać rzeczywiste tąpnięcie. Przebieg takiego przykładowego tąpnięcia jest prezentowany na rysunku poniżej.



Rys.9. Przebieg obciążenia wywołanego tąpnięciem [źródło: opracowanie własne]

Cechą szczególną przedstawionego tąpnięcia jest to, iż maksymalne wartości obciążenia osiąga się w czasie 0,05 s i są one prawie dwukrotnie większe od wartości ustabilizowanej siły osiągananej po około 0,4 s. Dlatego też badania stojaków hydraulicznych prowadzone za pomocą prasy hydraulicznej nie odzwierciedlają warunków panujących podczas gwałtownego zaciśnięcia się górotworu. Chwilowe bardzo duże obciążenie hydraulicznej podpory górniczej powoduje wzrost wartości przyrostu ciśnienia dp/dt , co skutkuje gwałtownym przyrostem wartości ciśnienia w cylindrach siłowników hydraulicznych. Ciśnienie w takich warunkach przekracza dopuszczalną wartość ciśnienia (tab. 1) i podpora hydrauliczna pęka.

W rozpatrywanej podporze hydraulicznej zainstalowane są zawory upustowe (bezpieczeństwa) które powinny się otworzyć i upuścić część emulsji aby obniżyć ciśnienie panujące w siłownikach. Jednak szybkość przyrostu ciśnienia jest tak duża i czas po którym ciśnienie osiąga maksymalną wartość jest bardzo krótki, dlatego zawór upustowy nie jest w stanie otworzyć się. Skutkuje to zniszczeniem podpory.

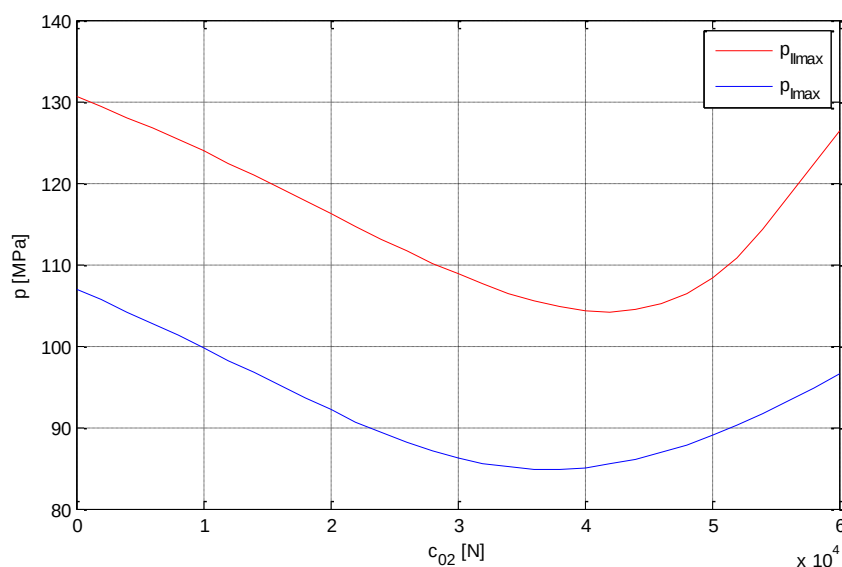
Zachodzi pytanie czy można obniżyć szybkość przyrostu ciśnienia w instalacji hydraulicznej podpory górniczej, tak aby przy takim samym obciążeniu jej otworzył się zawór upustowy?

Analiza zagadnienia wykazała, że jest to możliwe a osiągnąć to można, między innymi przez:

- zmianę napięcia wstępnego sprężyny zaworów upustowych,
- zmianę sztywności sprężyny,
- zwiększenie objętości instalacji hydraulicznej.

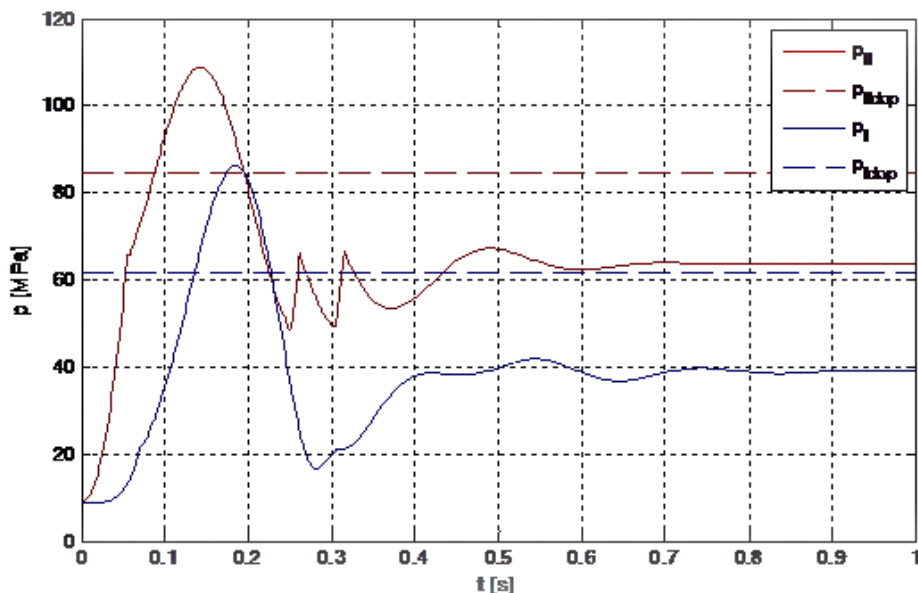
Badania nad tym zagadnieniem zostały przeprowadzone na modelu symulacyjnym, który został pomyślnie zweryfikowany w czasie badań obiektu rzeczywistego w Hucie Stalowa Wola.

Jako pierwsze zostały przeprowadzone badania wpływu wstępnego napięcia sprężyny zaworu II stopnia cylindra. Wyniki tego badania prezentuje rysunek 10.



Rys. 10. Wpływ wstępnego napięcia sprężyny c_{02} na maksymalne wartości ciśnień w poszczególnych stopniach stojaka [źródło: opracowanie własne]

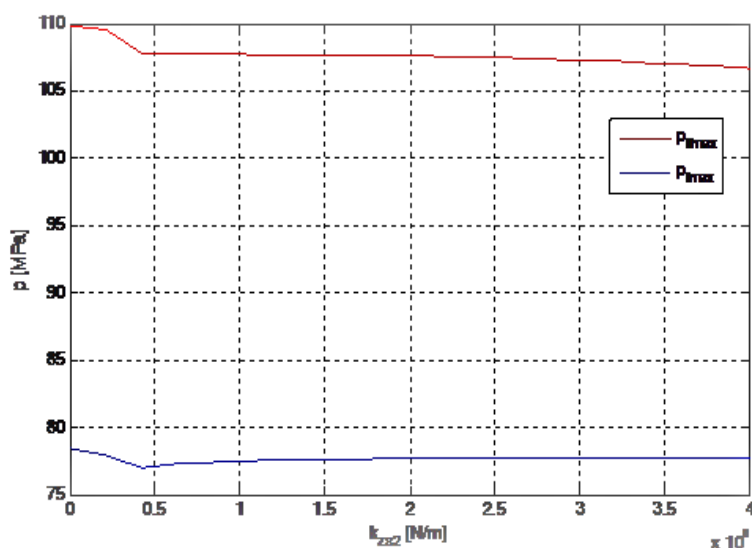
Z rysunku 10 wynika, że istnieją takie napięcia wstępne sprężyn, przy którym ciśnienie w poszczególnych stopniach podpory górniczej osiąga wartość minimalną. Wartości minimalne osiągane są dla $c_{02} = 42\,000\,N$ dla drugiego stopnia siłownika oraz dla $c_{02} = 37\,000\,N$ w przypadku stopnia pierwszego. Jednakże ciśnienia osiągają wartości większe niż dopuszczalne dla danej konstrukcji siłownika.



Rys. 11. Przebiegi ciśnień dla $c_{02} = 42\,000\,N$ [źródło: opracowanie własne]

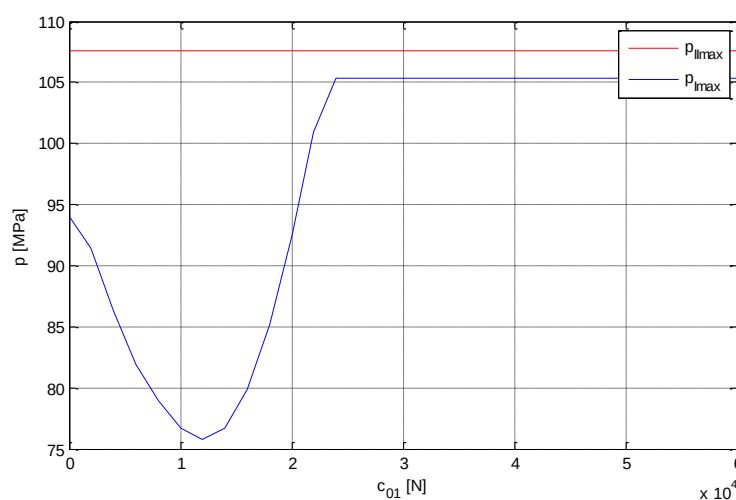
Rysunek 11 przedstawia przebiegi ciśnienia uzyskane dla napięcia sprężyny $c_{02} = 42000$ N. Widać wyraźnie, że ciśnienia w obu stopniach stojąka przekraczają wartości dopuszczalne.

Drugim czynnikiem mogącym mieć wpływ na zachowanie się układu jest sztywność sprężyn zaworów upustowych.



Rys. 12. Wpływ wstępnego napięcia sztywności sprężyny k_{zs2} na maksymalne wartości ciśnień w poszczególnych stopniach stojąka [źródło: opracowanie własne]

Jak widać na rysunku 12, sztywność sprężyny zaworu stopnia drugiego nie ma aż tak dużego wpływu na zmianę maksymalnych wartości ciśnień, jak miało to w przypadku wstępnego napięcia tej sprężyny. Najmniejsze wartości ciśnień w cylindrze drugiego stopnia osiągnięto dla maksymalnej badanej wartości, czyli. $k_{zs2} = 4 \cdot 10^6$ N/m.



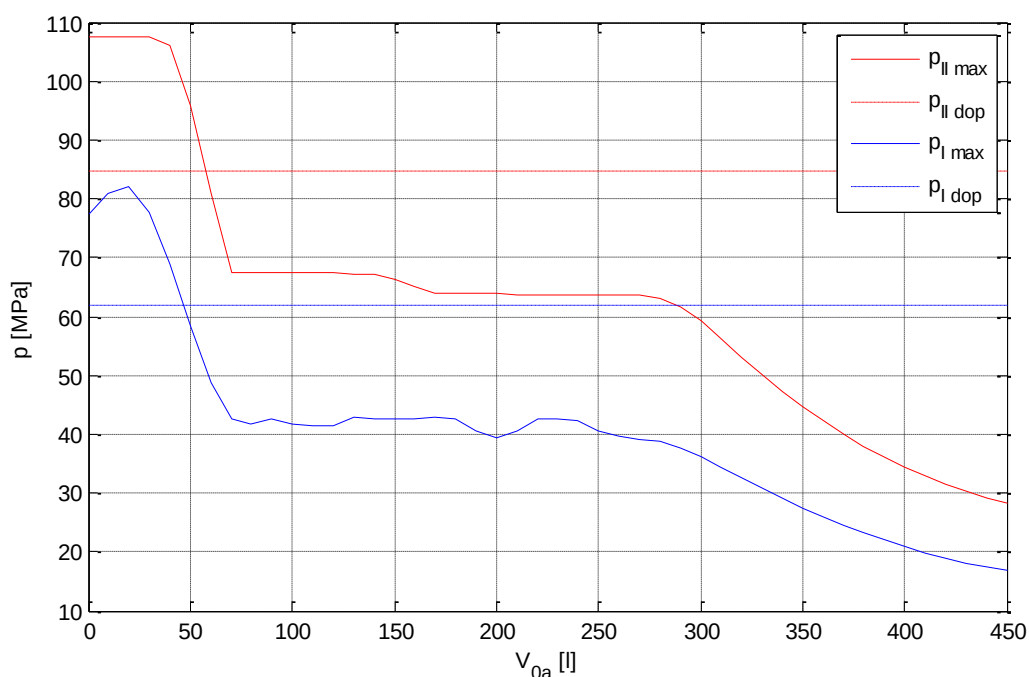
Rys. 13. Wpływ wstępnego napięcia sprężyny c_{01} na maksymalne wartości ciśnień w poszczególnych stopniach stojąka [źródło: opracowanie własne]

Następnym etapem badań modelu symulacyjnego było określenie wpływu wstępnego napięcia sprężyny, ale tym razem dla zaworu pierwszego stopnia podpory. Wyniki prezentuje rysunek 13.

Pierwszym wnioskiem, który można wyciągnąć z analizy tego wykresu jest fakt, iż wstępne napięcie sprężyny w zaworze pierwszego stopnia nie ma żadnego wpływu na wartości maksymalne ciśnienia w drugim stopniu cylindra.

Natomiast w przypadku pierwszego stopnia cylindra najlepsze parametry otrzymano dla $c_{01} = 12\,000\,N$. Nadal jednak wartości te znajdują się powyżej dopuszczalnych wartości ciśnienia dla cylindra pierwszego stopnia.

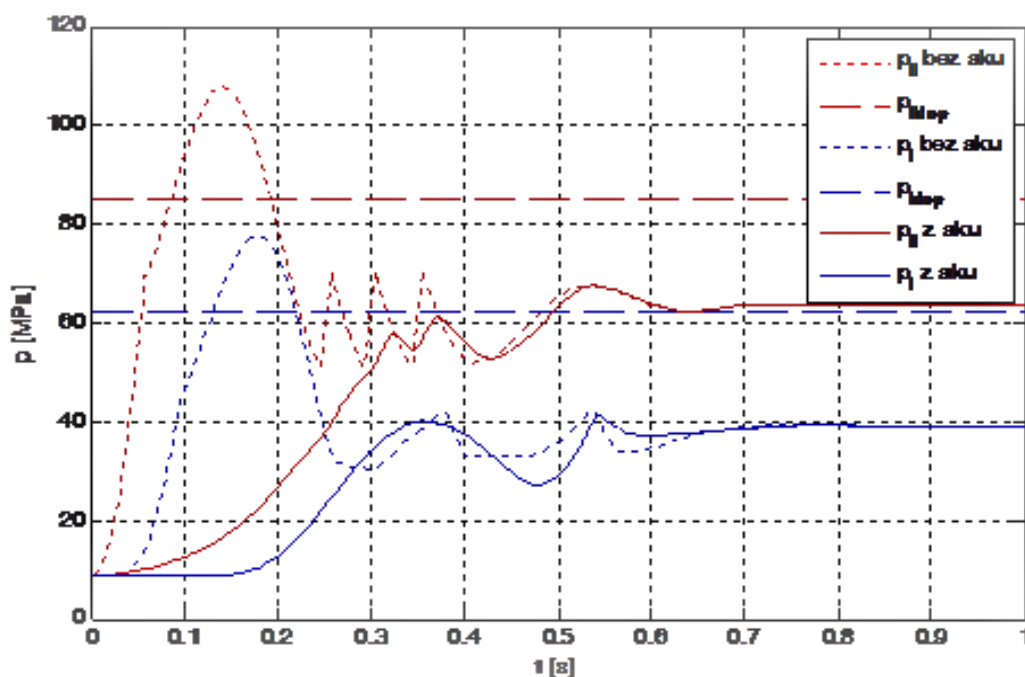
Ostatnim etapem badań symulacyjnych była analiza wpływu objętości instalacji hydraulicznej na przebiegi ciśnienia i jego maksymalne wartości. Zmiana objętości ma niewątpliwie wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia dp/dt . Jednak takie rozwiązanie posiada wadę polegającą na wzroście gabarytów instalacji. Efektywniejszym sposobem jest zastosowanie hydroakumulatorów. Na rysunku 14 przedstawiono wpływ pojemności akumulatora hydro-pneumatycznego na maksymalne wartości ciśnień w poszczególnych stopniach stojaka.



Rys. 14. Wpływ pojemności akumulatora hydro-pneumatycznego na maksymalne wartości ciśnień w poszczególnych stopniach stojaka [4]

Z wykresu zaprezentowanego na rysunku 14 można odczytać, że różne przedziały wielkości objętości akumulatora mają różny wpływ na zachowanie się układu. Poziomymi liniami przerywanymi zaznaczono wartości dopuszczalnych ciśnień. Natomiast przebiegi oznaczone kolorem czerwonym ilustrują maksymalne wartości ciśnień w funkcji objętości hydroakumulatora dla II stopnia teleskopowej podpory a na niebiesko I stopnia.

Z analizowanego rysunku wynika, że dla objętości hydroakumulatora wynoszącej 100 l ciśnienia w podporze hydraulicznej nie przekraczają dopuszczalnych wartości. Lepiej ten problem ilustruje rys. 15, na którym porównano przebiegi ciśnień w hydraulicznej podporze bez hydroakumulatora oraz z hydroakumulatorem.



Rys. 15. Przebiegi czasowe ciśnień dla $V_{0a} = 100 \text{ l}$ [źródło: opracowanie własne]

Na podstawie wygenerowanych przebiegów czasowych można odczytać, że akumulator o przyjętej objętości był w stanie zniwelować cały gwałtowny przyrost ciśnienia, a tym samym obniżyć szybkość przyrostu ciśnienia dp/dt .

7. Wnioski

Przedstawione badania symulacyjne pokazują, iż zmiana parametrów sprężyny w zaworze nie wpłynęła znacząco na maksymalne wartości ciśnień. Natomiast zastosowanie akumulatora hydraulicznego może w znaczący sposób zniwelować maksymalne wartości ciśnień w poszczególnych stopniach stojaka, a co za tym idzie uchronić cylindry poszczególnych stopni przed zniszczeniem.

Zastosowanie akumulatorów hydraulicznych w układach stojaków podpór może być rozwiązaniem problemu „blokady hydraulicznej” zaworów upustowych w podporach górniczych. Zjawisko to jest problemem, ponieważ wraz ze wzrostem podporności stojaków rosną ich średnice, a co za tym idzie objętość cieczy roboczej pod tłokiem. Obecnie zawory nie są w stanie odprowadzić w dostatecznie krótkim czasie odpowiedniej ilości cieczy roboczej dla zapewnienia wymaganego zsuwu stojaka. Tu zastosowanie znajduje akumulator hydrauliczny, który przejmuje nadmiar cieczy roboczej i nie dopuszcza do zniszczenia stojaka.

Literatura

1. Domagała Z.: Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej, *Maszyny Górnicze* 4/2009.
2. Domagała Z., Marianowski J.: Modelowanie i weryfikacja zjawisk dynamicznych zachodzących w teleskopowych stojakach hydraulicznych, *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*, Gliwice 2013.
3. Jaszczuk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne. Śląsk. Wydawnictwo Naukowe, Katowice 2007.
4. Kamiński G.: Analiza zjawisk dynamicznych zachodzących w dwuteleskopowym stojaku hydraulicznym. Wrocław 2015
5. Praca zbiorowa, „Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechanizacyjne dla górnictwa”, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008.
6. Praca zbiorowa do redakcją A. Kidybańskiego, „Stateczność górotworu i obudowy przy łącznym obciążeniu statycznym i dynamicznym”, Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2009.
7. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2000.
8. Stryczek S.: Układy hydrauliczne Tom I. Elementy i Tom II Układy. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.

PRZYRZĄDY POMIAROWE W DIAGNOSTYCE NAPĘDÓW HYDROSTATYCZNYCH

Ryszard Dindorf - Politechnika Świętokrzyska, dindorf@tu.kielce.pl,

Piotr Woś - Politechnika Świętokrzyska, wos@tu.kielce.pl,

Jerzy Wołkow - Politechnika Krakowska

1. Wprowadzenie

Warunki eksploatacji napędów hydrostatycznych mają wpływ na ich pracę, trwałość i niezawodność działania. Wysokie wymagania dotyczące sprawności i dokładności realizowanych zadań, duży koszt maszyn i urządzeń oraz bezpieczeństwo pracy powodują, że niezbędna jest szybka i wiarygodna informacja o stanie technicznym napędów hydraulicznych [3], [4]. Taką informację można uzyskać podczas pomiaru diagnostycznego podstawowych parametrów hydromechanicznych: ciśnienia, natężenia przepływu i temperatury oleju; elektrycznych: częstotliwości, natężenia, napięcia i mocy prądu, akustycznych: natężenia hałasu emitowanego przez elementy hydrauliczne, a także termowizyjnych. Celem diagnostyki jest określenie zdolności do pracy, stanu zużycia, nieprawidłowości działania, uszkodzenia lub awarii urządzenia hydraulicznego. Jednym z podstawowych zagadnień jest wybór sygnałów diagnostycznych i częstotliwość pomiarów, które umożliwiają w sposób wiarygodny i optymalny identyfikację stanów funkcjonalnych i eksploatacyjnych układu hydraulicznego. W wyniku przeprowadzonej diagnostyki można podjąć odpowiednie środki zapobiegawcze lub naprawcze napędu hydraulicznego. Stan techniczny napędów hydraulicznych można określić bezpośrednio na podstawie badań jego elementów (pomp, silników, siłowników, zaworów, filtrów, zbiorników, instalacji) po demontażu układu lub pośrednio na podstawie badań diagnostycznych, polegających na obserwacji i pomiarze parametrów układu hydraulicznego w miejscu jego pracy. Porównując zmiany wartości parametrów w odniesieniu do wartości parametrów nominalnych, maksymalnych lub wzorcowych (zalecanych przez producentów w dokumentacji technicznej lub zamieszczonych w ich katalogach firmowych) ocenia się stan techniczny układu hydraulicznego. Diagnostyka napędu hydraulicznego wymaga zwykle od kilku do kilkunastu pomiarów parametrów hydromechanicznych, elektrycznych i akustycznych, a także ciągłej obserwacji jego działania w czasie eksploatacji. Warunki eksploatacji mają duży wpływ na prawidłową pracę, trwałość i niezawodność działania układów hydraulicznych.

Na eksploatację układów hydraulicznych mają wpływ:

Środowisko pracy: temperatura otoczenia, atmosfera (wilgotność, zapylenie, opady atmosferyczne), drgania.

Warunki pracy: cykl pracy, przeciążenie, natężenie pracy (praca ciągła, przerywana, dorywcza), temperatura i zanieczyszczenia oleju.

Obsługa: dostępne zaplecze techniczne, diagnostyczne i naprawcze, kwalifikacje osób naprawiających i obsługujących.

Przy obsłudze układów hydraulicznych należy przestrzegać zasady, aby wszystkie zabiegi i czynności były wykonane prawidłowo i we właściwym czasie, zgodnie z zaleceniami producentów, instrukcją obsługi, normami itp.

Typowe czynności obsługowe napędów hydraulicznych:

1. Sprawdzenie poziomu cieczy roboczej w zbiorniku.
2. Sprawdzenie wymienników ciepła (chłodnicy).
3. Sprawdzenie temperatury cieczy roboczej.
4. Sprawdzenie czystości cieczy roboczej.
5. Sprawdzenie stanu zanieczyszczenia filtrów.
6. Sprawdzenie szczelności zewnętrznej.
7. Sprawdzenie ciśnienia.
8. Sprawdzenie stanu akumulatorów hydraulicznych.
9. Sprawdzenie poziomu hałasu.

Firma Bosch Rexroth zaleca 5 kroków dla skutecznej ochrony systemów hydraulicznych [7]:

1. Przefiltruj nową ciecz roboczą przed napełnieniem zbiornika lub układu. Nowa ciecz robocza nie jest od razu gotowa do użycia w układzie hydraulicznym.
2. Dostosuj czystość cieczy do wymagań układu. Poznaj wymagania producenta maszyny i upewnij się, że wybrany stopień filtracji spełnia te wymagania.
3. Przy projektowaniu układu hydraulicznego zwróć uwagę na łatwy dostęp do filtrów, w przeciwnym razie obsługa i wymiana wkładów filtrujących filtrów będzie utrudniona,
4. Ułóż plan obsługi w oparciu o wymagania eksploatacyjne układu, warunki środowiskowe (gdzie i jak często system jest eksploatowany) oraz projekt filtracji danego układu.
5. Oczyszczyć powierzchnie sąsiadujące z filtrem przed jego wymianą, pomoże to zapobiec przedostaniu się cząsteczek zanieczyszczeń do układu.
6. Każde najdrobniejsze uszkodzenie, usterkę lub nieprawidłowość działania układu hydraulicznego należy niezwłocznie usunąć przez odpowiednie zabiegi regulacyjne lub naprawcze. Nie usunięta w porę usterka, nie wymieniony w zalecany czasie olej oraz trudne warunki eksploatacyjne mogą być przyczyną poważnego uszkodzenia elementów, zespołów lub układów hydraulicznych oraz awarii całego urządzenia. Miarą stanu układu hydraulicznego może być poziom zanieczyszczeń w oleju, który określa się dopuszczalną ilością i rozmiarem cząstek w 100 ml oleju. Poziom zanieczyszczeń w oleju jest bardzo ważny z punktu widzenia niezawodnej, efektywnej i ekonomicznej oraz długotrwałej pracy układów hydraulicznych.

Typowe usterki napędów hydraulicznych:

1. Pękanie przewodów na skutek zewnętrznych uszkodzeń mechanicznych, zmęczenia i starzenia materiału, a także utrzymywanie zbyt wysokiego ciśnienia.
2. Utrata drożności filtrów, zaworów i przewodów spowodowana ich uszkodzeniem oraz zarastaniem szczelin w wyniku zanieczyszczenia i starzenia oleju hydraulicznego.
3. Obniżenie sprawności, wydajności i mocy pomp i silników hydraulicznych na skutek ich zużycia oraz wzrostu strat objętościowych i hydrauliczno-mechanicznych.
4. Uszkodzenie zmęczeniowe elementów pomp i silników oraz pękanie ich korpusów na skutek przekroczenia dopuszczalnego obciążenia.
5. Zmniejszenie mocy hydraulicznej układu na skutek uszkodzenia, wadliwego działania, niewłaściwego sterownia i zużycia pompy lub regulatora zasilacza hydraulicznego.

6. Utrata szczelności wewnętrznej i zła charakterystyka zaworów na skutek zużycia, zawieszenia elementu ruchomego (grzybka, tłoczka, suwaka), zmiany charakterystyki sprężyny oraz pęknięcia zmęczeniowego korpusu zaworu.
7. Utrudnione lub niemożliwe sterowanie układu hydraulicznego spowodowane zużyciem i utratą szczelności wewnętrznej suwaków rozdzielaczy, zmęczeniem materiału, uszkodzeniem elektromagnesów, dużym ciśnieniem.
8. Przecieki zewnętrzne na połączeniach przewodów oraz na tłoczyskach siłowników w skutek zużycia uszczelnień lub zarysowania gładzi tłoczyska.

2. Przyrządy pomiarowe stosowane w diagnostyce napędów hydrostatycznych

Sprawdzenie i kontrolę działania napędów hydraulicznych przeprowadza się na stanowiskach badawczych i laboratoryjnych lub w warunkach eksploatacyjnych za pomocą przenośnych zestawów pomiarowych [2]. Elektroniczne systemy pomiarowe stosowane w diagnostyce napędów hydraulicznych składają się z przetworników pomiarowych, elektronicznego urządzenia pomiarowego, programu komputerowego i oprzyrządowania. System pomiarowy służy do przetwarzania sygnałów, z przetworników pomiarowych na informacje do wyświetlania i zapamiętywania, z możliwością ich dalszego przetwarzania, wyznaczania krzywych pomiarowych, tworzenia protokołu pomiarowego, drukowania danych lub ich przesyłania do komputera. Programy komputerowe wyposażone są także w dodatkowe funkcje umożliwiające: określenie warunków pomiaru (np. zakres temperatury oleju, różnicy ciśnień), powiększanie odcinka krzywej pomiarowej i przeprowadzenie identyfikacji pomiarów. Zaletą zestawów pomiarowych jest równoczesny pomiar kilku wielkości fizycznych: ciśnienia, różnicy ciśnień, temperatury, objętościowego lub masowego natężenia przepływu, częstotliwości obrotów. Przenośne przyrządy pomiarowe, oprócz rejestracji aktualnych wartości parametrów z częstotliwością $1\text{--}100\text{ ms}^{-1}$, mogą także odczytywać ich wartości średnie, maksymalne i minimalne, a także różnice ze wskazań dwóch przetworników tego samego typu (np. różnicę ciśnień).

Do podstawowych zadań systemu pomiarowego, stosowanego w badaniach napędów hydraulicznych, należy:

- pomiar wielkości fizycznych (ciśnienia, różnicy ciśnień, natężenia przepływu, temperatury, częstotliwości), wyświetlenie i rejestracja wyników pomiaru,
- przesyłanie wyników pomiaru do dalszego przetworzenia: protokołowania, archiwizacji i wizualizacji graficznej,
- opracowanie matematyczne wyników pomiaru,
- wykorzystanie wyników pomiaru do diagnostyki napędów hydraulicznych.

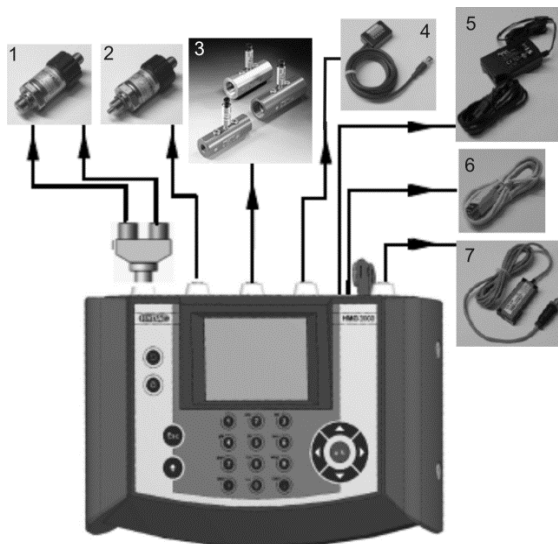
W badaniach stanowiskowych obowiązują ogólne wymagania:

- badania powinny być przeprowadzone w jasnym, czystym, suchym, ogrzewanym, oświetlonym i przewiewnym pomieszczeniu o temperaturze $+20 \pm 5^{\circ}\text{C}$,
- parametry kontrolne (ciśnienie, natężenie przepływu, temperaturę, prędkość obrotową) należy zmieniać płynnie, podobnie jak w warunkach eksploatacyjnych,
- przyrządy kontrolne (manometry, przepływomierze, termometry, obrotomierze itp.) powinny być dobrane do zakresów zmienności mierzonych parametrów,
- przyrządy pomiarowe nie powinny mieć większego błędu od zalecanych dokładności pomiaru dla danego parametru,
- do hydraulicznych układów pomiarowych należy włączyć zawór bezpieczeństwa zabezpieczający przed wzrostem ciśnienia powyżej wartości dopuszczalnej,

- temperatura w czasie pomiaru powinna być stała, temperatura jest kontrolowana w określonych punktach pomiarowych,
- wyniki pomiarów należy rejestrować po osiągnięciu warunków stanu ustalonego, dokonując serii odczytów w jednakowym przedziale czasu dla wszystkich mierzonych wielkości,
- za wynik pomiarów wielkości fizycznych przyjmuje się średnią arytmetyczną ze wszystkich pomiarów,
- należy wykonać odpowiednią liczbę odczytów wielkości mierzonych tak, aby ich rozkład w całym badanym zakresie był jednakowy,
- wszystkie wyniki pomiarów oraz wyniki obliczeń oparte na tych pomiarach należy przedstawić w formie graficznej.

2.1. Zestaw pomiarowy HMG 3000

Widok zestawu pomiarowego HMG 3000 z przetwornikami ciśnienia (*pressure transducers*), przetwornikiem temperatury (*temperature transducer*), przetwornikami przepływu objętościowego (*volume transducers*), czujnikiem prędkości obrotowej (*speed sensor*) oraz modulem sygnału wejściowego (UVM 3000 module to connect input signals), zasilaczem (*power supply*) i kablem USB (USB connection) zamieszczono na rysunku 1. Przyrząd pomiarowy HMG 3000 firmy Hydac umożliwia jednoczesny pomiar 10 wielkości fizycznych (8 kanałów analogowych, 2 wejścia cyfrowe). Do pomiarów wykorzystuje się przetworniki analogowe z wyjściowym sygnałem prądowym (0...20 mA, 4...20 mA) i sygnałem napięciowym (0...5 V, 1...5 V, 0...10 V, 0...50 V), 1 wejście do pomiaru napięcia - 10...+10 V, cyfrowy sygnał częstotliwościowy od 1 Hz do 30 kHz. Stała próbkowania pomiaru wynosi od 0,1 do 1 ms. Dla każdego przetwornika pomiarowego można ustawić odpowiedni zakres pomiarowy, np. dla ciśnienia od 0 do 40 MPa, temperatury od – 25 do 100 °C. W każdym aktywnym kanale pomiarowym można zarejestrować średnie, minimalne i maksymalne wartości mierzonych parametrów.



Rys. 1. Widok zestawu pomiarowego HMG 3000 [5]: 1 – przetworniki ciśnienia, 2 – przetwornik temperatury, 3 – przetwornik przepływu, 4 – moduł do podłączenia sygnału wejściowego, 5 - zasilacz, 6 – kabel połączeniowy USB, 7 – czujnik prędkości obrotowej

Przyrząd pomiarowy HMG 3000, oprócz podstawowej funkcji pomiarowej, polegającej na wyświetlaniu wartości mierzonej, ma także trzy funkcje specjalne:

- pomiar wartości szczytowych przy bardzo szybkich zmianach ciśnienia, występujących przy uderzeniach hydraulicznych i pulsacjach przepływu,
- pomiar z protokołem, polegający na uchwyceniu wartości pomiarowych, ich zapamiętaniu i wydrukowaniu w postaci tablicy,
- pomiar z krzywą pomiarową, polegający na uchwyceniu wartości pomiarowych, ich zapamiętaniu i wydrukowaniu w postaci krzywej pomiarowej.

Przyrząd pomiarowy HMG 3000 spełnia funkcję kilku mierników pomiarowych: ciśnieniomierza, przepływomierza, obrotomierza i termometru, dlatego musi być wyposażony w specjalne przetworniki pomiarowe z odpowiednim oprzyrządowaniem i oprogramowaniem HMGWIN 3000 lub CMWIN.

Z przyrządem pomiarowym HMG 3000 mogą współpracować różne przetworniki pomiarowe firmy HYDAC:

- przetworniki ciśnienia typu: HDA 4000 (0,5%, 0,3%) dla górnego zakresu ciśnienia: 0,6; 1,6; 6,0; 10,0; 25,0; 40,0 i 60,0 MPa,
- przetwornik temperatury typu: ETS 4000 dla zakresu temperatury od – 25 do 100 °C,
- przetworniki przepływu (przepływomierze turbinkowe) typu: EVS 3000 dla zakresów pomiarowych: 6...60 l/min; 40...600 l/min; 15...350 l/min,
- czujnik (sonda) prędkości obrotowej typu: HDS 1000 z zestawem folii refleksyjnych.

Zestaw adaptacyjny umożliwia realizację różnych kombinacji pomiarowych przydatnych szczególnie w diagnostyce napędów hydraulicznych. Łatwość przyłączenia przetwornika do układu hydraulicznego wynika z zastosowania złączek adaptacyjnych (*minimes*). Przyrząd pomiarowy HMG 3000 umożliwia bezpośrednie drukowanie wyników oraz ich przesyłanie do komputera w celu ich dalszej obróbki graficznej i matematycznej.

2.2. Zestaw pomiarowy Multi-Handy 2042

Przyrządy pomiarowe typu Multi-Handy firmy Hydrotechnik są elektronicznymi przyrządami do pomiaru ciśnienia statycznego, ciśnienia szczytowego, różnicy ciśnień, temperatury, objętościowego i masowego natężenia przepływu, częstotliwości obrotów. Widok zestawu pomiarowego Multi-Handy 2042 zamieszczono na rysunku 2. Firma Hydrotechnik produkuje również takie elektroniczne przyrządy pomiarowe, jak: Multi-Handy 3010, Multi-Handy 3050, Mult-Test 4020, Multi-System 5000, których możliwości pomiarowe są porównywalne z przyrządem HMG 3000 firmy HYDAC.



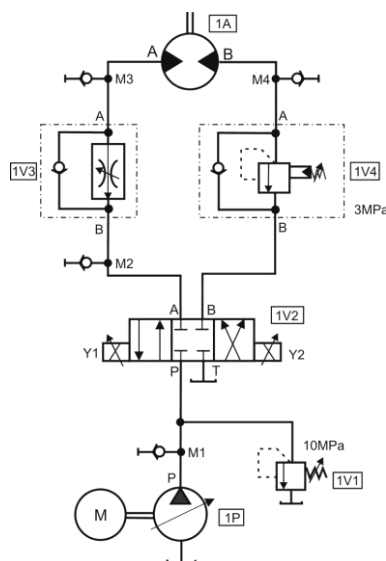
Rys. 2. Widok zestawu pomiarowego Multi-Handy 2042 [6]

Przyrząd Multi-Handy 2042 ma dwa kanały pomiarowe do podłączenia dwóch przetworników pomiarowych z wyjściowym sygnałem analogowym od 0 do 20 mA lub od 4 do 20 mA. Ogranicza to ilość pomiarów prowadzonych równocześnie. Do pomiaru natężenia przepływu i prędkości obrotów z wyjściowym sygnałem częstotliwościowym służy dodatkowy przetwornik częstotliwościowo – prądowy (F/I). Do przyrządu pomiarowego Multi-Handy 2045 można podłączyć przetworniki pomiarowe innych firm pod warunkiem wyprowadzenia sygnału analogowego od 0 do 20 mA lub od 4 do 20 mA przy zasilaniu prądem o napięciu od 14,4 do 30 VDC. Z przyrządem pomiarowy Multi-Handy 2042 mogą współpracować różne przetworniki pomiarowe firmy Hydrotechnik, np.:

- przetworniki ciśnienia typu HD dla zakresów pomiarowych: 0...6; 0...20; 0...40; 0...60 MPa,
- przetwornik temperatury typu HT dla zakresu pomiarowego od -50 do 200°C,
- przepływomierze turbinkowe typu RE3 dla zakresów pomiarowych: 7,5...75; 15...300; 25...600 l/min,
- przepływomierze turbinkowe typu RE4 dla zakresów pomiarowych: 1,0...10; 7,7...75; 15...300; 25...600 l/min,
- przepływomierze zębate typu GFM dla zakresów pomiarowych: 0,005...1; 0,05...5; 0,2...30; 0,7...70 i 3,0...300 l/min.
- sonda obrotowa typu DS03 z zestawem folii refleksyjnych.

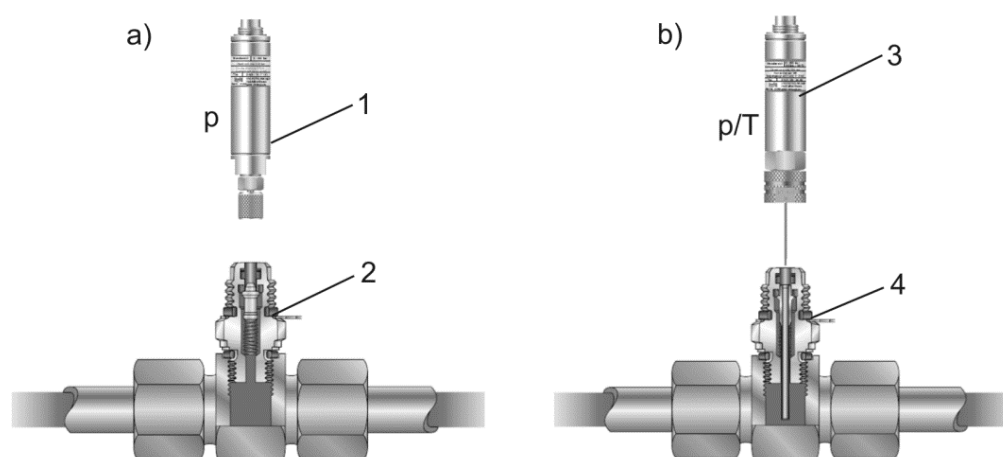
3. Punkty pomiarowe w układach hydrostatycznych

Na rysunku 3 zamieszczono schemat układu hydraulicznego zgodny z normą PN-ISO 1219-2, na którym wyszczególnione zostały punkty pomiarowe ciśnienia M1-M4 typu „minimes”.



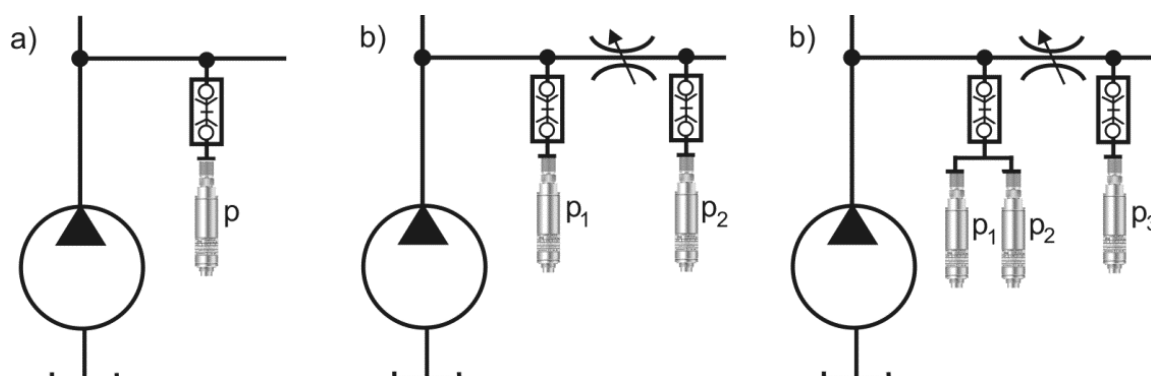
Rys. 3. Schemat układu hydraulicznego z wyszczególnionymi punktami pomiarowymi ciśnienia M1-M4 typu „minimes” [1]

Miejsca pomiaru ciśnienia w układach hydraulicznych zależą od wymagań regulacyjnych i potrzeb badawczych i diagnostycznych. W punkcie M1 mierzy się ciśnienie zasilania pompy 1P ustalone zaworem przelewowym 1V1, w punktach M2 i M3 mierzy się różnice ciśnień w na regulatorze przepływu 1V3, a w punkcie M4 mierzy się ciśnienie na wylocie silnika 1A ustalone ciśnieniowym zaworem hamującym 1V4. Punkt pomiarowy ciśnienia z wykorzystaniem przetwornika p i złączki pomiarowej ciśnienia typu „minimes” zamieszczono na rysunku 4a, a punkt pomiarowy ciśnienia i temperatury z wykorzystaniem przetwornika p/T oraz złączki pomiarowej ciśnienia i temperatury typu „minimes” zamieszczono na rysunku 4b.



Rys. 4. Punkty pomiarowe [1]: a) ciśnienia p , b) ciśnienia i temperatury p/T : 1 – przetwornik ciśnienia p , 2 – złączka pomiarowa (minimes) ciśnienia, 3 – przetwornik ciśnienia i temperatury p/T , 4 – złączka pomiarowa (minimes) ciśnienia i temperatury

Na rysunku 5 zamieszczono typowe miejsca pomiaru ciśnienia w układach hydraulicznych: pomiar ciśnienia p w jednym miejscu (rys. 5a), pomiar różnicy ciśnień $\Delta p = p_1 - p_2$ w dwóch miejscach (rys. 5b), pomiar różnicy ciśnienia $\Delta p = p_{12} - p_3$ w dwóch miejscach z uśrednieniem ciśnienia $p_{12} = (p_1 + p_2)/2$.



Rys. 5. Pomiar ciśnienia w jednym miejscu (a), w dwóch miejscach (b) i (c) [1]

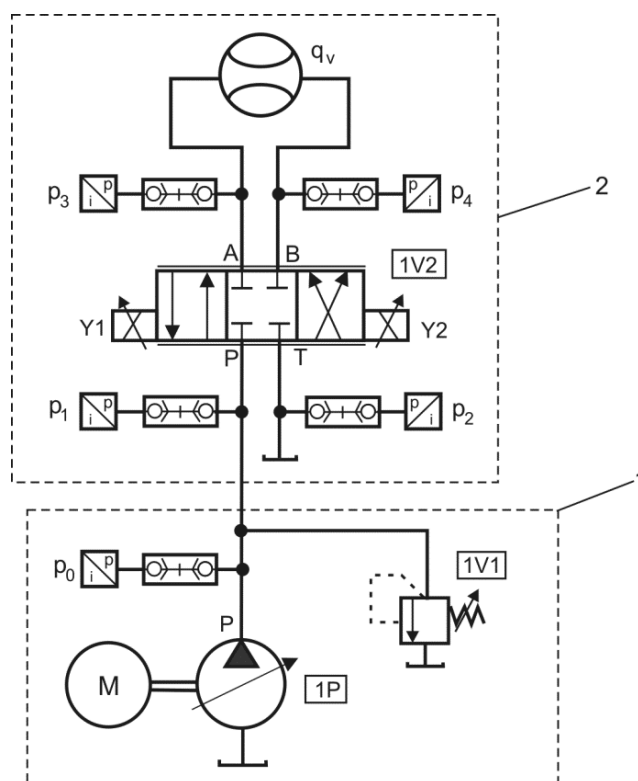
Do pomiaru objętościowego natężenia przepływu (strumienia objętości) w układach hydraulicznych stosowane są przepływomierze o różnej zasadzie działania. Schemat układu pomiarowego charakterystyk statycznych proporcjonalnego zaworu rozdzielającego z przetwornikami ciśnienia i przepływomierzem zamieszczono na rysunku 6.

Do pomiaru objętościowego natężenia przepływu wykorzystuje się następujące przepływomierze:

- Przepływomierze komorowe, których zasada pomiaru polega na przetłaczaniu określonej objętości płynu o niezmienniej objętości i ich zliczaniu. Do tych przepływomierzy należą: przepływomierz z tłokiem pierścieniowym, przepływomierz nieckowy, przepływomierz z tłokiem wahlowymi, przepływomierz zębaty, przepływomierz z tłokami owalnymi, przepływomierz śrubowy.

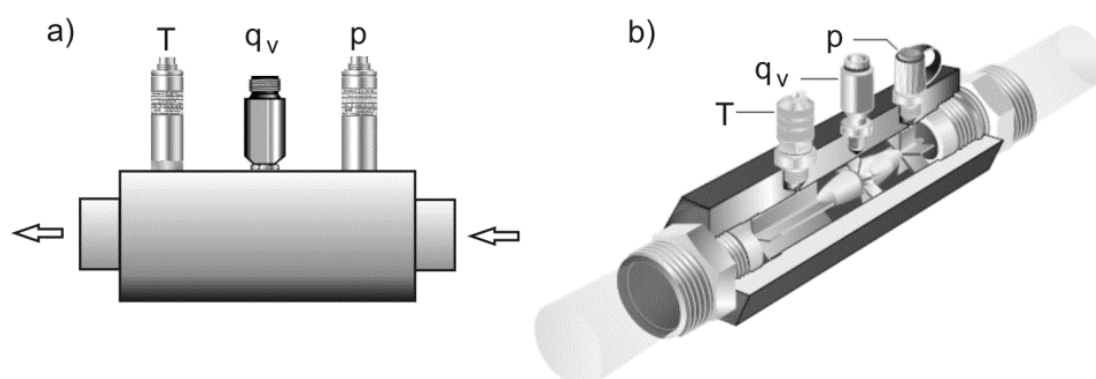
- Przepływomierze wirnikowe, których zasada pomiaru polega na zliczaniu częstotliwości obrotów lub prędkości obrotów wirnika. Do tych przepływomierzy należą: przepływomierz z tłokiem śrubowym i przepływomierz turbinowy.
- Przepływomierze pływakowe, w których wykorzystuje się zmianę strumienia przepływu w zależności od spadku ciśnienia w miejscu dławienia. Pozorny ciężar pływaka równoważony jest siłą ciężkości lub siłą sprężyny. Przepływomierz pływakowy o swobodnie wirującym pływaku nazywany jest rotometrem.
- Przepływomierze zwężkowe, określane jako dławieniowe, działają na zasadzie spadku ciśnienia. W przepływomierzach tych do pomiaru ciśnienia różnicowego (różnicy ciśnień) stosuje się kryzy lub dysze (znormalizowane lub Venturiego).

Do pomiaru objętościowego natężenia przepływu q_v (m^3/s , l/min) w układach hydraulicznych wykorzystuje się najczęściej przepływomierze komorowe (zębate) i przepływowe (turbinkowe) z przetwornikami częstotliwościowymi, w których natężenie przepływu jest proporcjonalne do częstotliwości obrotu elementu roboczego przepływomierza, $f \sim q_v$. Sygnał częstotliwości f (Hz) jest następnie przetwarzany w przetworniku f/i na sygnał prądowy i (4-20 mA), tak więc w przyrządzie pomiarowym mierzy się pośrednio $q_v(i)$.

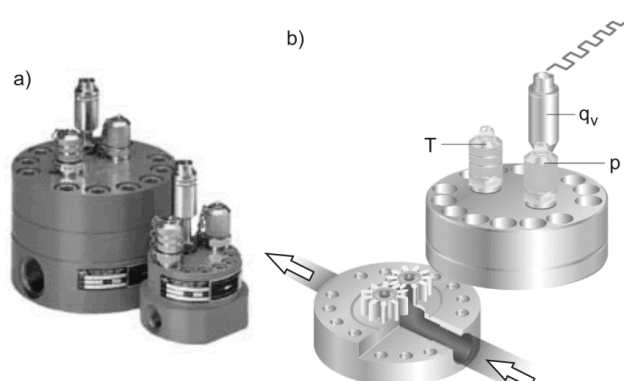


Rys. 6. Schemat układu pomiarowego charakterystyk statycznych proporcjonalnego zaworu rozdzielającego [1]: 1 – zasilacz hydrauliczny, 2 – układ pomiarowy

Przepływomierze firmy Hydrotechnik umożliwiają oprócz pomiaru natężenia przepływu q_v także pomiar ciśnienia p i temperatury T . Na rysunku 7 zamieszczono schemat i przekrój przepływomierza turbinowego, a na rysunku 8 widok i przekrój przepływomierzy zębatach.

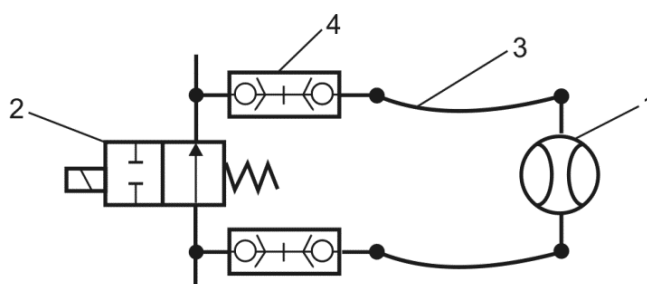


Rys. 7. Schemat (a) i przekrój (b) przepływomierza turbinowego firmy Hydrotechnik [6]



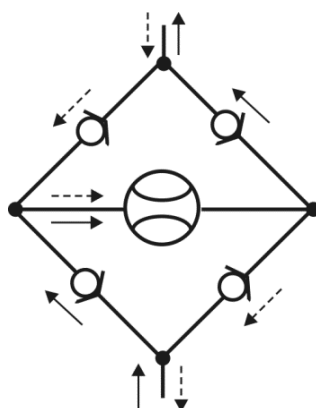
Rys. 8. Widok (a) i przekrój (b) przepływomierza zębatego firmy Hydrotechnik [6]

Przepływomierze nie są włączane bezpośrednio do przewodów zasilających układu hydraulicznego, tylko na ich odgałęzieniu (równolegle) do miejsca pomiaru natężenia przepływu. Przepływomierze włącza się do układu hydraulicznego przewodami elastycznymi. Na rysunku 9 zamieszczono schemat włączenia przepływomierza do układu hydraulicznego z zaworem odcinającym 2/2 normalnie otwartym, zamykanym elektromagnetycznie.



Rys. 9. Schemat włączenia przepływomierza do układu hydraulicznego [1]: 1 - przepływomierz, 2 - zawór odcinający 2/2 normalnie otwarty, 3 - przewód elastyczny, 4 - szybkozłączki

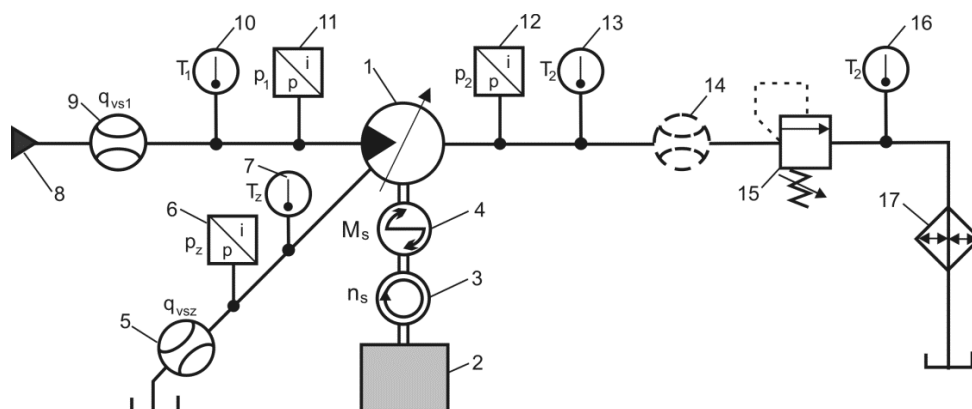
Ponieważ przepływomierze mają zwykle jeden kierunek przepływu, dlatego dla umożliwienia pomiaru natężenia przepływu w dwóch kierunkach włącza się przepływomierz do hydraulicznego układu Graetza. Schemat hydraulicznego układu Graetza z przepływomierzem i zaworami zwrotnym zamieszczono na rysunku 10.



Rys. 10. Schemat hydraulicznego układu Graetza z przepływomierzem

4. Przykład znormalizowanego układu pomiarowego silników wyporowych

Na rysunku 11 zamieszczono przykładowy schemat znormalizowanego układu pomiarowego, według normy ISO 4409: 2007, do badania hydraulicznych silników wyporowych z obiegiem otwartym [8].



Rys. 11. Schemat układu pomiarowego do badania silnika wyporowego [8]: 1 – silnik wyporowy, 2 – obciążenie masowe silnika, 3 – obrotomierz, 4 – momentomierz, 5 – przepływomierz, 6 – przetwornik ciśnienia, 7 – czujnik temperatury, 8 – regulowane źródło zasilania, 9 – przepływomierz, 10 – czujnik temperatury, 11 – przetwornik ciśnienia, 12 – przetwornik ciśnienia, 13 – czujnik temperatury, 14 – alternatywny przepływomierz, 15 – zawór ciśnieniowy przelewowy, 16 – czujnik temperatury, 17 – wymiennik ciepła

W wyniku przeprowadzonych pomiarów wyznacza się charakterystyki silnika wyporowego: rzeczywistą chłonność q_{vs1e} , sprawność całkowitą (ogólną) η_{cs} , sprawność objętościową η_{vs} , sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{hms} , moment M_{ms} w funkcji prędkości obrotowej n_s na wale silnika dla różnych wartości ciśnienia p_1 . W przypadku badania silnika regulowanego wyznacza się charakterystyki dla 25, 50, 75 i 100% chłonności silnika.

Rzeczywiste (efektywne) natężenie przepływu:

– na dopływie silnika (chłonność):

$$q_{vs1e} = q_{vs1} \left[1 - \left(\frac{p_1 - p_{s1}}{K_T} \right) + \alpha (T_1 - T_{s1}) \right] + q_{vs2} \left[1 - \left(\frac{p_z - p_{sz}}{K_T} \right) + \alpha (T_z - T_{sz}) \right] \quad (1)$$

gdzie: q_{vs1} – natężenie mierzone na dopływie silnika w m³/s,

p_1 – nadciśnienie zmierzone w przewodzie dopływowym silnika w Pa,

T_1 – temperatura zmierzona w przewodzie dopływowym silnika w K,

p_{s1} – średnie nadciśnienie zmierzone w przewodzie dopływowym silnika w Pa,

T_{s1} – średnia temperatura zmierzona w przewodzie dopływowym silnika w K,

q_{vs1} – natężenie mierzone w przewodzie spustowym silnika w m³/s,

p_z – nadciśnienie zmierzone w przewodzie spustowym silnika w Pa,

T_z – temperatura zmierzona w przewodzie spustowym silnika w K,

p_{sz} – średnie nadciśnienie zmierzone w przewodzie spustowym silnika w Pa,

T_{sz} – średnia temperatura zmierzona w przewodzie spustowym silnika w K,

K_T – izotermiczny sekansowy (sieczny) moduł ściśliwości Pa,

α – współczynnik rozszerzalności objętościowej w 1/K.

– na wypływie z silnika:

$$q_{vs2e} = q_{vs2} \left[1 - \left(\frac{p_2 - p_{s2}}{K_T} \right) + \alpha (T_2 - T_{s2}) \right] \quad (2)$$

gdzie: q_{vs2} – natężenie mierzone na wypływie silnika w m³/s lub obliczane według wzoru,

$$q_{vs2} = q_{vs1} - q_{vs2e} \quad (3)$$

p_2 – nadciśnienie mierzone w przewodzie odpływowym z silnika w Pa,

T_2 – temperatura mierzona w przewodzie odpływowym z silnika w K,

p_{s2} – średnie nadciśnienie mierzone w przewodzie odpływowym z silnika w Pa,

T_{s2} – średnia temperatura mierzona w przewodzie odpływowym z silnika w K.

Efektywna moc hydrauliczną silnika:

$$P_{hs1} = q_{vs1e} p_1 \quad (4)$$

Współczynnik sprawności całkowitej (ogólnej) silnika wyporowego określa się jako stosunek mocy mechanicznej do mocy hydraulicznej:

$$\eta_{cp} = \frac{P_{ms}}{P_{hs}} = \frac{2 \pi n_s M_s}{q_{vs1e} p_1 - q_{vs2e} p_2} \quad (5)$$

gdzie: P_{hs} – moc hydrauliczna silnika w W,

P_{ms} – moc mechaniczna na wale silnika w W,

n_s – prędkość obrotowa na wale silnika w obr/s,

M_s – moment obrotowy na wale silnika w Nm.

Sprawność objętościową silnika wyporowego określa się jako stosunek chłonności teoretycznej do chłonności rzeczywistej:

$$\eta_{vs} = \frac{V_s n_s}{q_{vs1e}} \quad (6)$$

gdzie: V_s – objętość robocza pompy w $\text{m}^3/\text{obr.}$

Sprawność hydrauliczno-mechaniczną silnika wyporowego określa się wzorem:

$$\eta_{hms} = \frac{M_s}{M_{st}} = \frac{2 \pi}{(p_1 - p_2) V_s} M_s \quad (7)$$

gdzie: M_s – rzeczywisty moment na wale silnika mierzony momentomierzem w Nm,

M_{st} – teoretyczny moment na wale silnika w Nm,

$$M_{st} = \frac{(p_1 - p_2) V_s}{2 \pi} \quad (8)$$

5. Podsumowanie

Diagnostyka napędów hydraulicznych polega na ciągłym, okresowym lub sporadycznym pomiarze jego parametrów. Pomiary diagnostyczne dają użytkownikowi informację o stanie technicznym lub wystąpieniu zagrożenia, uszkodzenia lub awarii napędu hydraulicznego. Diagnostyka napędu hydraulicznego pozwala także na ocenę stanu technicznego całego urządzenia, np. górniczego, technologicznego, transportowego, budowlanego lub rolniczego. Pomiar diagnostyczny polega na pomiarze dużej liczby parametrów w różnych punktach układu hydraulicznego. Do pomiarów diagnostycznych układu hydraulicznego wykorzystuje się różne czujniki i przetworniki pomiarowe (ciśnienia, temperatury, natężenia przepływu, częstotliwości), które mogą być podłączone jednocześnie za pomocą zestawu adaptacyjnego do jednego elektronicznego przyrządu pomiarowego. Diagnostykę napędów hydraulicznych prowadzi się nie tylko przez pomiar podstawowych parametrów hydromechanicznych, a ale także przez obserwację stanu pomp, silników, zaworów, uszczelnienia, instalacji, zbiornika oraz innych elementów hydraulicznych i elektrycznych oraz badanie czystości oleju i zanieczyszczenia filtrów hydraulicznych, a także przez pomiar natężenia hałasu emitowanego przez różne elementy hydrauliczne. Pomiary diagnostyczne służą do oceny stanu eksploatacji napędów hydraulicznych oraz do określenia poziomu bezpieczeństwa funkcjonalnego hydraulicznego układu sterowania.

Literatura

1. Dindorf R., Woś P.: Przetworniki i układu pomiarowe w systemach hydraulicznych i pneumatycznych. Monografie, Studia, Rozprawy M63. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskie, Kielce 2014.
2. Dindorf R.: Elektroniczne przyrządy pomiarowe do diagnostyki napędów hydraulicznych. Maszyny Górnicze, nr 2, 2002, ss.29-33.
3. Dörp A., W. Dücker W.: Messtechnik in der Hydraulik. VDE Verlag, Berlin 1998.
4. Messen in der Fluidtechnik. Vereinigte Fachverlage, Mainz 1987.
5. Przyrząd pomiarowy HMG-3000. Hydac.
6. Przyrząd pomiarowy Multi-Handy 2042. Hydrotechnik.
7. Czystość cieczy roboczej: 5 porad, które pomogą chronić twoje systemy. The Drive & Control Company. Bosch Rexroth Group.
8. Norma ISO 4409: 2007: Hydraulic fluid power — Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions — Methods of testing and presenting basic steady state performance.

PRZETWORNIKI POMIAROWE W SERWONAPĘDACH ELEKTROHYDRAULICZNYCH

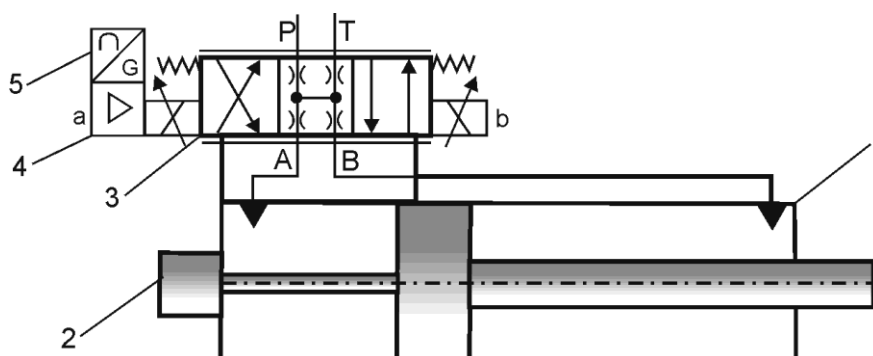
Ryszard Dindorf - Politechnika Świętokrzyska

Piotr Woś - Politechnika Świętokrzyska

Jerzy Wołkow - Politechnika Krakowska

1. Wprowadzenie

Serwonapędy elektrohydrauliczne stosowane są głównie jako układy pozycjonowania dla ruchów prostoliniowych. Są to układy, w których zmiana położenia, prędkości i przyspieszenia elementu wykonawczego odnosi się do zmieniającego się obciążenia technologicznego [4]. Na rysunku 1 przedstawiono zintegrowany serwonapęd hydrauliczny z przetwornikami pomiarowymi [3]. Pojedyncza zintegrowana oś elektrohydrauliczna składa się z siłownika typu CS zintegrowanego wewnętrznie z magnetostrykcyjnym systemem pomiaru położenia Novostriptive® oraz zintegrowanego zewnętrznie z 4/3 rozdzielaczem regulacyjnym sterowanym bezpośrednio typu 4WRSE z pomiarem przemieszczenia suwaka sterującego za pomocą przetwornika indukcyjnego.

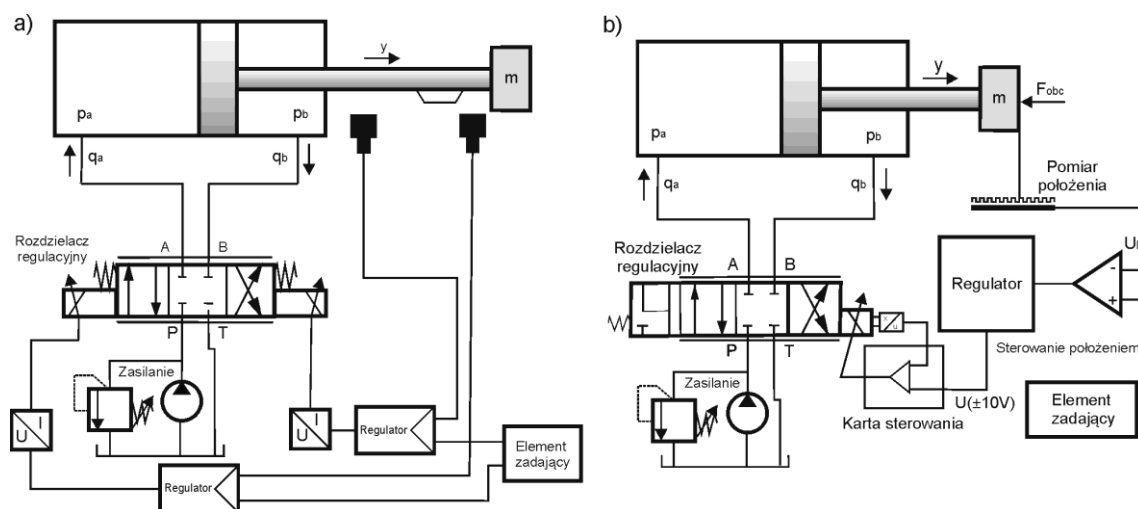


Rys. 1. Schemat zintegrowanego serwonapędu hydraulicznego: 1 – siłownik, 2 – przetwornik położenia, 3 – rozdzielacz regulacyjny, 4 – regulator, 5 – przetwornik indukcyjny

Sterowanie pozycyjne napędów elektrohydraulicznych realizowanych w serwotechnice można podzielić na dwa podstawowe rozwiązania [5]:

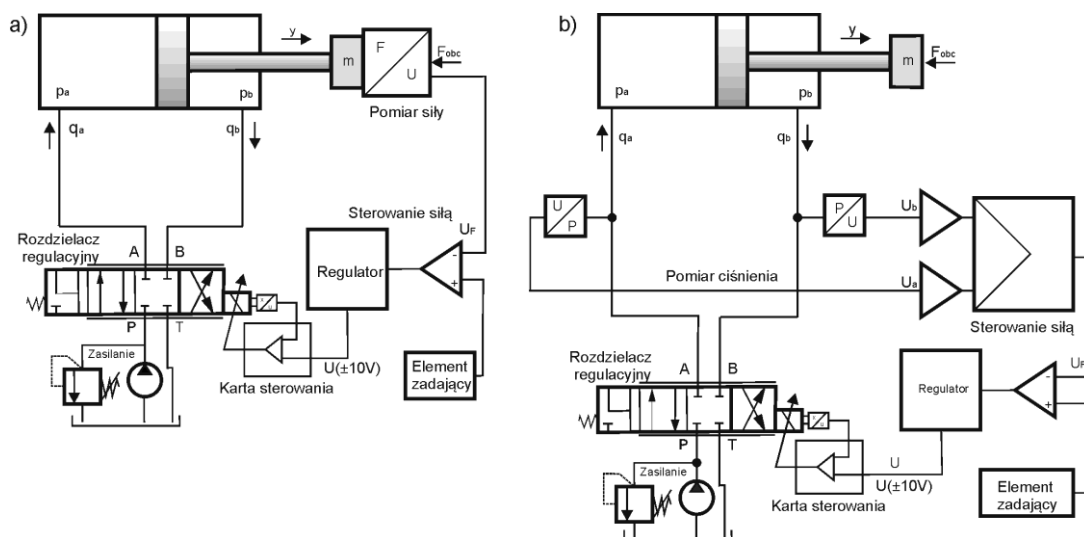
- serwomechanizmy pozycyjne z hamowaniem w funkcji przemieszczenia,
- serwomechanizmy dławieniowe z regulacją położenia.

W układach sterowania z hamowaniem w funkcji przemieszczenia wykorzystuje się pomiar położenia tłoczyska siłownika poprzez krańcowe czujniki zbliżeniowe (rys. 2a). W układach napędowych z ciągłym pomiarem położenia elementu wykonawczego (rys. 2b) stosuje się ciągły pomiar położenia tłoczyska siłownika wprowadzony do karty sterowania zaworu, w której znajduje się moduł sprzężony z układem pomiarowym położenia suwaka rozdzielacza. Karta taka zawiera zazwyczaj standardowo klasyczne regulatory P, PD lub PID, układy korekcji nieliniowości, ograniczenia histerezy i narastania sygnału sterującego, kompensacji zera itp. [7].



Rys. 2. Schemat układu ze sterowaniem pozycyjnym: a) za pomocą czujników krańcowych, b) z pomiarem ciągłym

W przypadku, gdy siłę oporu technologicznego i ciśnienia w komorach siłownika można przedstawić jako zmienne stanu, to wtedy stosuje się układy pomiarowe przedstawione na rysunku 3. Schemat blokowy sterowania przypomina serwomechanizm z regulacją położenia, tylko że zamiast czujnika położenia stosuje się czujniki siły lub ciśnienia.

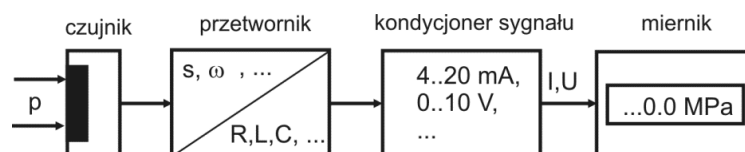


Rys. 3. Schemat układu regulacji z pomiarem: a) siły, b) ciśnienia

2. Pomiar ciśnienia

W zależności od wybranego poziomu odniesienia w technice mierzy się ciśnienie bezwzględne, ciśnienie względne i ciśnienie różnicowe. W praktyce przetwarzanie ciśnienia na sygnał pomiarowy jest wielostopniowe. Przetwornik ciśnienia składa się z czterech podstawowych elementów - zespołów (rys. 4) [6]:

- *czujnika*, który przekształca ciśnienie p na odpowiednią wielkość fizyczną (odkształcenie, przesunięcie),
- *przetwornika pomiarowego*, przetwarzającego fizyczny sygnał wejściowy na wielkość elektryczną,
- *kondycjonera sygnału*, standaryzującego sygnał wyjściowy z przetwornika (napięcie lub natężenie prądu),
- *miernika*, przetwarzającego sygnał elektryczny na czytelny zestaw znaków z jednostką mierzonej wielkości, np. w MPa.



Rys. 4. Stopnie przetwarzania ciśnieniomierza

Przetworniki ciśnienia, w których odkształcenie elementu sprężystego przetwarzane jest na wielkości elektryczne R (opór), L (indukcyjność), C (pojemność) nazywane są odpowiednio ciśnieniomierzami: rezystancyjnymi, indukcyjnościowymi i pojemnościowymi. Do czujników, gdzie w pierwszym stopniu następuje przetwarzanie mierzonego ciśnienia na siłę F , a dalej na sygnał elektryczny zaliczamy ciśnieniomierze piezoelektryczne i rezonansowe.

2.1. Piezorezystancyjne czujniki ciśnień

W ciśnieniomierzach piezorezystancyjnych wykorzystuje się zjawisko zmiany rezystancji materiału pod wpływem odkształceń. Zjawisko to występuje zarówno w metalach, jak i również w półprzewodnikach, np. w krzemie. Obecnie stosowane czujniki ciśnienia wykorzystują właściwości sprężystej membrany płaskiej na skutek działania ciśnienia (różnicy ciśnień). W zależności od techniki wykonania czujniki piezorezystancyjne możemy podzielić na: metalowe (druce, foliowe, warstwowe) i półprzewodnikowe (bondowane do podłoża i wdyfundowane w podłożę). Jeżeli membranę płaską kolistą o promieniu R zamocuje się sztywno to ciśnienie p działające na powierzchnię membrany spowoduje jej odkształcenie jak na rysunku 5. Odkształcenie membrany przenoszone jest na tensometry (piezorezystory). Na powierzchni membrany pojawią się naprężenia σ o dwóch składowych: promieniowa (radialna) σ_r i obwodowa (tangencjalna) σ_t styczna do okręgu o promieniu r . Obie te składowe opisuje się wzorami [1]:

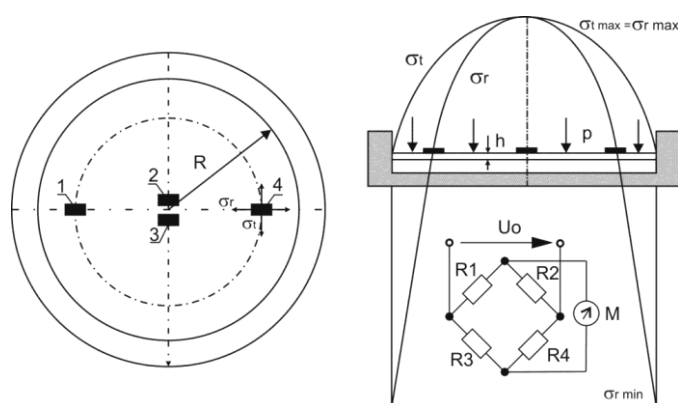
$$\sigma_r = \frac{3p}{8Eh^2} \left(1 - \mu^2 \right) \left(R^2 - 3r^2 \right) \quad (1)$$

$$\sigma_t = \frac{3p(1-\mu^2)}{8Eh^2} (R^2 - r^2) \quad (2)$$

gdzie:

h – grubość membrany, R – promień membrany, r – promień bieżący, μ – liczba Poissona, E – moduł Younga.

Napężenie obwodowe σ_t ma zawsze znak dodatni, a jego maksimum osiągane jest w środku membrany ($r=0$).



Rys. 5. Rozkład naprężeń kolistej membrany płaskiej jako skutek działania ciśnienia

Odształcenie membrany mierzone w odległości r od środka membrany opisane jest zależnością:

$$y(r) = \frac{3p(1-\mu^2)}{16Eh^3} (R^2 - r^2)^2 \quad (3)$$

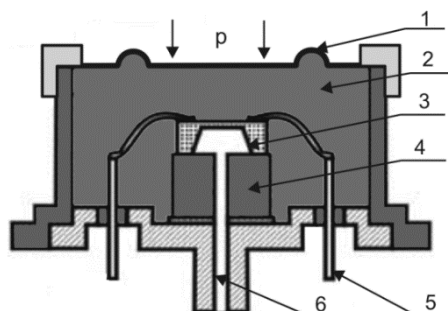
Dla $r=0$ ciśnienie p określamy zależnością:

$$p = \frac{16Eh^4}{3R^4(1-\mu^2)} \left[\frac{y_0}{h} + 0,488 \left(\frac{y_0}{h} \right)^3 \right] \quad (4)$$

Rozkład naprężeń ma szczególne znaczenie przy konstrukcji niektórych typów przetworników ciśnienia. Umożliwia to takie rozmieszczenie tensometrów, aby tensometry znajdujące się w sąsiednich gałęziach mostka były poddane działaniu naprężeń o różnych znakach, co powoduje zwiększenie czułości i zapewnia kompensację temperaturową.

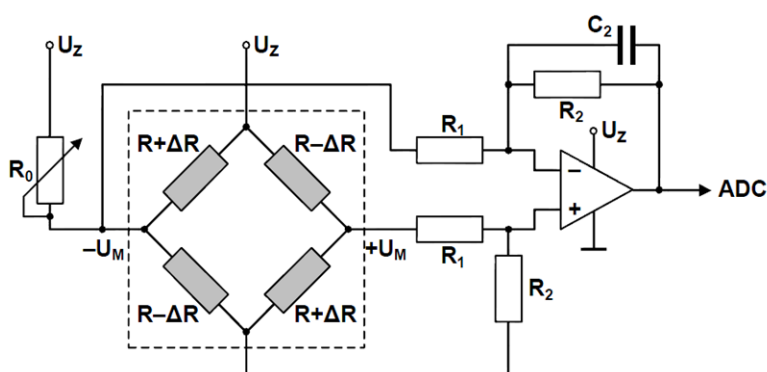
Obecnie najczęściej wykonuje się półprzewodnikowe czujniki ciśnienia wykonywane na krzystalu krzemu, w którym wytrawiono krzemową membranę wraz z przetwornikami tensometrycznymi. Do produkcji tego typu przyrządów wykorzystuje się najczęściej technologie MEMS ((ang. *Micro Electro-Mechanical Systems*) jako zintegrowane układy elektro-mechaniczne. Krzem wykazuje bardzo dużą odporność na zmęczenie, dzięki temu

membrana krzemowa może podlegać wielokrotnemu zginaniu [6]. Na rysunku 6 przedstawiono schematycznie budowę typowego krzemowego czujnika ciśnienia.



Rys. 6. Schemat piezorezystancyjnego czujnika ciśnienia 1 - membrana separująca, 2 - olej silikonowy, 3 - krzemowa membrana z piezorezystorami, 4 - szklana płytka, 5 - przyłącza elektryczne, 6 - otwór wentylacyjny

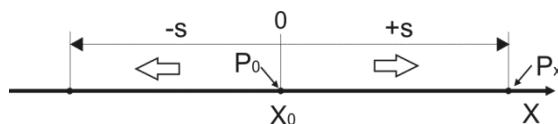
Przetwarzanie sygnału pomiarowego na czynny sygnał napięciowy odbywa się poprzez połączenie piezorezystorów w nie zrównoważony mostek Wheatstone'a. Na rysunku 7 przedstawiono schemat ideowy pomiaru napięcia mostka piezorezystancyjnego spowodowanego jego odkształceniem wywołanym ciśnieniem. Podłączenie to pozwala uzyskać proporcjonalną zależność zmian napięcia U_M od zmian rezystancji $\Delta R/R$ wywołanych zmianami ciśnienia. W powszechnie stosowanych czujnikach zasilanych stałym napięciem 5 V sygnał pełnego zakresu U_{FSO} (FSO - Full Scale Output) wynosi około 100 mV. W celu eliminacji naprężeń pomiędzy membraną krzemową, a jej obudową umieszcza się ją na słupkach wykonanych ze szkła Pyrex.



Rys. 7. Układ pomiarowy czujnika ciśnienia z mostkiem piezorezystancyjnym [9]:
 R – piezorezystory podlegające naprężeniu, R_0 – rezystor kalibrujący U_M , U_Z – napięcia

3. Pomiar przemieszczenia liniowego

Pomiar przemieszczenia liniowego realizowany jest poprzez wyznaczenie drogi s określonego punktu P_0 badanego obiektu (rys. 8).

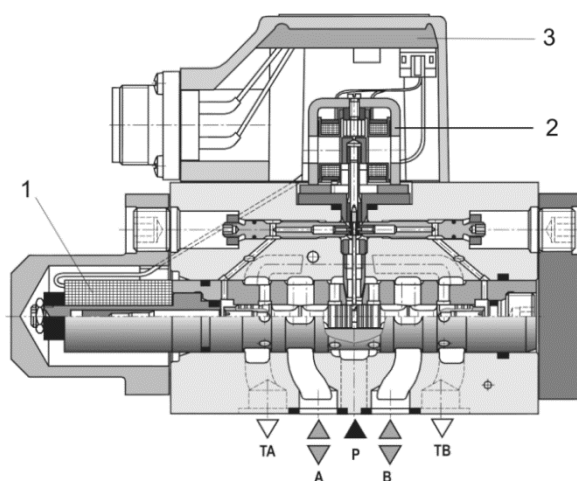


Rys. 8. Przesunięcie liniowe - interpretacja

W praktyce przesunięcie (droga) s wyznaczane jest na podstawie wskazań miernika przesunięć $s = X - X_0$. Jeżeli czujnik jest wyzerowany w położeniu $X_0 = 0$ wówczas $s = X$. W takim przypadku w zależności od kierunku przesunięcia s przyjmuje wartości dodatnie lub ujemne ($s > 0$, $s < 0$). Pomiary przesunięć liniowych możemy realizować za pomocą metod bezdotykowych tj.: optycznych, ultradźwiękowych, magnetycznych, wiropędowych i pojemnościowych, jak i również metodami dotykowymi, do których należą metody rezystancyjne, indukcyjnościowe i pojemnościowe. W pomiarach przesunięć liniowych serwonapędów elektrohydraulicznych powszechnie stosuje się transformatorowe przetworniki indukcyjnościowe LVDT (ang. *Linear Variable Differential Transformer*), przetworniki magnetostrykcyjne i inkrementalne przetworniki fotoelektryczne.

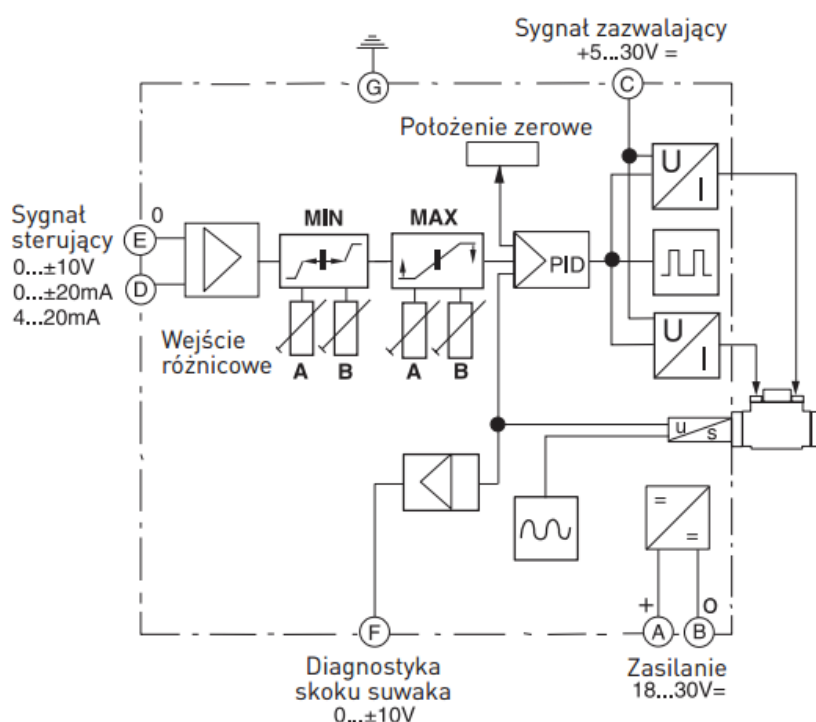
3.1. Indukcyjnościowe czujniki przesunięcia

Czujniki indukcyjne są najczęściej wykorzystywanymi czujnikami w układach kontrolno-pomiarowych automatyki przemysłowej. Wykorzystuje się w nich zjawisko zmiany indukcyjności (własnej lub wzajemnej) obwodu elektrycznego pod wpływem przesunięcia rdzenia nurnikowego lub ruchomej kotwicy (zwory). Zmiana indukcyjności własnej cewki spowodowana jest zmianą reluktancji obwodu magnetycznego w efekcie zmiany wymiarów szczeliny powietrznej pomiędzy zworą, a rdzeniem cewki. Przy zmianie indukcyjności wzajemnej następuje zmiana sprzężenia magnetycznego w wyniku przesunięcia ferromagnetycznego rdzenia nurnikowego. Czujniki takie pracują w układzie transformatorowym lub dławikowym [7]. Przykładem zastosowania różnicowego przetwornika transformatorowego jest serwowzawór elektrohydrauliczny, w którym mierzy się przesunięcie suwaka (rys. 9).



Rys. 9. Przekrój serwowzaworu z mechanicznym i elektrycznym sprzężeniem zwrotnym oraz zintegrowanym elektronicznym urządzeniem sterującym [7]: 1- indukcyjnościowy przetwornik pozycji suwaka, 2 - silnik momentowy, 3 - urządzenie sterujące

W celu ustalenia pozycji suwaka sterującego w serwozaworach, oprócz mechanicznego sprzężenia zwrotnego dodatkowo montowane są indukcyjne przetworniki przemieszczenia 1. Sygnał pochodzący z przetwornika porównywany jest z wartością zadaną przez elektroniczne urządzenie sterujące 3. Odchylenia regulacji są wzmacniane elektrycznie, a następnie doprowadzane do silnika momentowego 2 lub proporcjonalnej cewki zaworowej jako sygnały sterujące. Schemat elektryczny urządzenia sterującego serwozaworem przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Schemat elektryczny urządzenia sterującego serwowzaworem [7]

Jak wcześniej wspomniano podstawowym zjawiskiem fizycznym wykorzystywanym do budowy tego typu przetworników jest zmiana indukcyjności magnetycznej. Zależność opisującą indukcyjność magnetyczną można określić wzorem [1]:

$$L = \frac{\Psi}{I} = \frac{N \cdot \Phi}{I} = N^2 \cdot \frac{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot \mathcal{S}}{l} \quad (5)$$

gdzie:

ψ – strumień magnetyczny skojarzony z cewką ,

I – prąd, N – liczba zwojów cewki,

Φ –strumień magnetyczny,

$\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \text{ H/m}$ – przenikalność magnetyczna próżni,

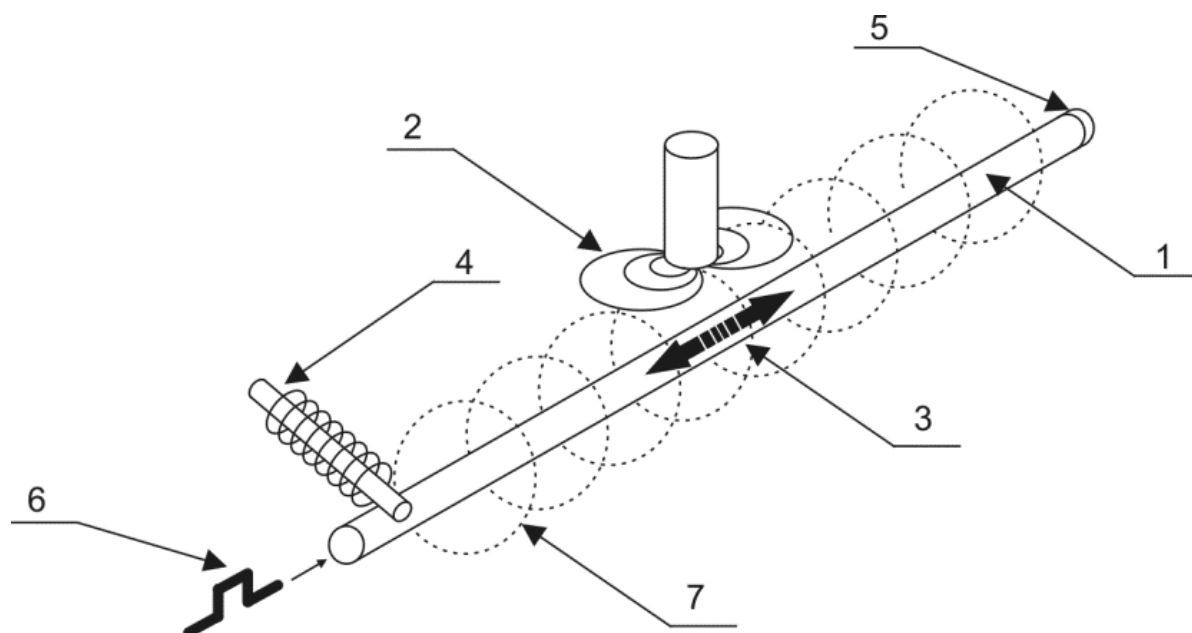
μ_r – przenikalność magnetyczna względna,

S – średni przekrój poprzeczny strumienia magnetycznego,

l – średnia długość drogi strumienia magnetycznego.

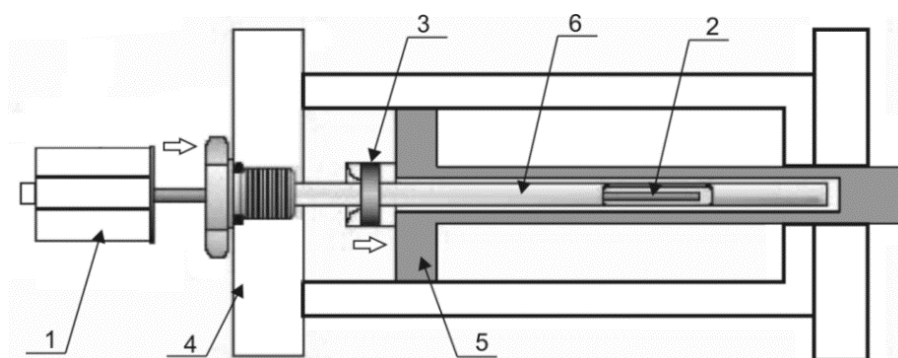
3.2. Przetworniki magnetostrykcyjne

Przetworniki magnetostrykcyjne wykorzystują zjawisko zmiany wymiarów materiału ferromagnetycznego umieszczonego w polu magnetycznym, nazywanego zjawiskiem magnetostrykcji [6]. Na rysunku 11 została przedstawiona budowa przetwornika magnetostrykcyjnego.



Rys. 11. Budowa przetwornika magnetostrykcyjnego: 1 – element pomiarowy (przewód falowy), 2 – magnesy pozycji, 3 – fala, 4 – rejestrator, 5 – tłumik, 6 – wzbudzający impuls prądowy

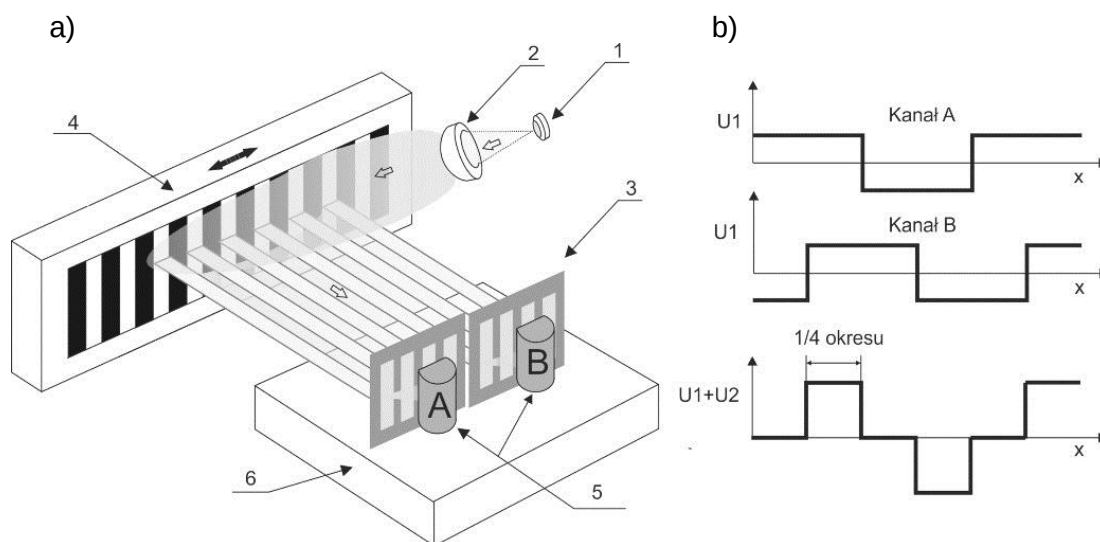
Element pomiarowy, tzw. przewód falowy 1, stanowi rura wykonana z materiału magnetostrykcyjnego (stopy niklu, np. permalloy 78,5% Ni), wewnątrz której znajduje się przewód elektryczny w postaci miedzianego drutu. Podanie impulsu 6 na ten drut wywoła w elemencie pomiarowym powstanie pola magnetycznego 7. W miejscu, gdzie następuje pomiar przemieszczenia znajduje się magnes stały, którego linie pola są prostopadłe do przewodu falowego 2. Wskutek nachodzenia na siebie tych pól magnetycznych, dzięki zjawisku magnetostrykcyjnemu, powstaje fala 3, która rozchodzi się na oba końce elementu pomiarowego. Na jednym z jego końców rejestruje się tą falę 4, na drugim zaś tłumi w tłumiku 5. Czas jaki upłynie od podania impulsu prądowego aż do rejestracji fali jest proporcjonalny do odległości między magnesem stałym, który może się poruszać, i końcem przewodu falowego. Pomiar przemieszczenia polega na pomiarze tego czasu. Przetworniki magnetostrykcyjne konstruowane są o długości pomiarowej kilku metrów i rozdzielczości od 20 do 50 μm . Sposób montażu przetworników może być różny, na zewnątrz i wewnątrz serwonapędu. Na rysunku 12 przedstawiono przykład zamontowania przetwornika w liniowym napędzie (siłowniku) hydraulicznym.



Rys. 12. Zamocowanie czujnika magnetostrykcyjnego w siłowniku hydraulicznym: 1 - czujnik magnetostrykcyjny, 2 - przewód falowy czujnika, 3 - magnes czujnika, 4 - korpus siłownika, 5 - tłok z tłoczyskiem

3.3. Optoelektroniczne przetworniki położenia

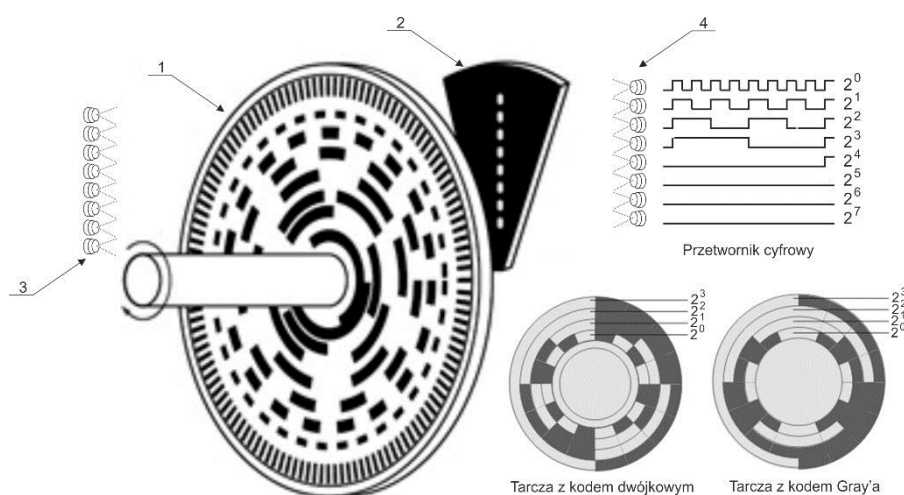
Do grupy sensorów położenia wykorzystujących technologię optoelektroniczną zaliczamy: przetworniki impulsowe do pomiaru odległości względnej i kierunku ruchu oraz przetworniki kodowe (absolutne) do określania pozycji bezwzględnej. Takie czujniki nazywane są powszechnie enkoderami i budowane są z przeznaczeniem pomiarów wielkości liniowych: liniały inkrementalne (kreskowe) i liniały kodowe oraz kątowych: obrotowo - impulsowe i obrotowo - kodowe. Liniały inkrementalne (kreskowe) to fotoelektryczne przetworniki, które umożliwiają określenie pozycji względnej poprzez zliczanie impulsów. Wyróżnia się ich dwa rodzaje: refleksyjne (odbijające światło) lub przezroczyste. Budowę oraz zasadę działania przetwornika inkrementalnego z refleksyjnym liniałem kreskowym przedstawia rysunek 13.



Rys. 13. Liniowy inkrementalny przetwornik fotoelektryczny: a) budowa i zasada działania: 1 – źródło światła, 2 – układ optyczny, 3 – podziałka maskująca, 4 – taśma podziałowa, 5 – fotoelementy, 6 – układ elektroniczny, b) przebiegi sygnałów inkrementalnych

Liniał zbudowany jest z taśmy stalowej, na której naniesiony jest metodą trawienia fotochemicznego wzorzec inkrementalny. Wzorzec ten zawiera rozłożone na przemian pola lub szczeliny o jednakowej szerokości o różnych właściwościach fizycznych (pola ciemne i jasne). Rozdzielczość przetwornika jest określona przez liczbę jednakowych pól na taśmie podziałowej. Pomiar odbywa się przyrostowo na zasadzie zliczania ilości jednakowych odcinków (inkrementów). Zazwyczaj do zliczania ilości pól w obu kierunkach stosowane są co dwa detektory (A, B) przesunięte względem siebie o całkowitą liczbę szerokości pola plus $\pm 1/4$ okresu wzorca (rys. 13b). Podziałka jest oświetlona diodą IRED lub żarówką. Odbierane przez elementy światłoczułe 5 impulsy świetlne przekształcane są na sygnały elektryczne. Wyjściowe przebiegi elektryczne ukształtowane w układzie elektronicznym 6 w postaci impulsów prostokątnych ulegają przesunięciu w fazie względem siebie co umożliwia rozpoznanie kierunku przesunięcia liniału.

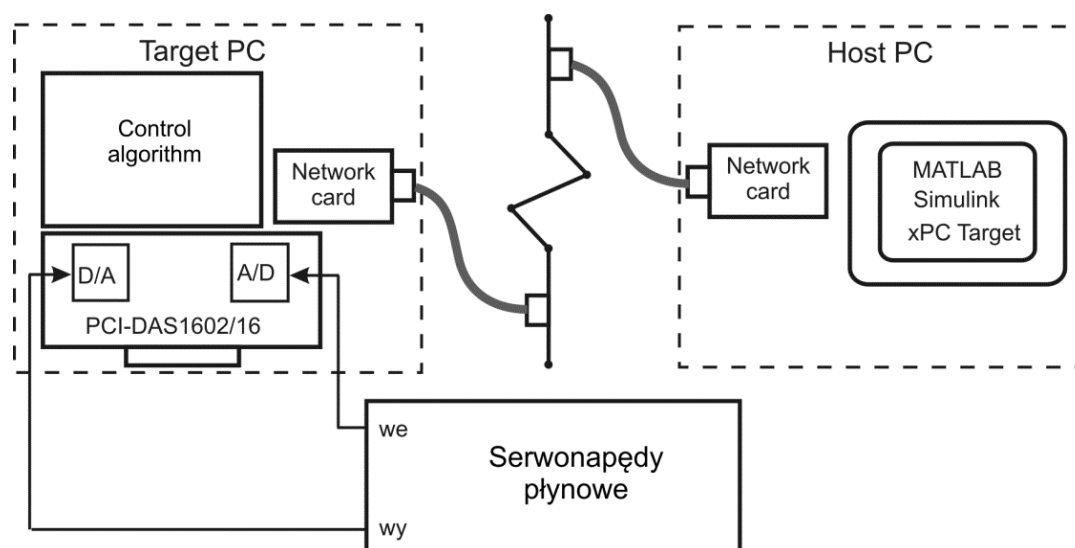
Przetworniki kodowe (absolutne) należą do grup fotoelektrycznych przetworników, w których cyfrowy sygnał wyjściowy podawany jest w postaci słów wielobitowych (kodowych). Wynik pomiaru uzyskuje się w postaci ciągu bitów określających położenie przetwornika. Budowę oraz zasadę działania przetwornika obrotowo – kodowego przedstawia rysunek 14. Głównym elementem przetwornika jest tarcza kodowa 1 wykonana z przezroczystego tworzywa lub szkła z podziałką kodową, napyloną w próżni chromem. Tarcza przetwornika z wyznaczonymi ścieżkami na których znajdują się ciemne i jasne pola, obraca się przed podziałką maskującą 2. Światło emitowane przez diody 3 przenika przez tarczę. Po drugiej stronie tarczy znajdują się fotoelementy 4 umieszczone naprzeciw każdej ścieżki. Stan oświetlenia fotoelementów wskazuje położenie tarczy kodowej, a układ elektroniczny przetwornika przetwarza odczyt pozycji na kod: binarny, Gray'a lub inny. Określone położeniu kątowemu osi przetwornika odpowiada wartość kodowa na wyjściu, która zawiera informacje o absolutnej pozycji kątowej (enkodery jednoobrotowe), jak i również o liczbie wykonanych obrotów (enkodery wieloobrotowe).



Rys. 14. Budowa i zasada działania fotoelektrycznego przetwornika obrotowo - kodowego: 1 – tarcza kodowa, 2 – przesłona maskująca, 3 – diody oświetlające, 4 – fototranzystory

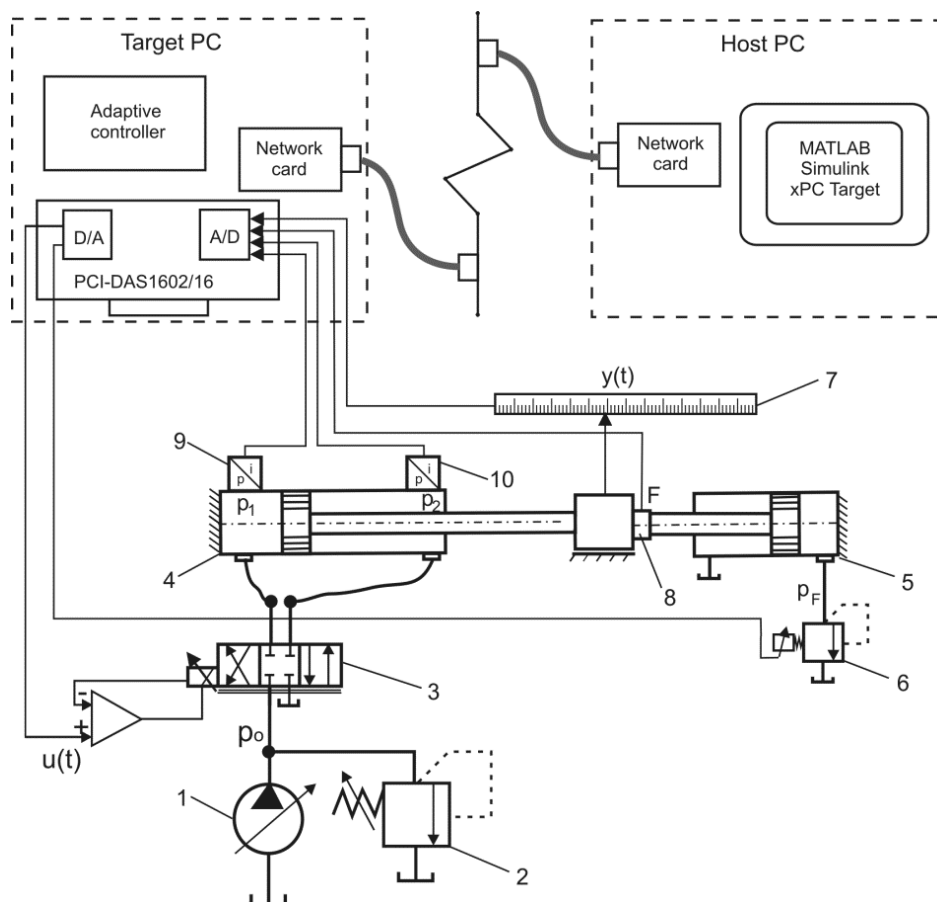
4. Stanowisko badawcze serwonapędów elektrohydraulicznych

W rozbudowanych procedurach akwizycji i przetwarzania danych pomiarowych oraz przy zastosowaniu zaawansowanych algorytmów serwonapędów elektrohydraulicznych wydajność obliczeniowa i możliwości komunikacji sterowników PLC są znacznie ograniczone. W oparciu o komputery PC działające w środowisku Windows z oprogramowaniem Matlab/Simulink można stworzyć zaawansowane konfiguracje rozproszonych systemów pomiarowych, kontrolnych i regulacyjnych [8]. Do akwizycji danych pomiarowych i sterowania serwonapędów stworzono środowisko rozproszone oparte na dwóch komputerach PC, w którym jeden komputer stanowi warstwę sterowania bezpośredniego i jest połączony z regulatorem serwonapędu, natomiast drugi komputer stanowi warstwę sterowania nadrzędnego oraz pełni rolę operatora w stosunku do warstwy sterowania bezpośredniego. W warstwie sterowania nadrzędnego realizowane są złożone procedury obliczeniowe, przeprowadza się analizę stanu regulacji systemu i oraz nastroja parametry w procedurach regulacyjnych w celu osiągnięcia optymalnych warunków sterowania. Warstwa sterowania nadrzędnego oprócz procedur identyfikujących oraz optymalizujących może być wzbogacona o model symulacyjny procesu regulacji – model algorytmu regulacji. W warstwie sterowania bezpośredniego wykonuje się bieżące procedury obliczeniowe, pomiarowe i filtracyjne. System sterowania nadrzędnego generuje kod w postaci plików wykonawczych i przesyła go do systemu sterowania bezpośredniego. Transmisja danych pomiędzy komputerami PC przeprowadzana jest za pomocą protokołu TCP/IP (LAN, Ethernet) lub przy wykorzystaniu portów szeregowych typu RS232. Przemysłowe rozproszone systemy pomiarów i sterowania oparte są na sieciach Ethernet. Komputery PC używane w systemach czasu rzeczywistego generują częstotliwość próbkowania do 100 kHz. Częstotliwość próbkowania zależy od poziomu wydajności procesora oraz parametrów regulacji. Rozproszony system pomiarowo-kontrolny obsługuje wiele standardów wejścia/wyjścia, a do akwizycji i przetwarzania danych pomiarowych służą dodatkowe moduły *xPC Target Explorer* lub *xPCrctool*. Zaproponowany system pomiarowo-kontrolny do sterowania serwonapędów płynowych, oparty na dwóch komputerach Host PC i Target PC według modelu Matlab-Simulink, zamieszczono na rysunku 15. Rozproszony system pomiarowo-kontrolny został wykorzystany do szybkiego prototypowania w czasie rzeczywistym układów regulacji serwonapędów elektrohydraulicznych. W komputerze Host PC zainstalowano oprogramowanie Matlab/Simulink oraz *xPC Target*. W pakiecie oprogramowania Matlab/Simulink możliwe jest tworzenie procedur obliczeniowych dla konwencjonalnych regulatorów i regulatorów inteligentnych oraz wykonywanie własnych aplikacji regulacyjnych i wizualizacyjnych. Komputer Target PC ma zainstalowaną kartę wejść/wyjść analogowych oraz system *Real-Time xPC Target*, który służy do akwizycji danych pomiarowych oraz sterowania fluid power drives. Komputer Target PC posiada możliwości symulacji metodą HIL (*Hardware-in-the-Loop*) przepływu sygnałów sterujących i pomiarowych w czasie rzeczywistym.



Rys. 15. Schemat system pomiarowo-kontrolny serwonapędów płynowych

Aplikacje uruchamiane poprzez modele Simulinka używają jądra czasu rzeczywistego komputera PC. Komputery Host PC i Target PC komunikują się za pomocą protokołu TCP/IP. Komunikacja warstwy sterowania nadrzędnego w Host PC z warstwą sterowania bezpośredniego w Target PC może przebiegać w sposób ciągły, okresowo lub w wybranych przez operatora przedziałach czasu. Praca z pakietem do szybkiego prototypowania polega na zbudowaniu modelu algorytmu sterowania w Simulinku. Następnym krokiem jest skompilowanie modelu oraz wysłanie go na komputer Target PC, który wraz z kartą wejść/wyjść i systemem *Real-Time xPC Target* pełni rolę sterownika fluid power drives. Do komputera Target PC połączone są przetworniki pomiarowe kartą pomiarową. Na komputerach Host i Target dzięki oprogramowaniu *xPC Target Spy* możliwa jest wizualizacja przetwarzanych danych oraz analiza procesu sterowania serwonapędu płynowego [4, 13]. W oparciu o rozproszony system pomiarowo-kontrolny zbudowano stanowisko badawcze do szybkiego prototypowania adaptacyjnego układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego, którego schemat przedstawiono na rysunku. 16. Stanowisko badawcze serwonapędu hydraulicznego składa się z dwóch niezależnie sterowanych obiektów regulacji. Każdy z nich składa się z siłownika CJ8D-160-40/22-250 sterowanego proporcjonalnym elektrohydraulicznym zaworem regulacyjnym typu NG6 841 firmy Bosch. Obciążenie badanego siłownika stanowi masa suportu oraz siła oporu technologicznego, uzyskana przez dodatkowy siłownik obciążający. Pomiar przemieszczenia $y(t)$ tłoka siłownika serwonapędu przeprowadza się za pomocą optycznego przetwornika położenia. Do pomiarów ciśnienia $p_1(t)$ i $p_2(t)$ w komorach siłownika i ciśnienia zasilania p_0 , a także siły F obciążenia zewnętrznego zastosowano przetworniki tensometryczne. Rozproszony system sterowania umożliwia szybkie prototypowanie regulatorów adaptacyjnych odpornych na losowe zakłócenia wynikające z gwałtownych zmian mas i sił obciążających serwonapęd hydrauliczny [2].



Rys. 16. Schemat układu pomiarowo-kontrolnego serwonapędu elektrohydraulicznego:
1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – serwowawór, 4 – siłownik roboczy, 5 – siłownik obciążający,
6 - zawór maksymalny, 7 – przetwornik położenia, 8 – przetwornik siły, 9, 10 – przetwornik ciśnienia

5. Podsumowanie

Błędy pozycjonowania są miarą dokładności sterowania pozycyjnego serwonapędu elektrohydraulicznego. Błędy te zależą od rozdzielczości i dokładności układów pomiarowych, odkształceń elementów napędu, własnego obciążenia masowego, siły tarcia w połączeniach ruchowych, nastaw i wydajności układu sterowania i regulacji. Wielkości pomiarowe położenia y , siły F i ciśnienia p siłownika hydraulicznego odczytywane są jako sygnały ciągłe, a następnie po dyskretyzacji sygnałów rejestrowane w sposób cyfrowy. Cały proces pobierania sygnałów z czujników składa się z mechanicznego przekształcenia badanych sygnałów na wielkość elektryczną, którą jest napięcie elektryczne proporcjonalne do mierzonych wielkości. Wielkości te za pomocą karty akwizycji danych pomiarowych i systemu komputerowego zostają przekształcone do postaci cyfrowej. Charakterystyki czasowe parametrów regulacji przedstawiane w sposób graficzny pokazują odpowiedzi układu na określone sygnały wejściowe (wymuszające). Znajomość tych charakterystyk umożliwia ocenę jakości sterowania na podstawie odpowiednich wskaźników.

Literatura

1. Buchczik D., Ilewicz W. Piotrowski J.: Pomiary czujniki i metody pomiarowe wybranych wielkości fizycznych i składu chemicznego, WNT, Warszawa 2013.
2. Dindorf R., Woś P.: Przetworniki i układu pomiarowe w systemach hydraulicznych i pneumatycznych. Monografie, Studia, Rozprawy M63. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskie, Kielce 2014.
3. Dindorf R., Woś P., Wołkow J.: Zintegrowane układu elektrohydrauliczne. Monografia Biblioteka CYLINDER, KOMAG Gliwice 2010, ss.101-107.
4. Kosmol J.: Serwonapędy obrabiarek sterowanych numerycznie, WNT, Warszawa, 1998
5. Woś P., Dindorf R.: Budowa i sterowanie manipulatora typu Tripod z napędem hydraulicznym. Monografia Biblioteka CYLINDER 2013, KOMAG Gliwice 2013, ss.343-353.
6. Zakrzewski J., Kampik M.: Sensory i przetworniki pomiarowe. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2013.
7. <http://www.boschrexroth.pl>
8. <http://www.mathworks.com>
http://www.i15.p.lodz.pl/strony/elektrownie/pomiar_cisnienia.pdf.

**BADANIA DYNAMICZNEGO ZACHOWANIA
UKŁADÓW MECHATRONICZNYCH WYKORZYSTYWANYCH
W NAPĘDZIE HYDRAULICZNYM Z KONTROLĄ PRĘDKOŚCI
STOSOWANYM W PRZEMYŚLE**

**EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR
OF MECHATRONIC SYSTEMS USED FOR HYDRAULIC DRIVE WITH
SPEED CONTROL IN INDUSTRIAL APPLICATIONS**

PhD. Eng. **Corneliu Cristescu**, PhD. Student Eng. **Ioana Ilie**, PhD. Eng. **Radu Rădoi**, PhD. Eng. **Cătălin Dumitrescu** – Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

Prof. PhD. Eng. **Doru Dumitru Palade** - National Institute of Research and Development in Mechatronics and Measurement Technique INCDMTM, Bucharest, Romania

1. Introduction

As it is known, hydraulic drives have penetrated many areas due to their outstanding technical characteristics and performance that they achieved, particularly that of achieving high forces, having a very high power density, relative to other drive systems.

The combination of hydraulic drives with items of electronics, particularly with proportional elements and transducers, has led to the advent of hydraulic servo drive systems, which have raised significantly the dynamic performances of hydraulic drive systems [1, 4].

The development of hydraulic servo drive systems by associating them with computer science (informatics) has led to the advent of mechatronic hydraulic drive systems, which are composed of the three basic subsystems, specific to mechatronics, i.e.: mechanical-hydraulic subsystem, electric-electronic subsystem and informatics subsystem.

Mechatronic systems based on hydraulic drives are used increasingly more, as their performances are best suited to drives with large forces and fast transient regimes [2, 3].

This is the main motivation for which, lately, there have been developed major research activities on dynamic behavior of mechatronic hydraulic drive systems. The research has been developed in order to find out the response speed, the control of drive speeds, the repeatability of response, and all this in conditions of variation of resistive forces.

The article presents some of the research undertaken and results achieved in the Institute INOE 2000-IHP, research generated by the need to develop an industrial application, to design and develop a training system / stand, which will be presented, broadly, in the end of this paper.

2. Conducting the research

The application that this experimental research has been developed for required strict control of drive speeds, to ensure adequate conditions for training.

In order to achieve repeatable constant speeds, to control their persistence, there have been initiated a range of experimental research activities developed in two directions, namely:

- Research on the dynamic behavior of mechatronic hydraulic drive systems **by controlling the drive flow rates**, in order to achieve constant and repeatable speed rates, regardless of changes in the system resistant forces;

- Research on the dynamic behavior of mechatronic hydraulic drive systems **by controlling the drive pressures**, in order to achieve constant and repeatable speed rates, regardless of changes in the system resistant forces.

The article presents some experimental results achieved within the first direction of research, namely those results achieved by controlling the drive flow rates.

For this purpose it was necessary to design and develop an experimental model of a mechatronic hydraulic drive system, that would physically simulate a real mechatronic system, based on hydraulic drive. In the following part there will be made a brief presentation of the experimental model and the experimental stand on which it has been tested.

3. Presentation of experimental model and test stand

Generally, a mechatronic system for hydraulic drive is based on a hydraulic motor, linear or rotary. During the research that has been conducted there has been used a linear hydraulic motor, also known as hydraulic cylinder. This option has been made since the industrial application that was to be developed physically had also in its structure linear hydraulic motors, that is hydraulic cylinders.

One of the particular technical issues that had to be solved was that of achieving a charging system with variable load for the linear hydraulic drive motor.

For this purpose a simple, but ingenious solution has been used, which allowed as well direct measurement of the resistive forces. The technical solution of principle consisted in installing another hydraulic cylinder, in reverse to the first one, so that the two rods of the hydraulic cylinders are connected to each other precisely by means of a force transducer, which allowed thus to monitor the evolution of resistive force generated by means of the second hydraulic cylinder.

To perform the proposed experimental research, it was necessary to design and physically develop an experimental model of a mechatronic hydraulic drive system.

Figure 1 shows a principle layout of the experimental model of a mechatronic hydraulic drive system, which has been coupled to the pressure source, the necessary electronic items, and also to the IT system for control, data acquisition and processing, within a tests bench, developed in the Laboratory for hydraulic servo systems of the institute INOE 2000-IHP.

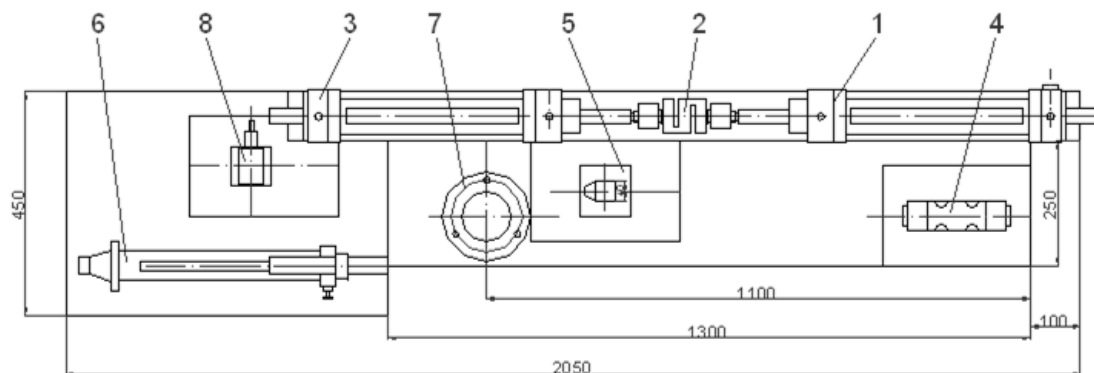


Fig.1. Layout of the experimental model

In Figure 1 one can see the basic components of the experimental model which physically simulates, under laboratory conditions, a real mechatronic system based on hydraulic drive with linear hydraulic motor.

Thus, there can be noticed that hydraulic cylinder rod 1, simulating the linear hydraulic drive motor, is connected, by means of a force transducer 2, directly to hydraulic cylinder rod 3, which is a simulator of a constant or variable force generator, during work, depending on the nature of supply pressure.

Actuation of the linear hydraulic motor 1 in one direction or the other is done by direct current electric control of the proportional hydraulic directional control valve 4, which sends a larger or smaller flow rate of pressurized fluid, depending on the need to maintain constant the working speed. The flow of fluid is delivered to the hydraulic drive cylinder by means of a gear flow transducer 5, which allows for measurement of flow variation for both the forward and backward stroke.

Variable load at the rod of linear hydraulic motor 1 is achieved by hydraulic cylinder 3, which has its piston under the continuous action of the fluid pressured by hand pump 6, in pressure steps, or under variable increasing pressure, generated by hydro-pneumatic accumulator 7; in both cases the pressure is controlled by direct pressure valve 8.

Physical development of the whole system is shown in Figure 2, where there can be seen, in detail, all hydraulic connections and the electrical ones to transducers, including the equipment for visual indication of the pressure in various points of interest.

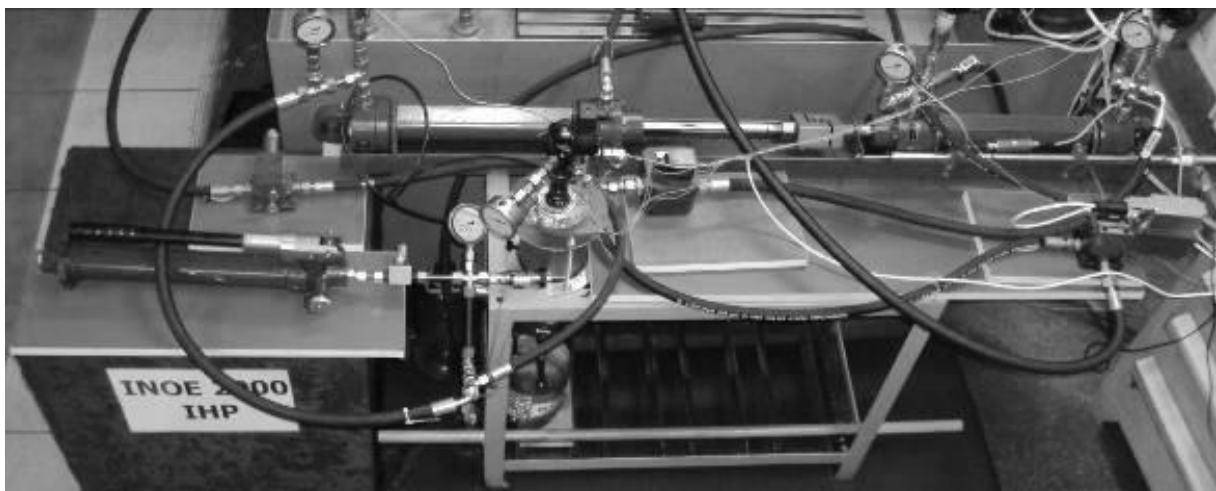


Fig.2. Physical development of the experimental model

To conduct the experimental research, the experimental model physically tested was embedded in a complex test stand, see Figure 3, set up in the Laboratory for hydraulic servo systems of the Institute, and Figure 4 shows some graphics on the display of a computer that the test stand is provided with.



Fig.3. The stand for tests on the experimental model

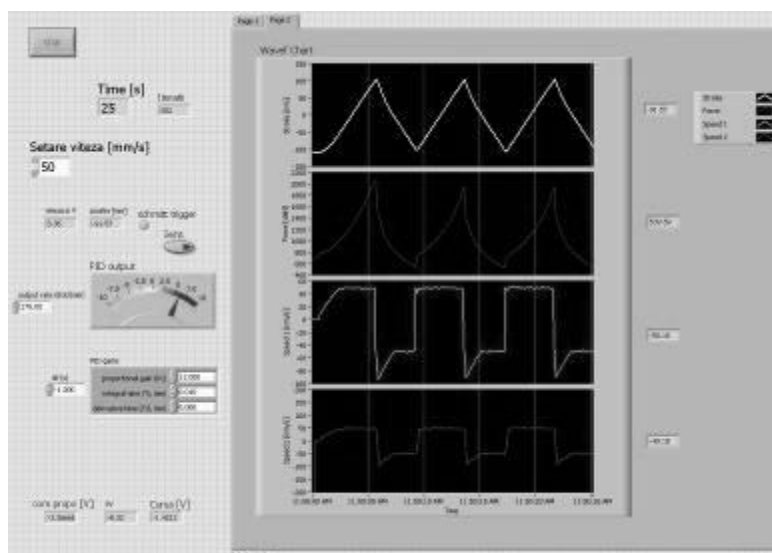


Fig.4. Graphics on the computer monitor

The test stand also includes, in addition to the above presented experimental model, a hydraulic station for generating pressurized fluid necessary to drive the linear hydraulic motor, which comprises an oil tank, a variable displacement pump and a proportional control pressure valve.

The stand includes as well the electrical and electronic control and drive system, and also the IT system intended for controlling the operation of the mechatronic hydraulic system under tests, and also for acquisition, storage and processing of experimental data.

The test stand equipped as described above has enabled to perform a lot of experimental tests. Some of the experimental results achieved are presented in the following lines.

4. Presentation of experimental results

For the good development of experimental research we have developed a Testing Program, which aimed at testing the experimental model of mechatronic hydraulic system, on two types of variable resistive forces and three deployment methods, namely:

- Testing of the experimental model at various levels of pressure, respectively at various levels of resistive forces, i.e. for 25 bar, 45 bar and 65 bar, aiming to achieve constant speed rates of: 50 mm/s, 100 mm/s and 150 mm/s;
- Testing of the experimental model for variable resistive forces, according to a variation law specific to hydro-pneumatic accumulators, for the same initial pressure of filling with nitrogen, namely 30 bar, in order to achieve certain speed rates, namely: 50 mm/s, 100 mm/s and 150 mm/s;
- Testing of the experimental model for variable resistive forces, according to a variation law specific to hydro-pneumatic accumulators, for various initial pressures of filling with nitrogen, namely: 30 bar, 40 bar and respectively 60 bar, in order to achieve the same speed, namely: 50 mm/s, 100 mm/s and 150 mm/s.

It should be noted that for each test there have been carried out three determinations, to analyze in detail the dynamic behavior, i.e.: for half a cycle, for a full cycle and for 2-3 consecutive cycles to study the repeatability of results.

The results achieved were in the form of complex graphics, including variations of several parameters of interest, where one can see the curves of qualitative variation, but also in numerical form, where one can study quantitative variations of parameters of interest.

In order to illustrate the information presented above, two complex graphics will be presented, containing changes in several parameters, as they have been acquired and stored during the tests.

Figure 5 shows a complex graphic containing the variation of mechanical parameters of mechatronic system, namely: working stroke, resistive force, generated by hydraulic cylinder (3), and also the working speeds, obtained simultaneously in two ways: through direct acquisition (Speed 1) and, respectively, by calculating the derivative of traveled space / stroke (Speed 2).

Figure 6 shows a complex graphic which, in addition to variation of working stroke, also includes the changes in hydraulic parameters of mechatronic system, namely: pressures at the linear hydraulic motor (P1 and P2), pressure at the hydraulic cylinder generating the resistive force (P3) and pressure at the hydro-pneumatic accumulator (P4). The graphic also includes changes in working flow on the large side of the linear hydraulic motor piston (Flow 1), respectively on the small side of the piston (Flow 2).

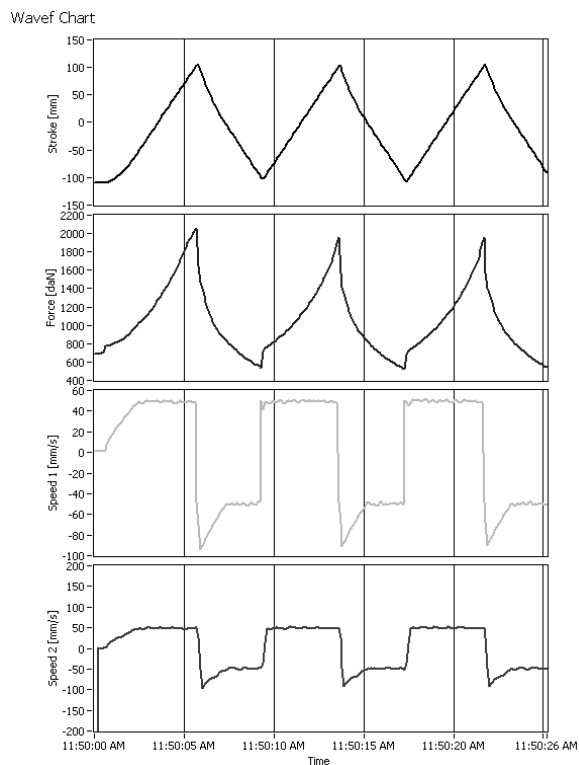


Fig.5. The variation of mechanical parameters

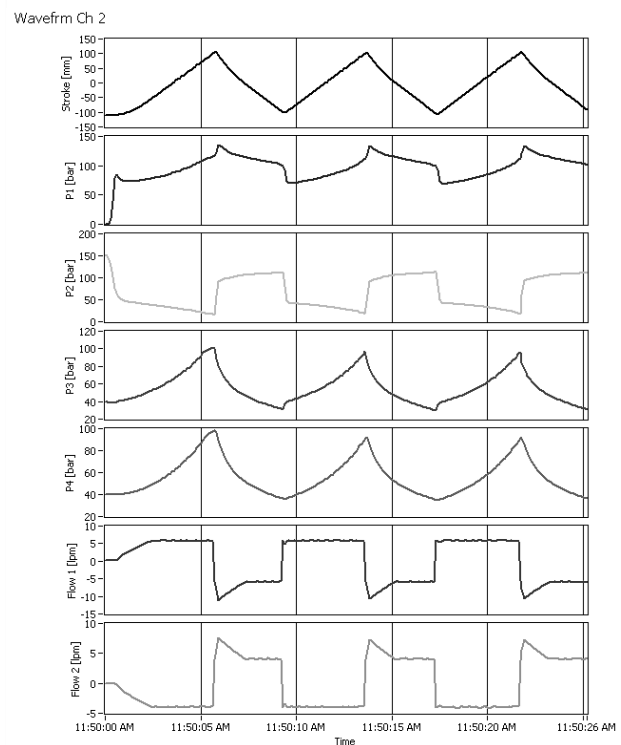


Fig.6. The variation of hydraulic parameters

By analyzing in detail the variations of each parameter of interest, be it mechanical or hydraulic, interesting information can be obtained in relation to knowing the dynamic behavior of the mechatronic hydraulic system tested and its performance, but one can also draw conclusions about the possibilities for constructive and functional optimizing of it, in order to enhance its maximum performance.

5. Industrial application of this research

The industrial application of experimental research presented has been made for an airport in Romania which wanted to develop a training simulator for its flight attendant staff, simulator that would perform all movements necessary for training procedures by means specific to hydraulic drives. For this purpose, there have been imposed certain requirements, among which to achieve certain working speeds, constant and repeatable. The beneficiary demanded that the system should achieve certain special working cycles, which involved the use of proportional hydraulic equipment, sensors and transducers, monitoring and storing them on computer.

The industrial application acquires thus the nature of a mechatronic system based on hydraulic drive.

Starting from these requirements, based on the experimental research results, there has been designed and physically developed a mechatronic hydraulic drive system, intended to perform the main movements of the fuselage of the airplane in the configuration of the simulator for training of flight attendants, Figure 7.

The main movements of the aircraft fuselage were produced by hydraulic cylinders mounted on its supporting structure, Figure 8.



Fig.7. The fuselage of the airplane used for the simulator



Fig.8. The hydraulic drive cylinder

The hydraulic and electronic systems have been installed in the fuselage of the aircraft hold, Figure 9, and command was done from a control panel, located inside the fuselage of the airplane, Figure 10.



Fig.9. The hydraulic and electric systems



Fig.10. The control panel

The application has satisfied the beneficiary and has been certified, and it will be used both at national and European level, where there is an important market for such services of training the flight attendant staff.

6. Conclusions

This paper presents some experimental research conducted in order to know the dynamic behavior of mechatronic systems based on hydraulic drive.

The goal of this research was to achieve constant speed, regardless of changes in resistant forces, by controlling the working flow rates in the system.

There have been achieved some experimental results which attest the possibility of obtaining constant drive speeds and their repeatability, through specific means of controlling the pressurized fluid flow.

Research will be continued as well for mechatronic hydraulic drive systems controlled by the pressure in the system, also targeting to achieve constant working speeds.

Results achieved under this research represent an experimental database of special scientific interest, underpinning further research in the field.

Bibliography

1. C. Cristescu, P. Drumea, C. Dumitrescu, I. Ilie and I. Dutu. Experimental Research on Factors Influencing Positioning Precision of Linear Electrohydraulic Servo Systems. In: Proceedings of The 2nd IACSIT International Conference on Mechanical Engineering, Robotics and Aerospace-ICMERA 2011, October 20 - 22, 2011, Bucharest, Romania, pp. 205 - 210, ISBN 978-981-07-0420-9, Edited by Jiang Xiaolan, IACSIT PRESS, Singapore, ISSN 2010-460X, Full text available at: <http://www.ipcsit.com>;
2. C. Cristescu, P. Drumea, C. Dumitrescu, I. Ilie and I. Dutu . Experimental research on positioning linear electrohydraulic servo systems. In: Proceedings of The 18-th Edition of International Saloon for Hydraulics and Pneumatics-HERVEX-2011, 9-11 November 2011, Calimanesti – Caciulata, Romania, pp. 308-314, ISSN 1454-8003;
3. C. Cristescu, I. Dutu, P. Krevey, Mgd. Neacșu, C-ta. Cristescu, G. Vrânceanu. Dispozitiv mecatronic de deplasare liniară cu controlul optoelectronic al mișcării / Mechatronic linear displacement device with optoelectronic control of movement. In: STIINȚĂ ȘI INGINERIE/ SCIENCE AND ENGINEERING, Vol. 22/2012 , Lucrarile celei de a XII-a Conferințe Naționale și Multidisciplinare "Profesorul DORIN PAVEL- fondatorul hidroenergeticii românești"/ Proceedings of the 12th National and Multidisciplinary Conference "Professor DORIN PAVEL - the founder of Romanian hydropower ", Sebeș, Romania, June 1-2, 2012, pp. 317-326, AGIR Publishing House, Bucharest 2012, ISSN 2067 – 7138;
4. P. Drumea, C. Cristescu, C. Dumitrescu, I. Dutu and I. Ilie. Research Regarding the Dynamic Behavior of Linear Hydraulic Servo-Systems. In: Proceedings of The 2nd IACSIT International Conference on Mechanical Engineering, Robotics and Aerospace-ICMERA 2011, October 20 - 22, 2011, Bucharest, Romania, pp. 169 - 174, ISBN 978-981-07-0420-9, Edited by Jiang Xiaolan, IACSIT PRESS, Singapore, ISSN 2010-460X, Full text available at: <http://www.ipcsit.com>.

USZKODZENIA HYDRAULIKI SIŁOWEJ ZMECHANIZOWANEJ OBUDOWY ŚCIANOWEJ W WYNIKU DYNAMICZNEGO ODDZIAŁYWANIA GÓROTWORU

Dawid Szurgacz - Katowicki Holding Węglowy KWK "WUJEK"

1. Wprowadzenie

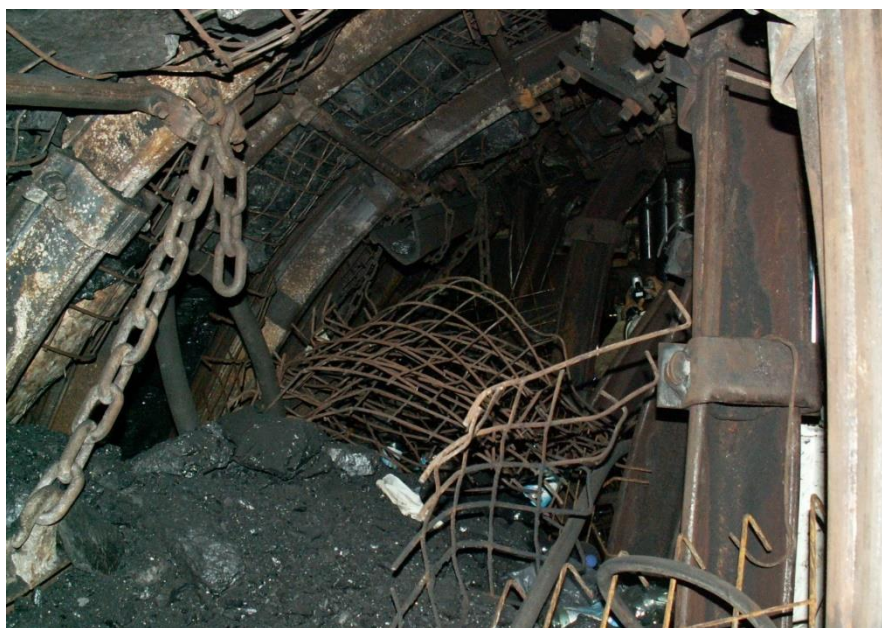
Zagrożenia wstrząsami górotworu pozostają jednym z podstawowych zagrożeń naturalnych w górnictwie węgla kamiennego na Górnym Śląsku. W 2014 roku wydobyto 72,5 mln ton węgla, z czego 36 mln ton pochodzi ze ścian eksploatowanych w warunkach zagrożenia tąpnięciami. W odniesieniu do całkowitego wydobycia wynosiła około 50% [3]. W myśl Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP §440 ust. 2: „Zmechanizowana obudowa ścianowa dopuszczona do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu powinna być „upodatniona” i przystosowana do przejmowania obciążeń dynamicznych, w celu uniknięcia uszkodzeń obudowy” [5]. Definicja upodatnienia określa, że jest to zdolność do przejmowania przez obudowę zwiększonych obciążeń dynamicznych wywołanych wstrząsami górotworu bez przekroczenia przyjętego współczynnika przeciążenia [6].

Analiza skutków uszkodzeń hydrauliki siłowej zmechanizowanych obudów ścianowych i ich elementów w wyniku wstrząsu górotworu kwalifikowane są najczęściej, jako tąpnięcie. Stosowane metody oceny doboru obudowy do warunków górniczych oraz zabezpieczeń w dużej mierze opierają się na deklaracjach producenta i niejednokrotnie rzeczywiste parametry techniczne odbiegają od deklarowanych. Problem istnieje z uwagi na znaczną różnorodność konstrukcji, producentów, zachowań użytkowników oraz braku skutecznych procedur kontrolnych. Przedstawione wybrane przypadki skutków pozwolą użytkownikowi na ocenę własną [4]. Warto zauważyć, że skutki są zwykle spowodowane splotem kilku niekontrolowanych zjawisk, które opisane są w tej monografii.

2. Dynamiczne oddziaływanie górotworu

Zjawiska dynamiczne w górotworze, których intensywność zwiększa się wraz ze wzrostem głębokości eksploatowanych złóż, objawiają się drganiami górotworu i efektami akustycznymi. Na podstawie przeglądu literatury można opisać następujące zjawiska dynamiczne w górotworze [1]:

Pierwszym z nich jest *wstrząs górotworu*, nagłe zjawisko zachodzące w górotworze charakteryzujące się wyładowaniem energii sprężystej, nagromadzonej w górotworze, objawiające się drganiami górotworu i zjawiskami akustycznymi. Drugim kolejnym zjawiskiem jest *odprężenie górotworu*, które charakteryzuje się wyładowaniami energii sprężystej nagromadzonej w górotworze, objawiające się drganiami górotworu, zjawiskami akustycznymi, spękaniami skał wokół wyrobiska, przemieszczeniem skał do wyrobisk, nieskutkującymi uszkodzeniem obudowy i utratą funkcjonalności wyrobisk.



Rys. 1. Widok zniszczonego chodnika po tąpnięciu [9]

Trzecim zjawiskiem jest *tąpnięcie*, charakteryzujące się gwałtownym wyładowaniem energii sprężystej nagromadzonej w górotworze, objawiające się drganiami górotworu, niosącymi znaczną energię, połączone ze zjawiskami akustycznymi i falą uderzeniową. To powoduje zniszczenie struktury skał stropu, spągu lub pokładu z równoczesnym dynamicznym przemieszczeniem skał do wyrobiska oraz powoduje zniszczenie lub uszkodzenie obudowy wyrobiska, maszyn oraz urządzeń. Przykłady stuków wstrząsów w kopalni węgla kamiennego przedstawiono na rysunkach 1 i 2.



Rys. 2. Trasa przechylonego przenośnika ścianowego po tąpnięciu [9]

3. Opis uszkodzeń hydrauliki siłowej w wyniku wstrząsu górotworu

Zwiększona aktywność sejsmiczna górotworu nad prowadzoną eksploatacją oraz wstępowanie wysokoenergetycznych wstrząsów wywołują liczne utraty szczelności stojaków hydraulicznych, pęknięcie rdzennika, jego wybrzuszenia oraz rozrywanie i łamanie siłowników podpory stropnicy oraz stojaka [8]. Szczegółowe uszkodzenia ujęto na rysunkach 3 i 4. Przypadki omawiane w niniejszym punkcie, które wystąpiły w ścianach dotyczyły kilku najbardziej zagrożonych wstrząsami górotworu kopalń. W analizowanych ścianach zaistniałe skutki uszkodzenia hydrauliki świadczą o przekroczeniu dopuszczalnych wartości obciążenia, jakie może przenieść obudowa. Przy wyjaśnianiu przyczyn uszkodzeń korzystano z metody mocy, w której zakłada się, że moc oddziaływania górotworu na obudowę musi być mniejsza od mocy obudowy. W takim przypadku nie zostanie ona uszkodzona [7]. Można to założyć w odniesieniu do stojaka:

$$N_{maxstoj} > D_{maxgór}, \quad N \cdot ms^{-1} \quad (1)$$

gdzie:

$N_{maxstoj}$ – maksymalna moc stojaka,

$D_{maxgór}$ – maksymalna moc z jaką górotwór będzie działał na obudowę odniesiona do stojaka,

$$N_{maxstoj} = Q_{ukł} \cdot k_p \cdot P_{max}, N \cdot ms^{-1} > D_{maxgór} = \frac{F_r \cdot n_{tz}(n_{tz}-1)}{\cos \alpha}, N \cdot ms^{-1}$$

Obliczone minimalne przepływy w układzie zabezpieczającym stojak Q'_u przed przeciążeniem z zależności 2. Jest ona wynikiem przekształcenia zależności 1 oraz przeliczenia przepływów z m^3s^{-1} na $lmin^{-1}$, a mianowicie:

$$Q'_u \geq \frac{F_r(n_{tz}^2 - n_{tz})}{2P_N \cos \alpha} 6 \cdot 10^4, lmin^{-1} \quad (2)$$

gdzie:

Q'_u – minimalny przepływ w układzie zabezpieczającym stojak,

F_r – podporność robocza stojaka,

P_N – ciśnienie nominalne stojaka z DTR obudowy,

α – nachylenie stojaka w odniesieniu do prostopadłej do spągnicy,

n_{tz} - współczynnik dociążenia obudowy w wyniku wstrząsu.

Wyniki przeprowadzonej analizy uszkodzeń zostały ujęte w tabeli 1 przedstawionej poniżej.

**Zestawienie obliczeń dla analizowanych przypadków tąpnięć
(opracowanie własne[9])**

Tabela 1

Kopalnia	Ściana	E J	n_{tz}	Ocena według metody mocy	Przyczyny
Bielszowice	780b	$8 \times 10^6 \text{ J}$	1,27	$N_s < D_g$	– niedostatecznie zachowano wysokość słupa cieczy PT w odniesieniu do zapisów „upodatnienia”
Bielszowice	780c	$8 \times 10^6 \text{ J}$	1,27	$N_s < D_g$	
Rydułtowy - Anna	Ia-E-E2	$2,9 \times 10^6 \text{ J}$	1,2	$N_s > D_g$	– bez skutków, zgodność „upodatnienia” ze stanem faktycznym
Rydułtowy - Anna	I-E1	$1,23 \times 10^8$	1,40 2	$N_s < D_g$	– nieprawidłowy remont stojaka $\varnothing 0,21/0,16$ – niedostateczny przepływ w układzie hydraulicznym stojaka – zbyt duże pochylenie stojaka
Rydułtowy - Anna	II-E2	$1,23 \times 10^8$	1,40 2	$N_s < D_g$	– nieprawidłowy remont stojaka $\varnothing 0,21/0,16$ – zbyt duże pochylenie stojaka
Rydułtowy - Anna	VI-E1	$9,4 \times 10^7 \text{ J}$	1,45	$N_s < D_g$	– nieprawidłowy remont stojaka $\varnothing 0,21/0,16$ – zbyt duże pochylenie stojaka
Bobrek-Centrum	6	$8 \times 10^6 \text{ J}$	1,29	$N_s < D_g$	– źle skonfigurowany układ składający się z dobrych elementów
Marcel	M-12	$9,2 \times 10^7 \text{ J}$	1,26	$N_s > D_g$	– bez skutków, zgodność „upodatnienia” ze stanem faktycznym

Objaśnienie: E – energia wstrząsu górotworu, n_{tz} – współczynnik dociążenia zmechanizowanej obudowy ścianowej w wyniku wstrząsu górotworu.

Analizując przypadki tąpnięć przedstawionych w tabeli 1, stwierdzono różnice pomiędzy deklarowanymi parametrami przyjętymi do pierwotnej oceny „upodatnienia”, a rzeczywistymi, które wystąpiły w rzeczywistości i zostały przyjęte do analizy. Różnice stwierdzono:

- w zakresie ilości cieczy pod tłokiem stojaka hydraulicznego – wymaganej, a rzeczywistej,
- przeciążalności stojaków, jako wynik nieprawidłowo wykonano remont,
- nieprawidłową konfigurację układu sterowania (z dobrych elementów wykonano nieprawidłowy układ),
- zbyt duże nachylenie stojaków.



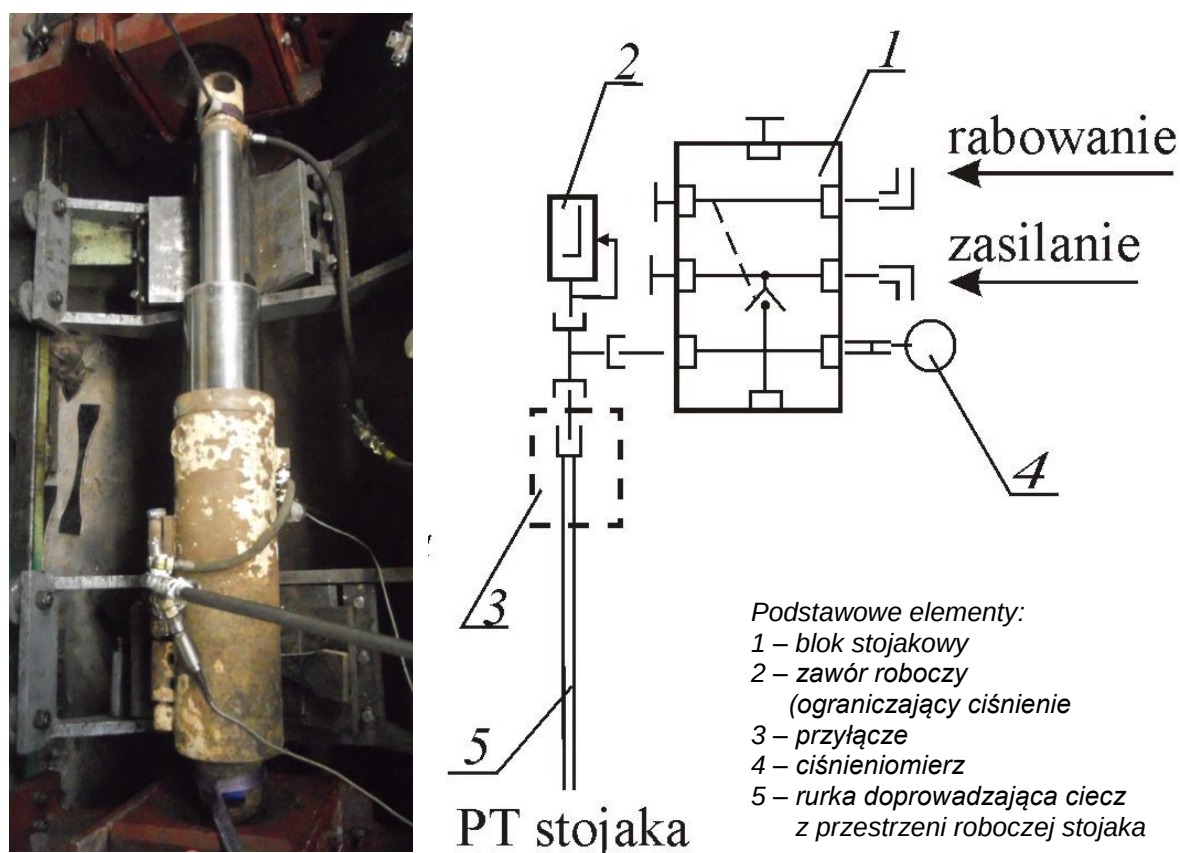
Rys. 3. Rozerwany cylinder II-go stopnia stojaka hydraulicznego $\varnothing 0,21/0,16$ m [9]



Rys.4. Wyrwanie dławicy z cylindra z przemieszczeniem wzdłuż osi stojaka [9]

4. Zabezpieczenie stojaków zmechanizowanej obudowy ścianowej przed przeciążeniami dynamicznymi

Obciążenie dynamiczne można zdefiniować, jako obciążenia, które zmieniają swoją wartość w czasie na tyle szybko, że na ruch ciała materialnego mają wpływ jego siły bezwładności. Zabezpieczenie stojaków przed dynamicznym oddziaływaniem górotworu definiujemy jako zdolność do przejmowania i wytłumiania szybkozmiennych w czasie obciążeń o wartościach często przekraczających jej parametry robocze [2]. Stojak zmechanizowanej obudowy ścianowej jest zabezpieczony poprzez układ hydrauliczny, w którym zawór bezpieczeństwa ograniczający ciśnienie w stojakach i siłownikach podpory stropnicy podczas wstrząsu górotworu upuszcza ciecz. Na rysunku 5 przedstawiono widok stojaka hydraulicznego 0,21/0,16 m wraz z układem hydraulicznym przeznaczonym dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu, aktualnie pracującego w ścianie 1 w pokładzie 506K w KWK WUJEK na Ruchu Śląsk.



Rys. 5. Stojak hydrauliczny wraz z układem hydraulicznym dla warunków dynamicznego oddziaływania górotworu (pracowanie własne na podstawie [10])

5. Podsumowanie

Przedstawiono uszkodzenia hydrauliki siłowej zmechanizowanej obudowy ścianowej powstałe w wyniku dynamicznego oddziaływania górotworu. Przeprowadzona analiza dla przedstawionych przypadków tąpnięć wykazała znaczną różnicę pomiędzy deklarowanymi parametrami pracy stojaka hydraulicznego, a rzeczywistymi. Powstałe różnice to, między innymi ilość zachowanej cieczy pod tłokiem pracującego stojaka, nieprawidłowo wykonany

remont oraz nieprawidłowa konfiguracja układu sterowania pracującego w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu.

Powstała znaczna rozbieżność pomiędzy wynikami przeprowadzonej oceny „upodatnienia” wynikającego z §440 ust. Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP, a powstałymi uszkodzeniami eksploatowanej obudowy w warunkach tąpnięć. Przeprowadzona ocena mocy stojaka wraz z układem sterowania wykazała na osiem omawianych przypadków dwa bez skutków, zgodność „upodatnienia” ze stanem faktycznym.

Bezpieczeństwo pracy zmechanizowanej obudowy ścianowej w trudnych warunkach górniczo – geologicznych dla całego kompleksu wydobywczego jest szczególnie istotne. Wymaga się, aby układ podpornościowy obudowy utrzymywał podporność roboczą dla zmieniających się obciążeń w czasie oraz dla różnych wysokości rozparcia obudowy.

Literatura

1. Dubiński J., Konopko W.: Tąpnięcia. Ocena. Prognoza. Zwalczania. GIG Katowice 2000.
2. Doległo L.: Analityczna metoda wyznaczania przeciążeń zmechanizowanej obudowy ścianowej powstałych w wyniku wstrząsu górotworu. Praca Doktorska. GIG Katowice 2011.
3. GIG, 2014. Raport roczny o stanie zagrożeń naturalnych i technicznych w górnictwie węgla kamiennego. GIG Centrum Bezpieczeństwa Górniczego, Katowice 2003-2014.
4. Gil J.: Analiza przepływów w układach ograniczających ciśnienie przestrzeni roboczej stojaka hydraulicznego w zmechanizowanej obudowie ścianowej. Praca Doktorska. AGH Kraków 2014.
5. Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych § 440 ust. 2 (Dz.U.124,poz.863, 2006), w brzmieniu: „Obudowa zmechanizowana przeznaczona do pracy w ścianach prowadzonych w rejonach występowania wstrząsów górotworu jest przystosowana poprzez upodatnienie do przejmowania obciążeń dynamicznych.”
6. Stoiński K.: Praktyczne aspekty upodatnienia obudowy zmechanizowanej. Napęd i Sterowanie nr 7/6 2006.
7. Szurgacz D.: Próba określania dynamicznej mocy stojaka zmechanizowanej obudowy ścianowej przeznaczonego do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu – artykuł dyskusyjny. Prace Naukowe GIG 1/2011.
8. Szurgacz D.: Zjawiska dynamiczne w obudowie zmechanizowanej spowodowane wstrząsami górotworu. Wiadomości Górnicze nr 10/2011. ISBN 0043-5120 Katowice 2011.
9. Szurgacz D.: Określenie mocy obudowy zmechanizowanej dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu – weryfikacja metody. Praca statutowa GIG o symbolu 137118111-182 [nie publikowana].
10. Szurgacz D., Szyja A.: Sterowanie elektrohydrauliczne DOH-matic zmechanizowanej sekcji obudowy ścianowej Glinik-12/23-POz dla warunków górniczo–geologicznych ściany 2/506 K w KWK ”WUJEK” na Ruchu ”Śląsk”.

UKŁAD HYDROSTATYCZNEGO PRZENIESIENIA NAPĘDU W LOKOMOTYWIE WĄSKOTOROWEJ TYPU WLP-50EM/H

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wstęp

Trudne warunki pracy mobilnych maszyn transportu poziomego, w tym zmienne obciążenia ich układów roboczych i jezdnych oraz coraz większe oczekiwania, co do energooszczędności maszyn sprawiają, że poszukuje się nowych rozwiązań, charakteryzujących się bardziej efektywnym przenoszeniem napędu. Postępujący w ostatnich latach rozwój silników i pomp hydraulicznych przeznaczonych do układów zamkniętych i wzrost ich niezawodności oraz wysoka sprawność, jak również zastosowanie nowoczesnych układów sterowania powodują, że stosowane dotychczas rozwiązania w postaci hydrokinetycznego układu z przekładnią mechaniczną zastępowane są układem hydrostatycznym. Zaletą takiego rozwiązania (hydrostatycznego układu przeniesienia napędu) jest możliwość realizowania jazdy z bezstopniową zmianą przełożenia przekładni oraz wykorzystywanie dużego zakresu pracy silnika spalinowego. Dodatkowo, zastosowanie hydrostatycznego układu przeniesienia napędu eliminuje z układu, takie elementy jak: sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne, skrzynię biegów i przekładnie mechaniczne, rozdzielcze, sprzęgła rozłączalne, wały Cardana, co wpływa na zmniejszenie awaryjności układu przenoszenia napędu [1,2].

Uwzględniając powyższe oraz w celu spełnienia oczekiwań użytkowników w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG, wspólnie z firmą Energo-Mechanik ze Strzelca Opolskich, podjęto prace nad opracowaniem i wdrożeniem lokomotywy wąskotorowej przeznaczonej do prac transportowych i przewozowych na powierzchni lub w podziemiach kopalń, gdzie nie występuje zagrożenie wybuchem metanu czy też pyłu węglowego. Na podstawie analizy techniczno-ekonomicznej zdecydowano się na modernizację produkowanej lokomotywy typu WLP-50EM. W efekcie prac projektowych powstała zmodernizowana wersja lokomotywy o oznaczeniu WLP-50EM/H (rys. 1). Głównym elementem, który poddano modernizacji był układ przeniesienia napędu lokomotywy, bazujący na przekładni hydrostatycznej. Po badaniach i przeprowadzonym procesie certyfikacji lokomotywę wdrożono w kopalni Kananj w Bośni.



Rys. 1. Wąskotorowa lokomotywa powierzchniowa WLP-50EM/H [4]

2. Budowa hydrostatycznego układu napędowego lokomotywy

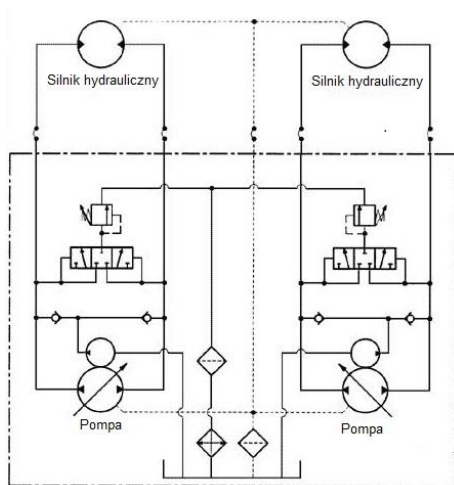
W lokomotywie WLP-50EM/H zastosowano wysokoprężny, turbodoładowany silnik spalinowy typu PowerTech E 4,5L firmy John Deere (rys. 2), charakteryzujący się następującymi danymi [5]:

- | | | |
|---|---|--------------------------|
| • pojemność skokowa | - | 4,5 dm ³ , |
| • moc (przy $n=2400 \text{ min}^{-1}$) | - | 93 kW, |
| • moment obrotowy (przy $n=1500 \text{ min}^{-1}$) | - | 481 Nm, |
| • maksymalna prędkość obrotowa | - | 2400 min ⁻¹ . |

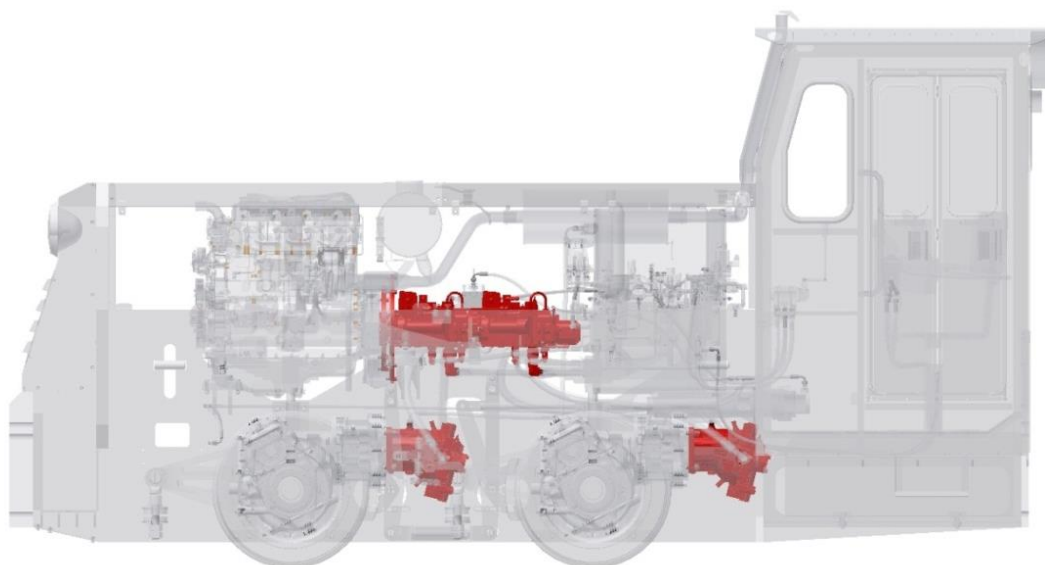


Rys. 2. Silnik spalinowy typu PowerTech E 4,5L [5]

W układzie napędowym lokomotywy zabudowano dwie przekładnie hydrostatyczne (rys. 3), pracujące w dwóch niezależnych układach zamkniętych, służące do przeniesienia napędu z silnika spalinowego na zestawy kołowe. Miejsce zabudowy głównych elementów przekładni hydrostatycznej w korpusie lokomotywy pokazano na rysunku 4.

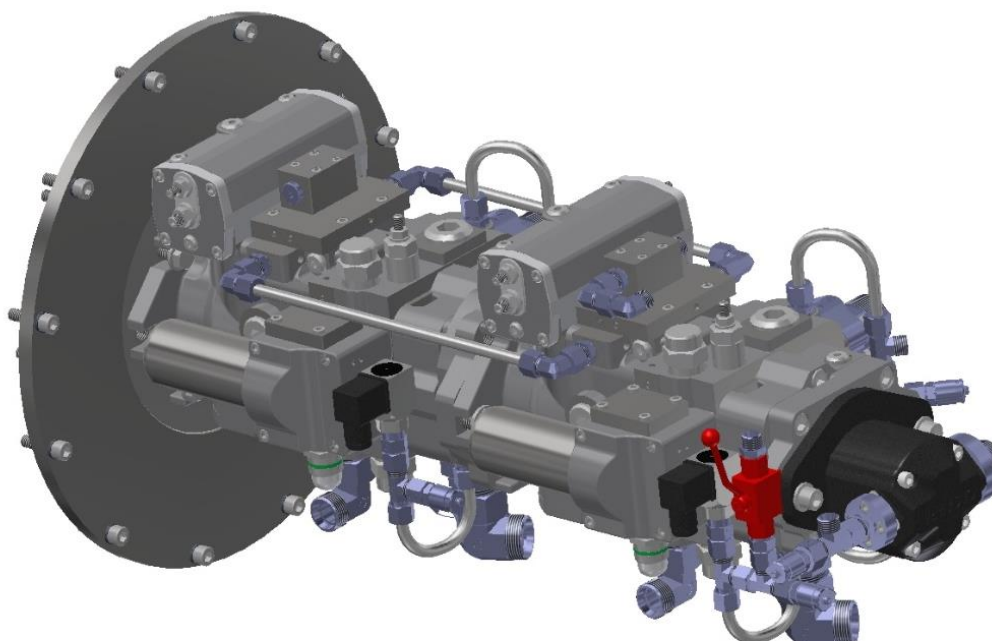


Rys. 3. Schemat ideowy układu przekładni hydrostatycznych [opracowanie własne]

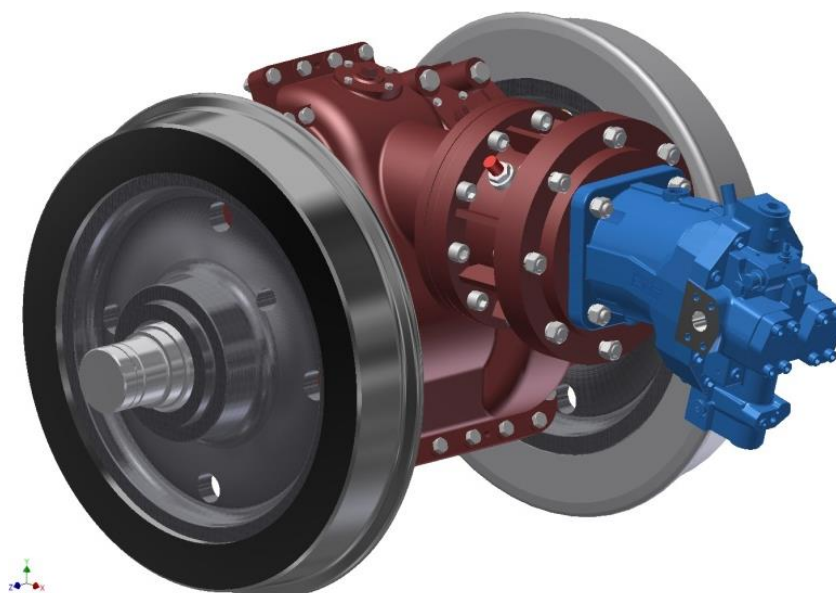


Rys. 4. Miejsce zabudowy w lokomotywie zespołu pompowego oraz silników hydraulicznych [opracowanie własne]

Silnik spalinowy napędza pompy o zmiennej wydajności (rys. 5), osadzone na wspólnym wale. Dwie pierwsze pompy zasilają silniki hydrauliczne zabudowane do przekładni kątowych, których wały stanowią osie zestawów kołowych (rys. 6). Silniki zabudowane są w ten sposób, aby do każdego zestawu kołowego przeznaczony był jeden hydrauliczny silnik napędowy. Trzecia pompa pracuje w układzie otwartym i zapewnia obsługę pozostałych układów hydraulicznych maszyny.

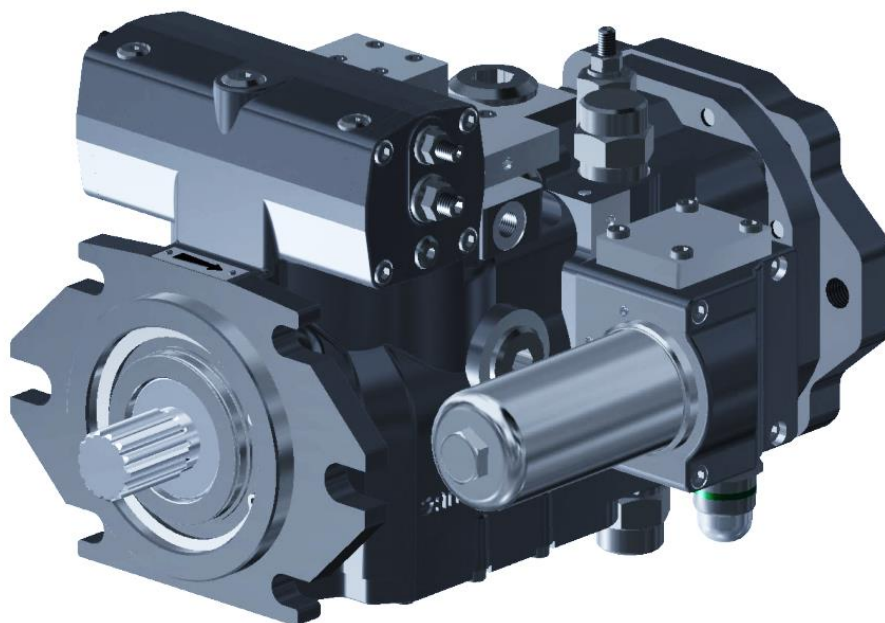


Rys. 5. Zestaw pomp o zmiennej wydajności [opracowanie własne]



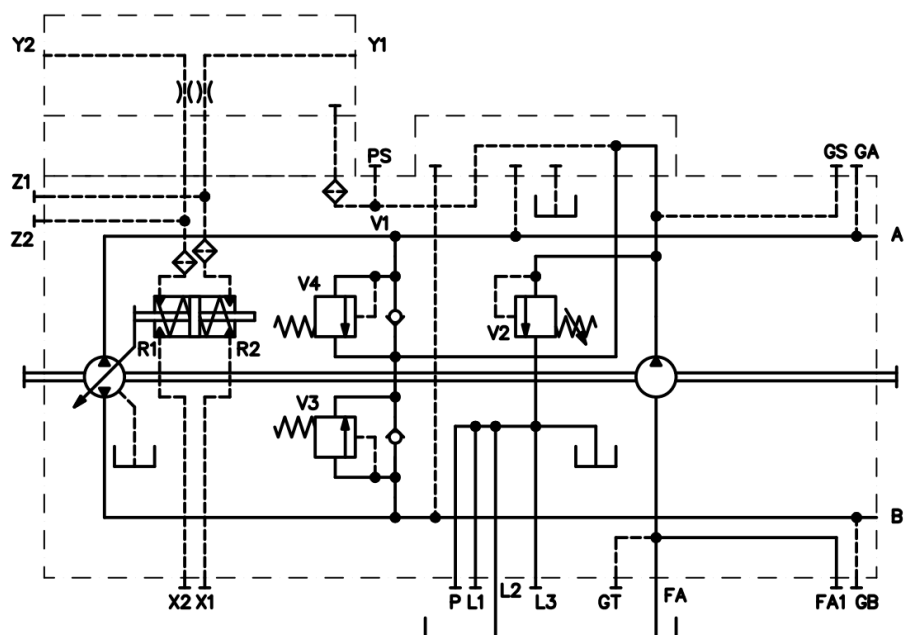
Rys.6. Zestaw kołowy z zabudowanym silnikiem hydraulicznym [opracowanie własne]

Układ pojedynczej przekładni hydrostatycznej wyposażono w pompę tłoczkową zmiennej wydajności typu S6CV (rys. 7, 8). Pompa wyposażona jest w regulator typu HIN, który pozwala na jej sterowanie hydraulicznym sygnałem zewnętrznym.



Rys. 7. Pompa tłoczkowa zmiennej wydajności typu S6CV [6]

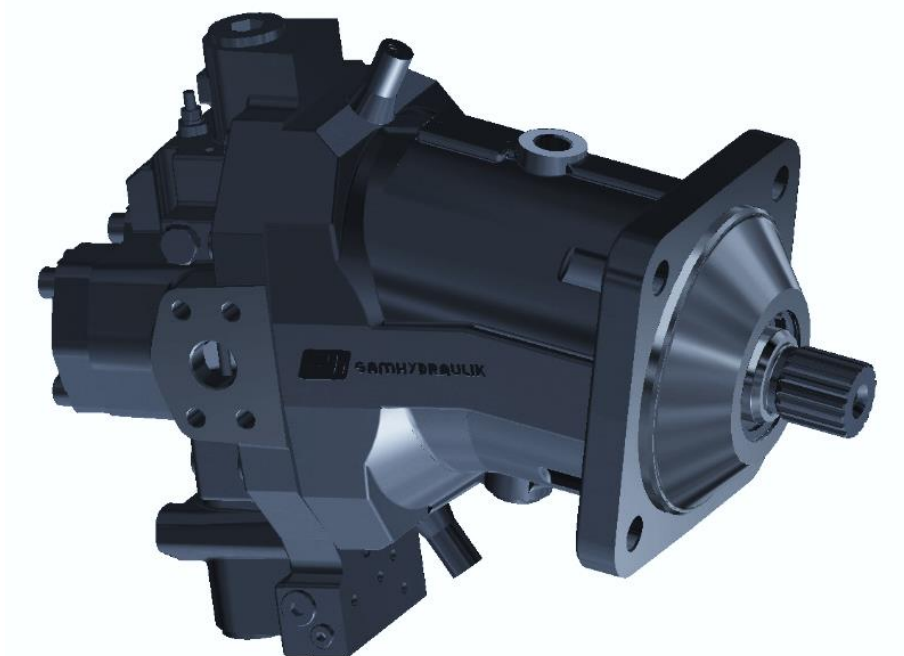
W korpusie pompy zabudowano także modułowo pompę doładowującą. Służy ona do uzupełniania ubytków i wymiany oleju w układzie przekładni hydrostatycznej. Ciśnienie doładowania ustalane jest przez zawór przelewowy, zabudowany na wyjściu pompy doładowującej.



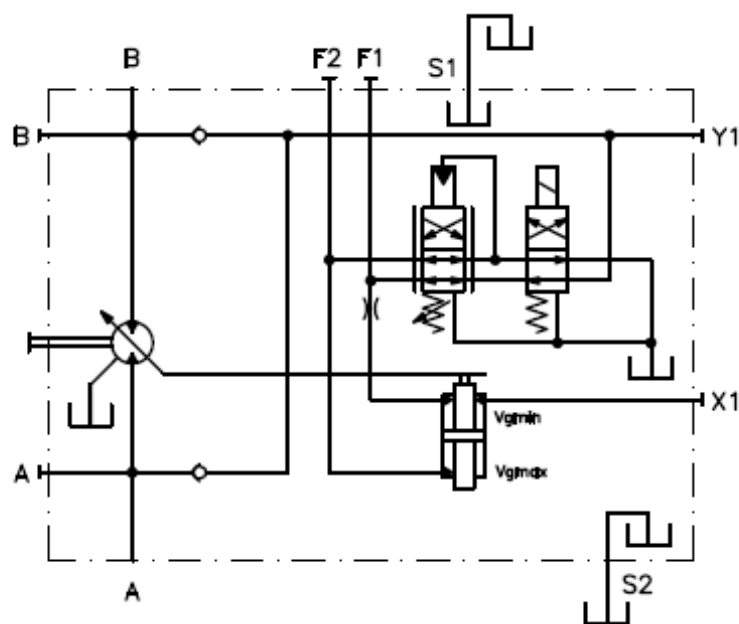
Rys. 8. Schemat hydrauliczny pompy typu S6CV [6]

Pompę wyposażono w filtr oleju ze wskaźnikiem zanieczyszczeń, zabudowany pomiędzy pompą doładowującą a pompą główną. Dodatkowo układ doładowujący wyposażono w układ kontrolno-zabezpieczający, składający się z czujników ciśnienia oraz manometrów.

Pojedyncza pompa zasila silnik hydrauliczny typu SH7V (rys. 9, 10), zabudowany do przekładni zestawu kołowego.



Rys. 9. Silnik hydrauliczny typu SH7V [6]



Rys. 10. Schemat hydrauliczny silnika hydraulicznego typu SH7V [6]

Silniki hydrauliczne wyposażono w regulator ROE, dostosowujący chłonność silnika do parametrów obciążenia zewnętrznego, w funkcji ciśnienia roboczego. Regulator zmienia chłonność silnika z wartości minimalnej do wartości maksymalnej, gdy ciśnienie robocze wzrośnie powyżej zadanej wartości ciśnienia regulacji. Maksymalna chłonność silnika jest osiągana, gdy ciśnienie robocze przekroczy ciśnienie regulacji o 10 MPa. Pozwala to na równomierną pracę silnika podczas zmiany chłonności i umożliwia uzyskanie maksymalnej prędkości. W skrajnych przypadkach umożliwia wysterowanie silnika na chłonność minimalną, gdy wymagany jest niewielki moment napędowy i maksymalna prędkość obrotowa oraz wysterowanie silnika na chłonność maksymalną, gdy istnieje zapotrzebowanie na duży moment napędowy.

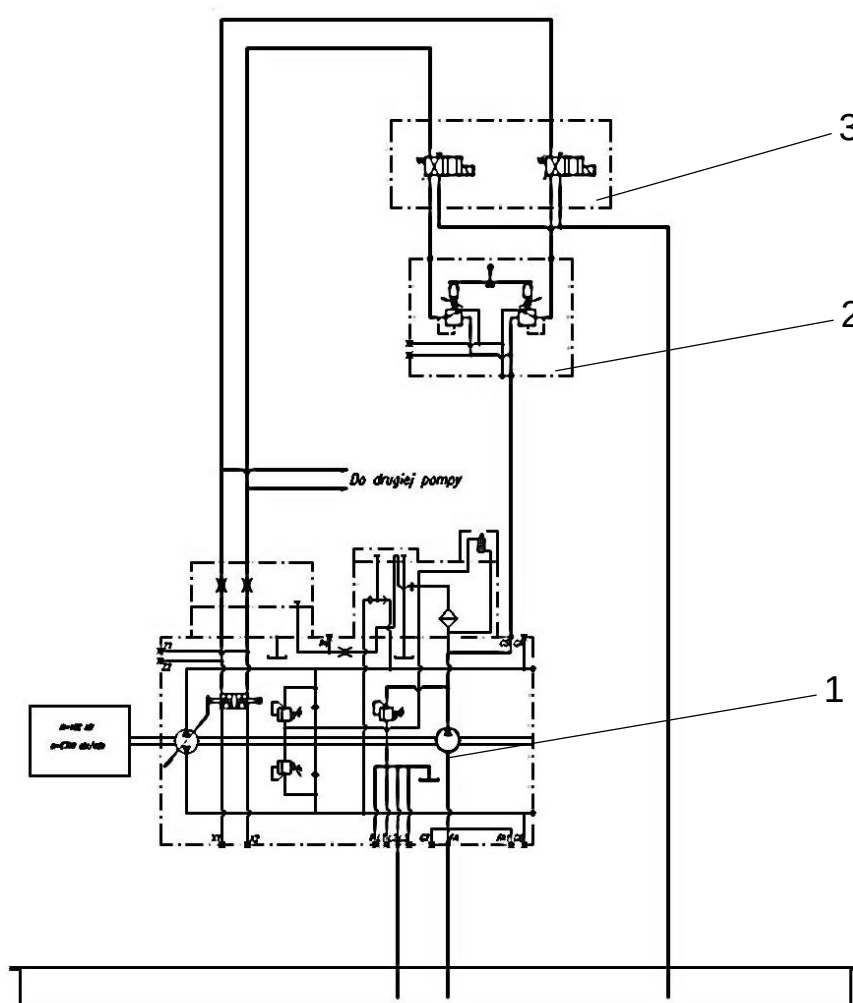
Ze względu na zastosowane elementy, przełożenie hydrauliczne w układzie napędowym może się zmieniać w bardzo szerokim zakresie. Przy maksymalnej chłonności silnika hydraulicznego przełożenie zmienia się od $i_h=1,5$ aż do nieskończoności (wydatek pompy równy zero). W przypadku minimalnej chłonności silnika, przełożenie hydrauliczne może zostać zmniejszone do $i_h=0,47$ [3].

Zastosowanie opracowanego napędu pozwoliło na osiągnięcie następujących parametrów trakcyjnych lokomotywy:

- siła pociągowa: - 25 - 30 kN
- maksymalna prędkość jazdy - 2 km/h.

3. Sterowanie przekładnią hydrostatyczną

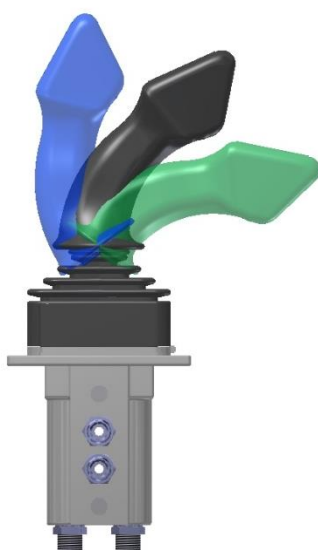
Układ sterowania pomp przedstawiono na rysunku 11. Zbudowano go z zastosowaniem trzech podstawowych elementów: pompy doładowującej (poz. 1), manipulatora hydraulicznego sterowanego ręcznie (poz.2) oraz dwóch rozdzielaczy elektrohydraulicznych (poz. 3).



Rys. 11. Schemat ideowy układu sterowania pompami głównymi [3]

Sterowanie jazdą lokomotywy odbywa się z kabiny operatora za pomocą manipulatora hydraulicznego oraz przycisków umieszczonych w pulpicie sterowniczym lokomotywy i sprowadza się do określenia (wyboru) kierunku jazdy lokomotywy i regulacji prędkości jazdy.

Pierwsza funkcja realizowana jest poprzez wybór przycisku w pulpicie sterującym i wychylenie manipulatora, sterowanego ręcznie, w odpowiednim kierunku (rys. 12) (napięcie podawane jest na cewkę jednego z dwóch rozdzielaczy elektrohydraulicznych). Druga funkcja realizowana jest poprzez zwiększenie wychylenia dźwigni manipulatora, co za skutkuje wzrostem ciśnienia medium roboczego. Medium zasila regulatory typu HIN, zabudowane na pompach tłokowych przekładni hydrostatycznych, co skutkuje przesterowaniem cylindrów regulacyjnych pomp. Przesterowanie cylindrów powoduje zmianę jednostkowej objętości roboczej, a przez to rozpoczęcie procesu pompowania cieczy w obwodzie zamkniętym pompasilnik. Zabudowane na silnikach hydraulicznych regulatory o działaniu automatycznym powodują, że prędkość jazdy staje się proporcjonalna do wychylenia manipulatora oraz zależna od zadanego obciążenia [3].



Rys. 12. Pozycje przesterowania dźwigni manipulatora hydraulicznego - kierunek jazdy - jazda w przód (kolor zielony), jazda w tył (kolor niebieski) [3]

Lokomotywę wyposażono także w automatyczny układ umożliwiający jazdę manewrową, wyzwalany automatycznie po uruchomieniu maszyny. Po przekroczeniu prędkości 3 m/s układ wyłącza się, pozwalając lokomotywie osiągnąć maksymalną prędkość jazdy. Układ składa się z rozdzielacza oraz dwóch zaworów zwrotnych, przez które medium hydrauliczne kierowane jest do odpowiednich portów obu silników hydraulicznych. Rozdzielacz zabudowany jest tak, że w stanie beznapięciowym porty silników połączone są ze spływem i możliwa jest jazda z prędkością maksymalną, równą 5 m/s. Po podaniu napięcia, w portach pojawia się ciśnienie, co pozwala na przesterowanie regulatorów i zmianę chłonności silników hydraulicznych do maksymalnych wartości. W ten sposób zmienia się maksymalną prędkość do wartości 3,2 m/s i wykonywanie prac manewrowych.

4. Podsumowanie

W dotychczasowych konstrukcjach lokomotyw spalinowych opracowanych w ITG KOMAG preferowano napęd hydrokinetyczny. Wymagania stawiane współczesnym maszynom, a zwłaszcza obniżanie kosztów ich eksploatacji (ograniczenie zużycia energii) wymusiły konieczność wprowadzenia napędu hydrostatycznego.

W lokomotywie typu WLP-50EM/H z ww. napędami zastosowano dwie przekładnie hydrostatyczne, które pracują w dwóch niezależnych układach zamkniętych. Uprościło to budowę przekładni kątowych zabudowanych na zestawach kołowych i pozwoliło na eliminację wałów napędowych. Uzyskano w ten sposób możliwość płynnej zmiany prędkości jazdy w wyniku zmiany przełożenia hydraulicznego.

Pompy i silniki hydrauliczne dobrano tak, by w pełni wykorzystać moc silnika napędowego, dostosowując się do parametrów obciążenia tj. masy przewożonego ładunku oraz nachylenia trasy. Zastosowanie automatycznego układu jazdy manewrowej pozwoliło na uzyskanie wymaganej, maksymalnej prędkości wynoszącej 5 m/s oraz na wykonywanie prac manewrowych z prędkością ok. 0,2 m/s.

Literatura

1. Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wydawnictwo: Śląsk, Katowice 1976.
2. Korecki Z.: Napędy i sterowanie hydrauliczne maszyn górniczych. Wydawnictwo: ŚWT, Katowice 1993
3. Rojek P. i in.: Wąskotorowa lokomotywa powierzchniowa WLP. Opracowanie koncepcji lokomotywy z napędem hydrostatycznym (część hydrauliczna). ITG KOMAG Gliwice 2014 (materiały nie publikowane).
4. Materiały katalogowe firmy Energo-Mechanik.
5. Materiały katalogowe firmy John Deere.
6. Materiały katalogowe firmy Samhydraulik.

**KONSERWACJA I BADANIE TRÓJSTOPNIOWEGO STEROWANEGO
ELEKTRYCZNIE KIERUNKOWEGO SERWOZAWORU Z UKŁADEM
ELEKTRONICZNYM****OPERATIONAL MAINTENANCE AND TESTING OF AN ELECTRICALLY
OPERATED 3 STAGE DIRECTIONAL SERVO-VALVE WITH ON BOARD
ELECTRONICS**

Radu Radoi, Alexandru Hristea - INOE 2000 – IHP, Bucharest, Romania

Adrian Mirea - ROMFLUID S.A., Bucharest, Romania

1. Introduction

Deterioration of directional servo-valves by contamination of the hydraulic fluid with solid particles occurs quite fast. A better immunity to clogging with contaminating particles from oil is displayed by the two operating modes electro-hydraulic servo valve, which does not use a flapper - nozzles unit [1]. Oil contamination occurs when there are some interventions on the installation or when the area of oil tank is not kept clean and consumable items of filters are not changed in time. Hydraulic fluid cleanliness level is given according to ISO 4406. To maintain in working order the hydraulic installations, a long period, are necessary maintenance operations. It is cheaper to carry out regular maintenance operations than to perform the repair when the fault occurs. Filter cartridges need replacing to time, when indicators with which they are provided indicate clogging of them. Periodically oil samples must be taken for test, in order to confirm framing in oil purity class, included in the installation technical book. It is recommended periodic cleaning of hydraulic fluid from installations tanks. Hydraulic fluid supplied in barrels does not meet conditions to be used in the hydraulic system. It should be introduced into the hydraulic system through a filtration system to minimize contamination by solid particles or water. Replacement of the hydraulic fluid must be done with the same type of hydraulic fluid or with hydraulic fluid compatible with fluid remains previously used in the system [2]. If are mixed together hydraulic fluids from different manufacturers or hydraulic fluids of different types from the same manufacturer, may occur gelling or silt deposits. The presence of undissolved air at pumps suction port or at control edge is a risk of developing cavitation that can lead to erosion of equipment material, aging of hydraulic fluid and noise from the hydraulic system. The water in hydraulic fluid may come by condensation from the air or through a direct ingress. The water in hydraulic fluid can cause wear or failure of hydraulic components in the system. To ensure a long service life for the equipments of hydraulic system must take into account all these aspects of the operation of hydraulic installations.

2. Operational maintenance of a 3 stage servo-valve

A 3 stage directional servo-valve can become unavailable for use by clogging the nozzles from the 2 stage pilot [3].

Figure 1 shows the outline of a 3 stage servo-valve produced by Bosch - Rexroth [4]. It comprises a pilot 1, main spool 2, position transducer 3, and electronics 4. For operational maintenance, pilot is detached and is tested on a specialized stand. By energizing the coils of pilot with test unit for servo-valves without integrated electronics, type VT-SVTSY-1 (Figure 3),

we will see that it works only on one way or does not work at all. Then remove the screw cap and carefully extract filter element as eventual particles on it, not to fall back towards the nozzles behind him. The filter is cleaned to remove any particles on it, if it is in good condition, or is replaced if it is clogged or there are observed deformations of the grid. With filter removed the pilot is washed with oil at low pressure by supplying him on port T, aiming to unclog both nozzles. Then the filter is mounted in pilot body and is conducted a new test.

If the pilot null is moved or if the flows on the both ways are not equal are conducted adjustments from control nozzles.

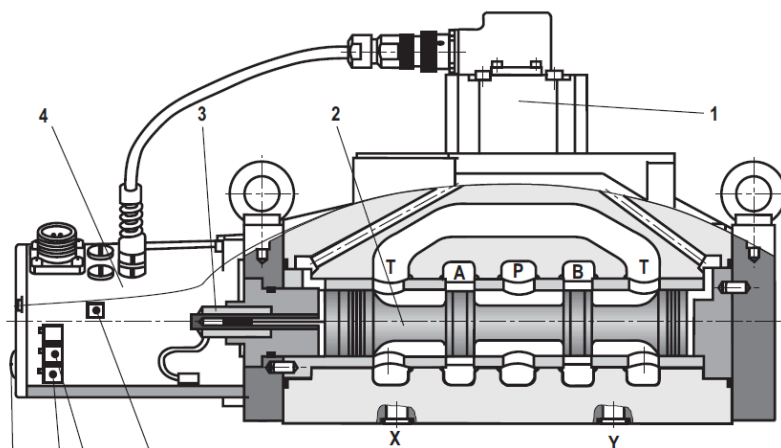


Fig. 1. Bosch Rexroth 3 Stage directional servo-valve 4WSE3E 32

The pilot from figure 2 is composed of: 1 – Electro-mechanical converter, 2 – hydraulic amplifier, 3 – control spool, 4 – coils, 5 – armature, 6 – torque tube, 7 – flapper plate, 8 – control nozzle, 9 – bending spring for mechanical feedback.

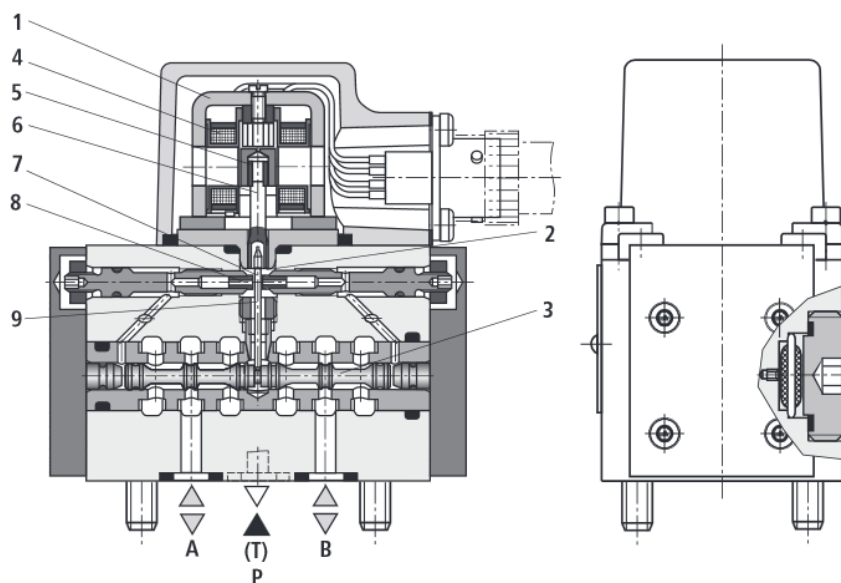


Fig. 2. 2 stage pilot



Fig. 3. Rexroth VT-SVTSY-1 service case

Technical data of 2 stage pilot type 4WS2EM:

Operating pressure Ports P,A,B 10...315 bar

Port T..... pressure peaks < 100, static <10 bar

Hydraulic fluid Mineral oil (HL, HLP)

Hydraulic fluid temperature range..... preferably +40...+50 °C

Rated flows with $\Delta p = 70$ bar 2; 5; 10; 15; 20; 25 l/min

Hysteresis ≤ 1.5 %

The stand whose scheme is represented in Figure 4 allows the pilot testing and adjusting its functionality in case of need (null and maximum flow rate).

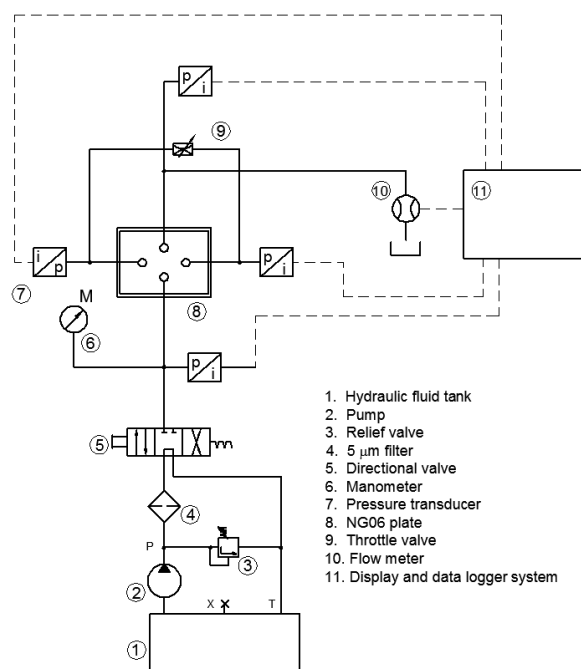


Fig. 4. The scheme of test stand

3. Testing of the servovalve with 3 stage after maintenance

For testing need to supply the pilot with oil. To do this, is used a plate that connects the ports X and Y of servo-valve to the test stand. In this case the servovalve has external ports for piloting X and for drain Y. The servo-valve being with incorporated electronic does not need to be fed with oil the 3rd stage, measurements of which can be achieved by monitoring spool position feedback signal – actual value. To check if spool on the main stage does not have excessively wear of edges is carried a visual check. For the testing are used two channels of a data acquisition board, 1 analog ± 10 V input channel and one analog ± 10 V output channel. How to connect the servo-valve to the hydraulic circuit and at data acquisition system, for performing probation can be seen in Figure 5.

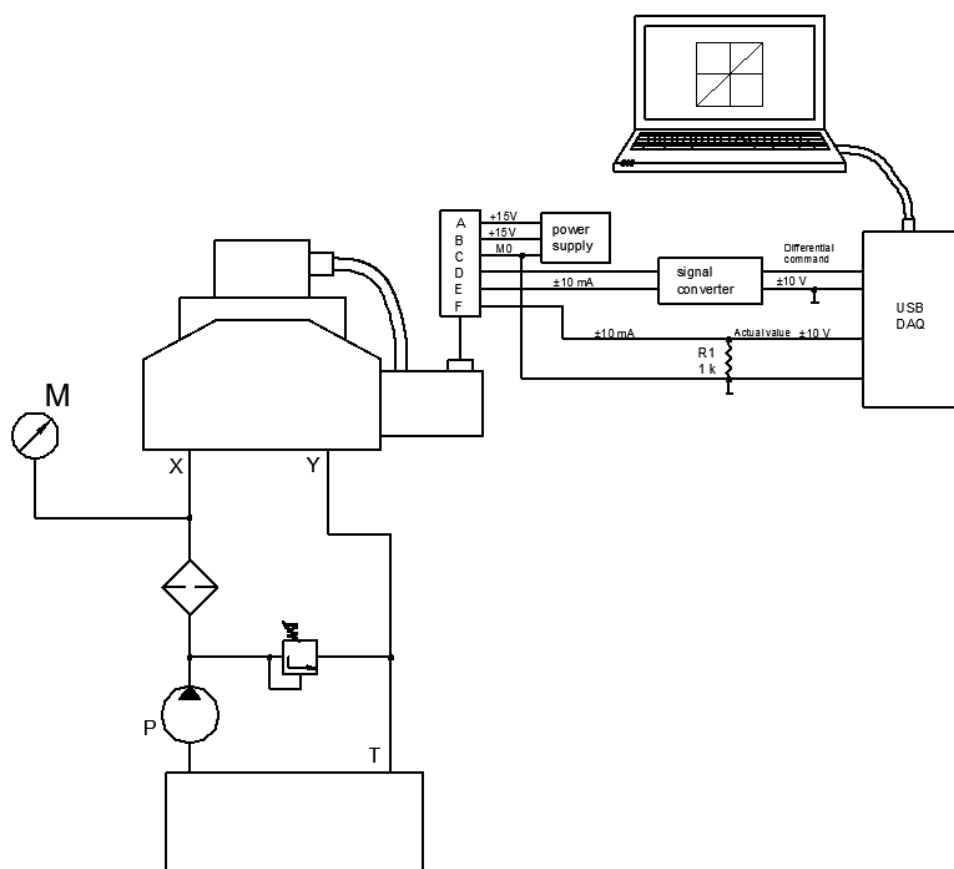


Fig. 5. The connecting of servo-valve at data acquisition system and hydraulic stand

Testing software was made in LabView medium. To determine the flow / signal function was used a first application that uses a ramp signal generator for controlling the servovalve via data acquisition board. Because this servo-valve model must be commanded with ± 10 mA signal was used a signal converter between acquisition board and servo-valve. It converts the analog output voltage from the data acquisition board in current signal for control the servo-valve. With the data acquisition board is acquired also the response of servo-valve (current value) from terminal F of main connector. In Figure 6 you can see the application window, and

in Figure 7 the diagram obtained. To obtain frequency response is used a second application that generate a sine waves with frequency increasing in steps and the response is measured and displayed in diagrams. In Figure 8 we have application window and in the figure 9 diagrams obtained for amplitude ratio and phase angle.

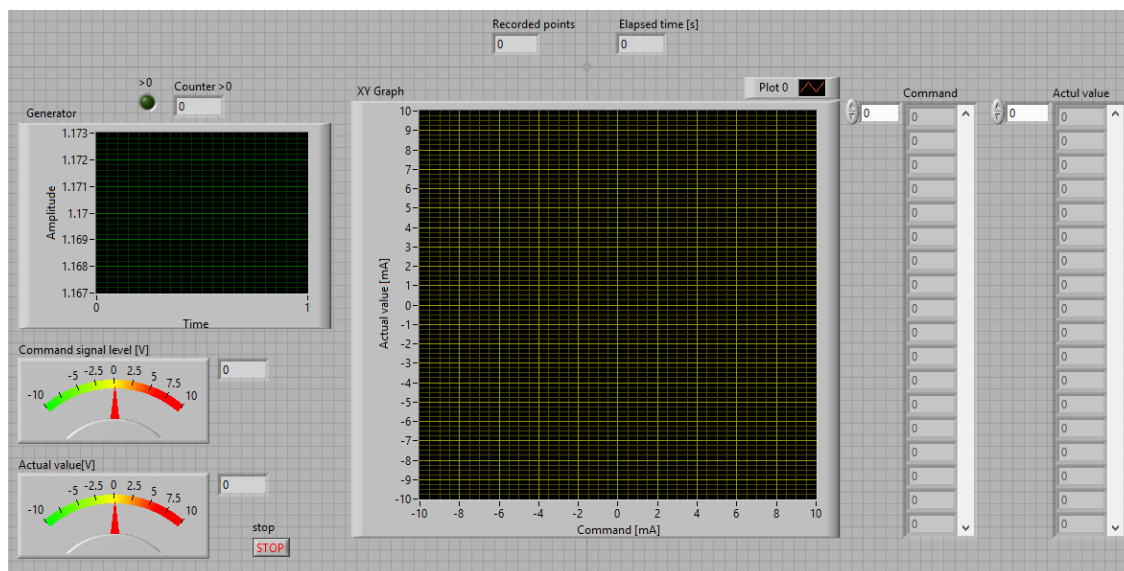


Fig. 6. The window of application for obtaining the flow/signal diagram

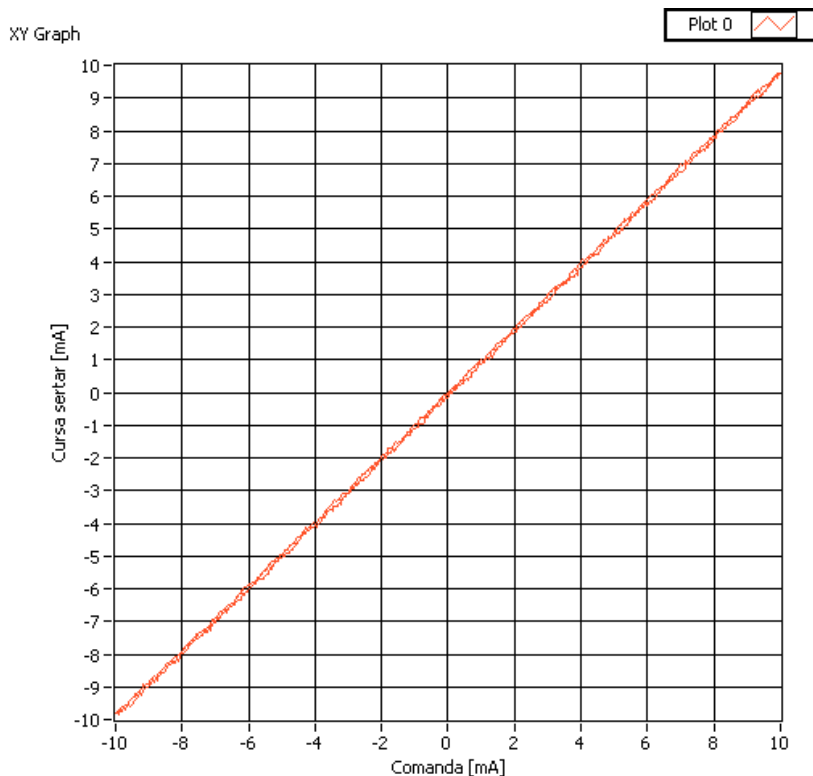


Fig. 7. Plotted flow signal diagram

The frequency response of the servo-valve is evidenced by the diagrams of amplitude ratio and for phase angle depending on the frequency. The diagrams are plotted also using a software developed in LabVIEW.

The diagram for amplitude ratio is plotted by acquiring amplitude values for each frequency step incremented, and calculating the ratio of the signal amplitude of the oscillations of spool stroke U_s and amplitude of oscillations of control signal U_c that is entered in the formula for the calculation of frequency attenuation, A :

$$A \text{ (dB)} = -20 \lg \frac{U_s}{U_c} \quad (1)$$

where: U_s – amplitude of oscillations of spool stroke

U_c – amplitude of oscillations of command signal.

The Diagram for phase angle is plotted thus:

After readings of the Δt and T values on the diagram, for each frequency step incremented is calculated the phase angle between the spool stroke and command signal:

$$\varphi [^\circ] = \frac{\Delta t}{T} \times 360^\circ \quad (2)$$

where:

φ - phase angle

Δt – time difference between the intersection with time axis of command signal curve and intersection with time axis of the spool stroke on a half period.

T – command signal period.

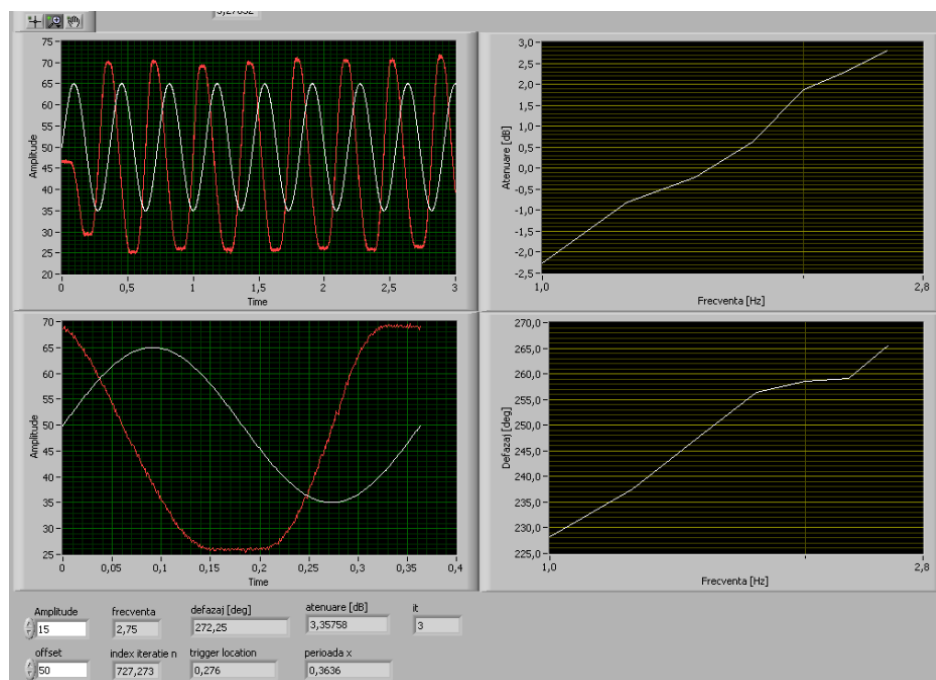


Fig. 8 The window of application for obtaining frequency response

(grey curve – command signal, red curve – response signal)

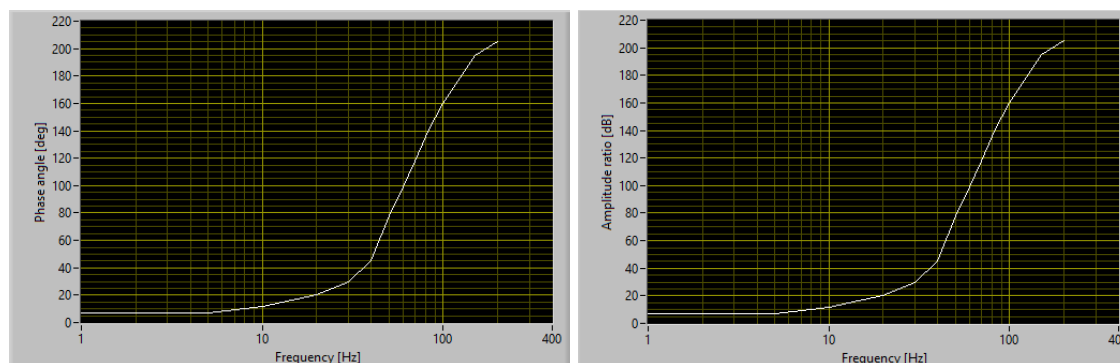


Fig. 9. Phase angle and amplitude ratio diagrams obtained for $\pm 100\%$ command signal

4. Conclusions

In order to keep in working condition for a long time the hydraulic system must be permanently maintained through regular testing and timely replacement of oil filters.

Repairing equipment out of service involves costs and requires skilled personnel.

Operational maintenance requires existence in endowment of equipments such as hydraulic test stands, service kits and computers and testing software for to obtain some diagrams.

If equipment which has achieved maintenance do not show significant material wear after a long service life it can be brought, after cleaning and adjusting, in the parameters close to those indicated in the producer data sheet.

Bibliography

1. T.C. Popescu, A.I. Popescu, "Two operating modes electro-hydraulic servo valve", Magazine of Hydraulics Pneumatics Tribology Ecology Sensorics Mechatronics, Hidraulica No. 4/2014, pp.51-55, ISSN 1453 – 7303.
2. Hydraulic fluids based on mineral oils - Application notes and requirements for Rexroth hydraulic components RE 90220/05.12.
3. 4WS2EM - 4/3 directional servo-valve with mechanical position feedback, Data sheet RE 29564-XN-102-B2/05.10.
4. 4WSE3E 32 Directional servo-valve in 4-way version, Data sheet RE 29622/03.12.

ROZWIĄZANIA OGRANICZAJĄCE SPOŻYWANIE WODY ZANIECZYSZCZONEJ AZOTANAMI I USUWANIE ZWIĄZKÓW AZOTU Z OTRZYMANYCH ODPADÓW

SOLUTION FOR RENDERING DRINKABLE THE NITRATE POLLUTED WATER AND DENITRIFYING THE CONCENTRATED WASTE RESULTED

Ioan Lepădaș, Radu Sauciuc, Liliana Dumitrescu - Hydraulics and Pneumatics Research
Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

Adrian Ciocănea - "Politehnica" University of Bucharest, Romania

Ioan Stamatin - University of Bucharest, Romania

1. Introduction

Providing drinking water in areas with a state of vulnerability due to contamination of ground- or surface water is a problem faced by all countries. In particular, the nitrate content has increased in almost all countries, the World Health Organization (WHO) finding that 30% out of the 2000 watched water sources around the world exceed the nitrate content of 24 mg/l (data from 2004), the main causes being the use of fertilizers, the change in the way/ destination of the land's use and the increase in wastewater recycling.

In the case of Romania, where the legal limit is 50 mg NO_3^-/l , there are currently 358 significant point sources of water pollution and 255 areas vulnerable to nitrate pollution from agricultural sources [1] – Fig. 1.

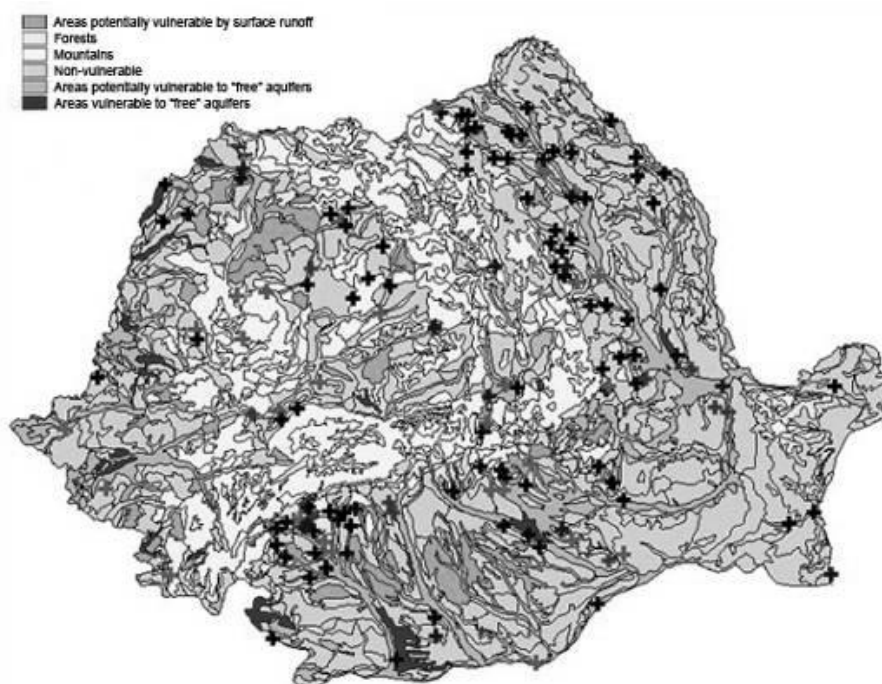


Fig. 1. Position of villages towards areas potentially vulnerable to nitrate pollution

Nitrate vulnerable zones are land areas that drain diffuse water leaks to polluted waters or waters exposed to nitrate pollution and contribute to pollution of these waters. These areas cover about 59.5% of the agricultural area of the country. 1955 localities were designated and grouped into 42 nitrate vulnerable areas [2], representing 57.8% of the country's surface. Regarding the assessment of nitrate concentrations in the groundwater, this was made taking into account the average concentration and the maximum concentration recorded in the period 2008 - 2011 (1-4 years) in all 1809 national monitoring sections. At the national level: 76.62% of these points have values below 25 mg/l, 8.13% between 25 and 39.99 mg/l, 3.75% between 40 and 50 mg/l, 11.50% above 50 mg/l. High average nitrate concentrations are recorded in the plain areas (Romanian Plain – Southern Oltenia, West Plain) and less in the plateau areas (Plateau of Moldavia and Transylvania hill Depression) – Fig. 2.

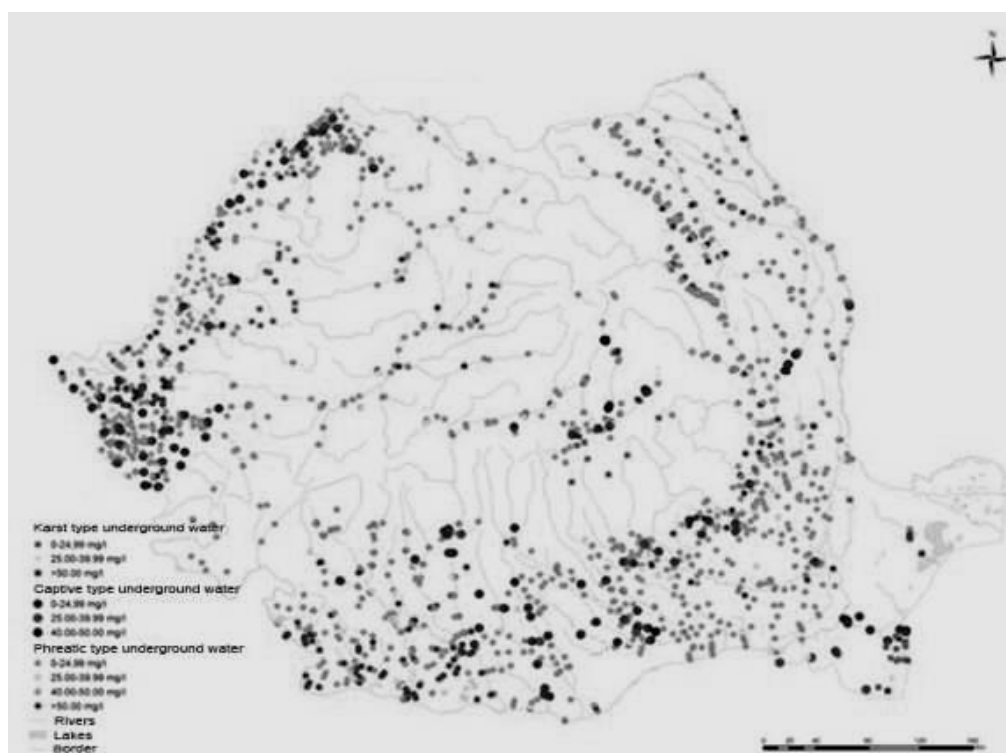


Fig. 2. Average concentrations of nitrates in groundwater monitored sections (2008-2011) [2]

Consuming water with high concentrations of nitrates has serious effects on health, starting with the “blue baby” syndrome and continuing with increase in high incidence of cancers, and for this reason there is imperatively necessary research and development of a kind of equipment which should be able to provide drinking water for rural communities where deep or surface water sources are polluted.

The development of an experimental model of such equipment has been assumed in a research project, funded under “Parteneriate 2013/ Partnerships 2013” programme, by a consortium of two universities (PUB-“Politehnica” University of Bucharest; prof. Adrian Ciocanea and prof. Nechifor, and UB-University of Bucharest; prof. Stamatin), a research institute (INOE 2000-IHP; Dipl. Eng. Radu Sauciuc and Ph.D eng. Ioan Lepădatu) and two companies (Tehnoprest Bucharest and ARMAX GAZ Medias).

The technical solution chosen for the development of filtration equipment- experimental model is reverse osmosis.

Osmosis is defined as passing a solvent through a semipermeable membrane separating two solutions of different concentration, from the more diluted solution to the more concentrated solution, until there is reached balance of osmotic pressures (Fig.3).

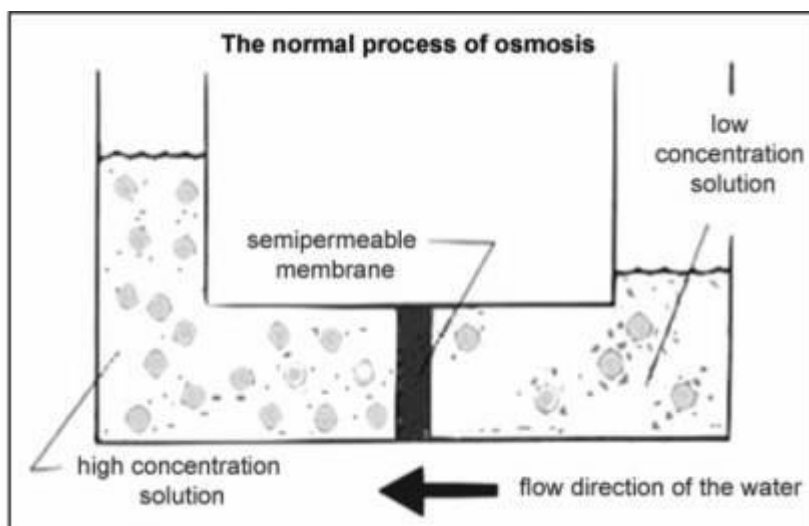


Fig. 3. The normal process of osmosis

More than 40 years ago, NASA experts have developed a method through which they were turning into drinking water all substances containing water on the board of the space ship, in order to lighten the space ship weight as regards drinking water requirements. This method consists in using an artificial membrane, which is similar to cellular membranes, that allows passing through its pores only pure water molecules under the influence of pressure applied to the fluid containing water.

The method was called Reverse Osmosis (Fig.4).

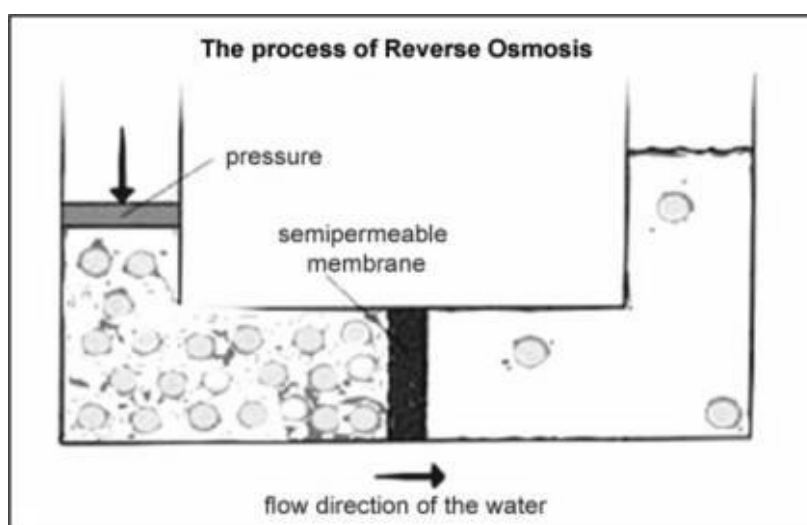


Fig. 4. The process of reverse osmosis

2. Equipment for water treatment and denitrification of concentrated waste resulted

The experimental model of the equipment which will be developed under the research project previously mentioned consists of three modules (see Fig.5):

- the ultrafiltration module
- the reverse osmosis module
- the denitrification module

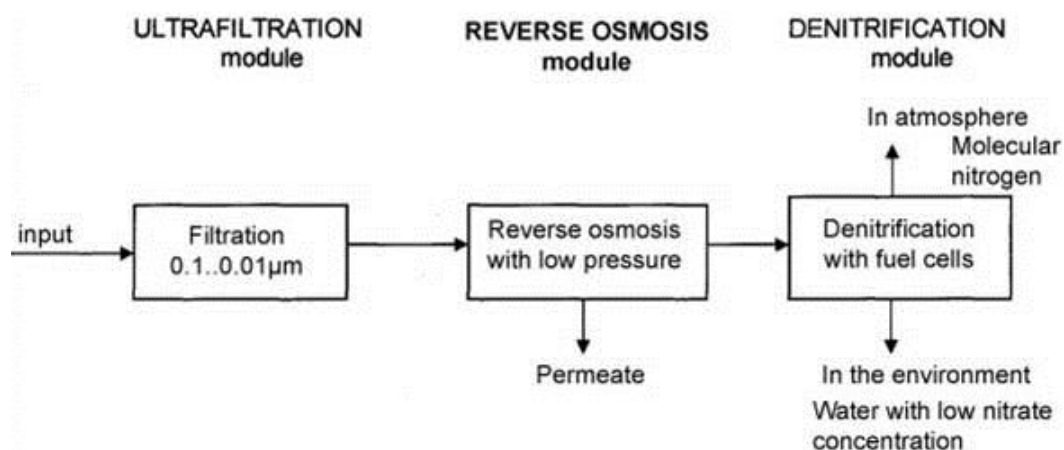


Fig. 5. Reverse osmosis hybrid system – denitrification with fuel cells

2.1. Ultrafiltration module

Before osmosis could be there, the contaminated water must pass through a process of microfiltration. Without this pre-filtration, the life span of osmotic membrane is drastically reduced. The integral picture of water filtration is presented in Figure 6.

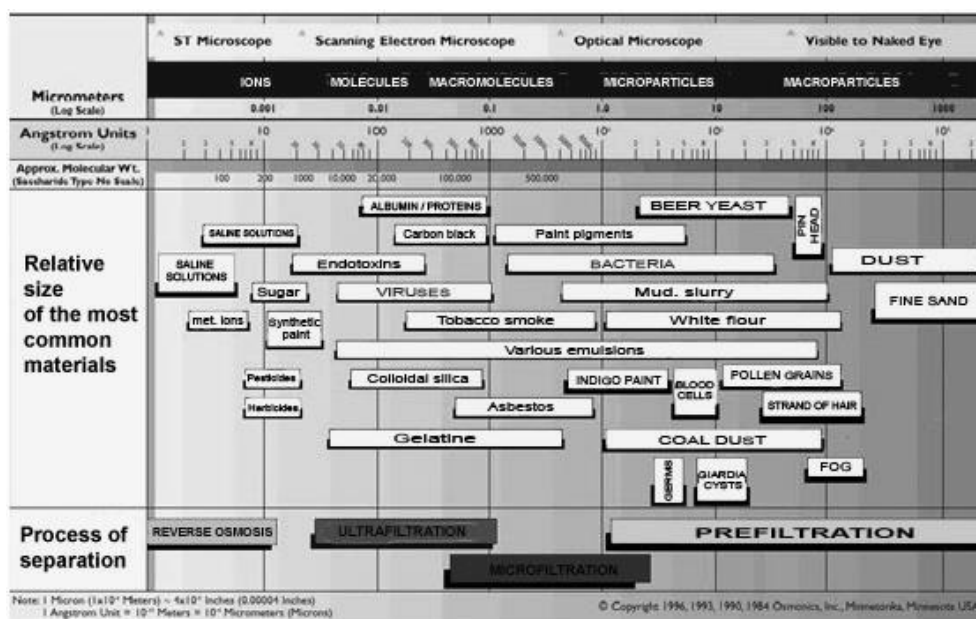


Fig. 6. Water filtration levels and contaminants retained

Through microfiltration there are retained particles sized between 0.1 and 10µm. For microfiltration there are commonly used ceramic filters.

Ultrafiltration is carried out with ultrafiltration membranes that have the ability to retain particles with a size of 0.001 ÷ 0.1µm. Ultrafiltration is used as pre-filtration for reverse osmosis.

The purpose of pre-filtering the water which enters the reverse osmosis process is to reduce the amount of organic matter and bacteria that deposit on osmotic membranes. Micro and ultrafiltration have several beneficial effects on osmotic membranes:

- The membranes will have longer life span;
- Time for operating the equipment will be longer;
- Servicing operations will be occasionally only;
- Cost of employees is lower.

2.2. Reverse osmosis module

An installation for reverse osmosis water filtration, highly provided with equipment, is shown in Figure 7, and it has within its structure:

Chemical specifications of the dosing unit:

- Antiscalant dosing system
 - o Dosing pump
 - o Chemical tank
- Technical specifications of the reverse osmosis equipment
 - o Cartridge filter
 - o High pressure pump
 - o Reverse osmosis membranes
 - o Reverse osmosis vessel
- Analyzer group:
 - o Permeate conductivity controller
 - o Permeate and concentrate flow meter
 - o Low and high pressure control devices
 - o Pipes
 - o Auto flush unit
 - o Permeate rinsing unit
- Piping and valve groups of the unit:
 - o Valves
 - o Piping unit
 - o System mount frame
- Membrane cleaning system:

- Washing pump
- Washing tank
- Pressure pipes
- Pipes
- Valve group
- System frame

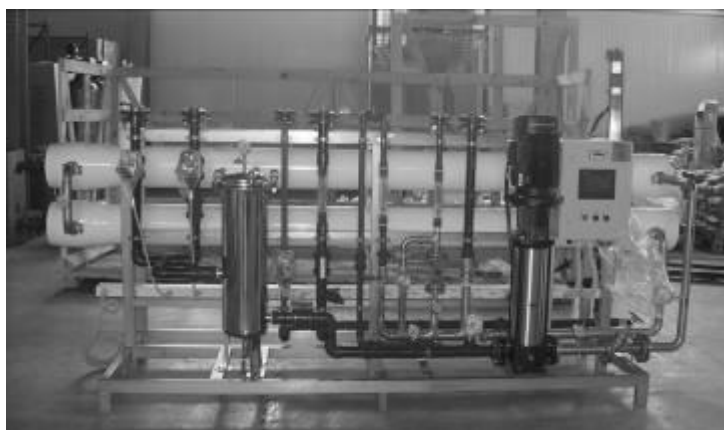


Fig. 7. Reverse osmosis model

The “heart” of this equipment is the osmotic membrane (Figure 8).

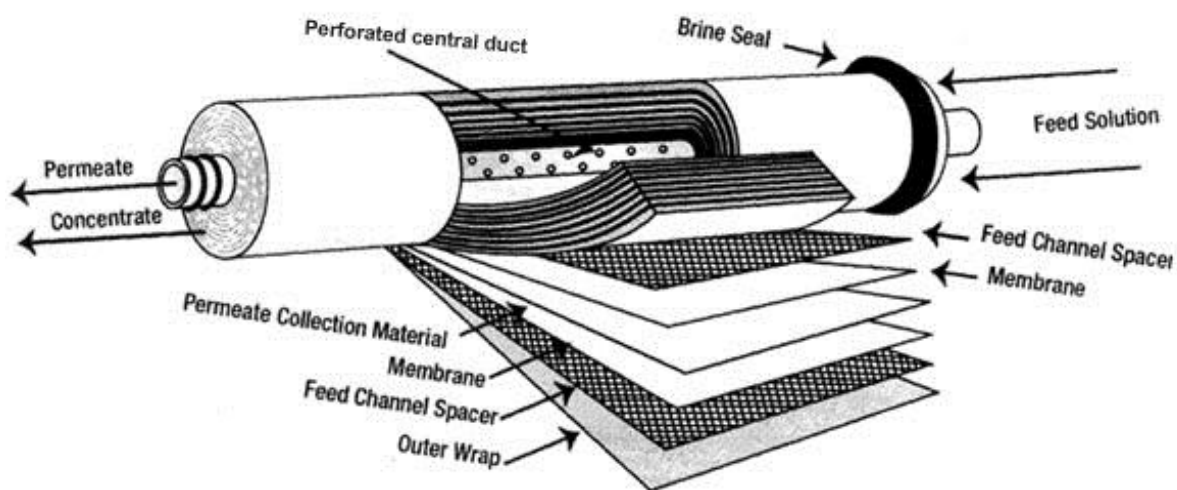


Fig. 8. The reverse osmosis membrane

The reverse osmosis membranes are polymer membranes.

Filtering on the principle of reverse osmosis is performed using cylindrical filter cartridges wherein there are inserted osmotic filtering membranes (see Figure 8).

2.3. Denitrification module

The denitrification module is intended for the post-treatment of the concentrate wastes, in order to reduce the nitrate concentration to a level at least equal or lower than the one recorded at the inlet point of the reverse osmosis system.

The bio-fuel system will consist of two electrodes (an anode and a cathode) to be positioned as follows: the anode - on the bottom of the tank, and the cathode - at its surface, and will consist in grids supporting a carbon felt structure (Fig.9). By polarizing the cathode electrode that is by applying a potential for its activation the electro-active bacteria existing in the waste water will attach to the electrode and will use it as the end acceptor of electrons, in order for them to capture nitrates and remove excess nitrogen.

The biological reduction of nitrates (NO_3^-) to molecular nitrogen (N_2) is called denitrification, and it is usually performed by facultative anaerobic bacteria. These require in their metabolic processes a source of carbon and oxygen, which they can take up from the oxygen dissolved into water, or they take it up from the nitrate molecules [5].

Denitrification occurs when the oxygen level in the solution is at minimum values or exhausted, and nitrates become the main source of oxygen for the microorganisms. The denitrification process is carried out under anoxic conditions, when the dissolved oxygen concentration is less than 0.5 mg/l, and ideally less than 0.2 mg/l [3]. Bacteria degrade nitrates to take up oxygen necessary for their own metabolism that occurs via a series of intermediates (oxides of nitrogen), which leads at the end to obtaining molecular nitrogen (N_2). This respiratory process for the nitric oxide reduction occurs in response to the oxidation of an electron donor (for example, organic matter). In terms of thermodynamics preference, the forms of nitrogen used by microorganisms as electron acceptors include: nitrates (NO_3^-); nitrites (NO_2^-); nitrogen monoxide (NO^-); dinitrogen monoxide (N_2O), and eventually resulting molecular nitrogen (N_2), thereby completing the nitrogen cycle in the microbial cells. As molecular nitrogen has low solubility into water, it will pass into the atmosphere as a gas, and since nitrogen is a major component of the air, this will not entail any environmental concerns [3].

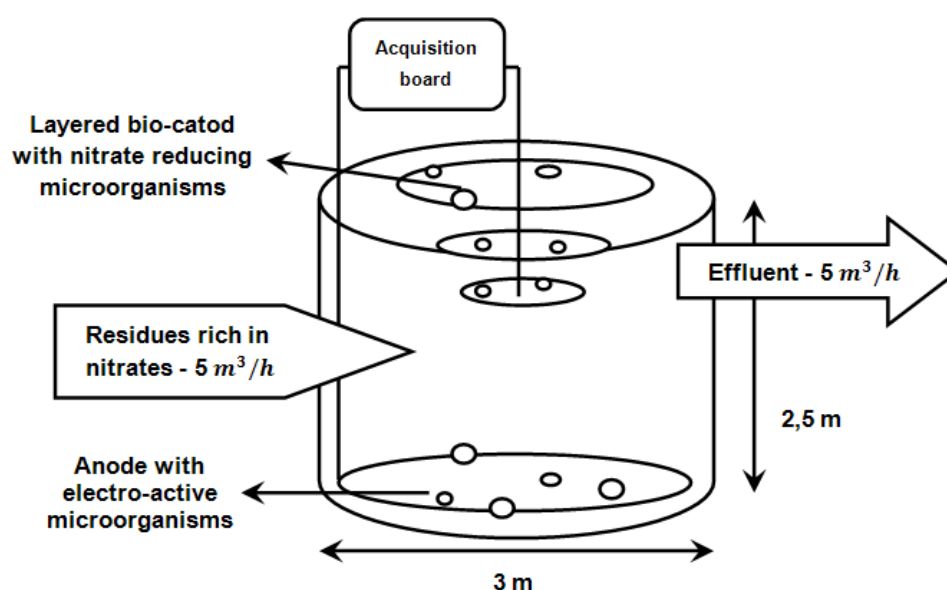


Fig. 9. Wastewater denitrification using fuel cells

The tank for post-treating wastes of with high nitrate concentration will have a total volume of 15-20 m³, taking into account the amount of concentrate wastes which are to be reduced and thus to provide favorable environment for the development of electro-active microorganisms.

The chosen method is taken from the known experience of bio-fuel cells, and the system model used will be optimized for operation through consumption of organic matter existing in the water by using of species of microorganism able to reduce the toxic organic compounds from aqueous ecosystems. It consists in placing an anode electrode in the sediment with microorganisms, connected through an external circuit to a bio-cathode with a three-layer carbon fibre structure starting from the water surface and followed by two structures submerged in an aqueous medium at distances of 20 cm.

The denitrification process is mainly carried out by heterotrophic bacteria, such as *Paracoccus denitrificans* and various types of *Pseudomonas*. Denitrification could be done also by autotrophic species, such as *Thiobacillus denitrificans*. Many types of bacteria (*Alcaligenes faecalis*, *Alcaligenes xylosoxidans*, *Bradyrhizobium japonicum*, *Blastobacter denitrificans* and species in the genus *Pseudomonas*) are involved in the complete reduction of nitrate to molecular nitrogen, and there were found several enzymatic ways in the microbial metabolism involved in the processes of nitrate reduction [4].

3. Conclusions

The equipment proposed in this paper solves the problem of drinking water in rural areas where the exposure of population to high nitrate concentrations has increased the level of risk for public health on a medium and long term.

The solution chosen for purifying water - reverse osmosis - has the advantage over the other methods of low energy consumption and reasonable operating and implementation costs.

If several years ago, reverse osmosis was considered an expensive and highly technical purification process, nowadays, thanks to the ongoing development of mechanical-chemical techniques, one can say that it has become a process of elimination of impurities available to everyone. Moreover, compared to other installations for water purification, where waste water resulting from reverse osmosis process, which has high nitrate concentration, is discharged in the environment causing pollution, at the proposed equipment there is achieved reduction of nitrate concentrations in waste water down to the legal limit of 50mg/l acceptable in Romania.

Implementation of this equipment in rural areas vulnerable to nitrates will be made by the City Halls which will purchase the facility and will produce and distribute bottled drinking water to the population.

Bibliography

1. MMGA, ANAR, „Planurile de management ale bazinelor hidrografice din România - Probleme importante de gospodărirea apelor”, Ministerul Mediului și Gospodării Apelor, Administrația Națională Apele Române, 2007;
2. MMP, „Raportul național privind stadiul implementării Directivei Nitrati - 2008-2011”, Ministerul Mediului și pădurilor, 2012;
3. S. Seitzinger, J. A. Harrison, J. K. Boer Hlke, A. F. Bouwman, R. Lowrance, B. Peterson, C. Tobias; Denitrification across Landscapes and Waterscapes: a synthesis” *Ecological Applications*, 16(6), pp. 2064–2090, 2006;
4. Washington State Department of Health (WA DOH), “Guidance Document: Nitrate Treatment Alternatives for Small Water Systems.” *DOH PUB. #331-309*, 2005;
5. Zehr JP, Kudela RM; „Nitrogen cycle of the open ocean: from genes to ecosystems”. *Sci* 3:197-225; 2011. *Group, Inc. And The University of California at Davis (UC Davis)*, 2011.

**ZWIĘKSZENIE NIEZALEŻNOŚCI ENERGETYCZNEJ TUNELI TYPU
MINI-SZKLARNIE I SOLARIA****INCREASING ENERGY INDEPENDENCE OF TUNNEL TYPE MINI-
GREENHOUSES AND SOLARIUMS**

Gabriela Matache, Ioan Pavel - Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

Edmond Maican, Erol Murad - "Politehnica" University of Bucharest, Romania

1. Renewable energy sources and systems and their contribution

Along studies, based on information currently available, there has been estimated the maximum possible contribution of RES (Renewable Energy Sources) technologies by 2020. This estimation may change over time, depending on market development. It is natural for the society to choose the most suitable but also the cheapest available technology. Meeting the quota with the minimum of costs is rational for a country with limited financial resources, but this may not be the wisest choice in the medium and long term, after 2020. A compromise is needed between market forces and goals of a policy, this being the purpose of strategic documents, such as the Biomass Action Plan.

In terms resources at least, bioenergy can have a decisive contribution due to significant and yet unexploited potential, originating from the available arable land. During the discussions which took place under the G2G project, Romanian biomass experts agreed that biomass will make a significant contribution to achieving the objectives laid down in Directive. Biomass will have a large percentage of total renewable energy sources. The experts also indicated that there is required an integrated plan containing measures for efficient use of agricultural land (intended for biomass), and also made suggestions to increase the energy efficiency of biomass installations through programmes and financial instruments.

In conclusion, biomass (including biofuels for transport) will be the main contributor to RES - more than 65% of the total, i.e. approx. 4.69 million toe / year, starting from approx. 3.35 million toe / year (140 PJ / year) currently. This estimation provides a further reason for giving a major role to the Biomass Master Plan as part of the RES development policies.

2. The general principles of biomass gasification

In a gasification process biomass and air are the input, and the output is represented by combustible gas and ash, with a null CO₂ balance.

The combustible gas containing CO, H₂, CO₂, N₂ and tar can be used to:

- combustion in a specialized burner, which results in high enthalpy combustion gases containing very low concentrations of PM and CO, hot gas which is used in:
 - o processes of heating water, steam or air,
 - o external combustion engines to produce electric power.
- filtering away the tar and PM content, it is used in internal combustion engines to produce electric power.

Figure 1 shows a block diagram of the procedure for energy recovery by thermo-chemical gasification of biomass.

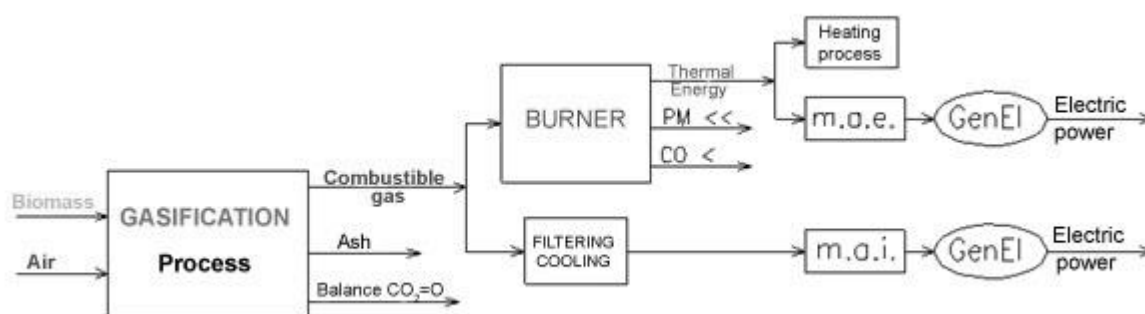


Fig.1. Block diagram of energy recovery by gasification of biomass

3. Biomass gasification methods

Currently, there are commonly used two types of gasification methods: updraft (counter-flow) and downdraft (co-flow).

Updraft method

This is the simplest type of fixed bed gasifier. Biomass is fed on the top of the gasifier and slowly moves down as much as its conversion occurs along with removing of ash. Introducing the gasification agent (air) is done on the bottom of the gasifier beneath a bar grill or a rotating grill that has the advantage of the possibility to adjust the ash flow evacuated and thus the speed at which the biomass moves down inside the gasifier. The gases produced cross the gasifier from bottom to top through the layer of biomass and exit the gasifier on the top, sideways, at a level slowly lower than the one of biomass feeding. Thus, the circulation of biomass and gas is counter-flow, and the sequence of reaction zones is the one shown in Fig. 2 (a).

The major advantage is the simplicity, intense burning of charcoal and internal heat transfer from gas to biomass, which makes the exit gas temperature to be relatively low and to achieve a high efficiency of gasification.

In this way, even a gas with high moisture content (> 50%) may be used.

The most important disadvantage is the tar contained in the gas, and also the presence of moisture and pyrolysis gases, because they do not cross the oxidation zone and are no longer burned, do not cross the reduction zone and are no longer cracked. This is a minor downside if there is intended the direct combustion of gas in normal fireplaces. If however there is intended the use of gas for motors, than it is mandatory for the gas to be cleaned away from dust and tar, otherwise, they can generate severe problems.

Downdraft method

In this type of method the biomass is introduced through the upper side of the equipment, and the gasification agent (air) may be introduced either from the top or from the side at a distance, slowly below. The generated gas (gasgen) exits the gasifier at its bottom, sideways, therefore it is said that gasification is co-flow, because especially in the reduction zone (the main gasification zone) the pyrolyzed biomass and the gas have the same direction of movement, as can be seen in Figure 2 (b).

The gases and vapors from the pyrolysis zone pass through the (high temperature) oxidation zone, where they are more or less burnt and / or cracked. For this reason, the final raw gas coming out of gasifier has a low content of tar. Moreover, moisture evaporating from biomass, being also forced to go through the reduction zone, becomes a gasification agent and reacts with the carbon in the char rendered biomass giving rise to CO and H₂ or even CH₄ (resulting from the reaction of carbon with hydrogen). This kind of raw gas is much cleaner and can easily be used even for motors. However, in practice, a tar-free gas is rarely achieved, because of the operating conditions of the gasifier equipment.

However, due to less tar and less organic compounds in condensates, downdraft gasifiers generate fewer problems in terms of environmental protection, compared to updraft gasifiers.

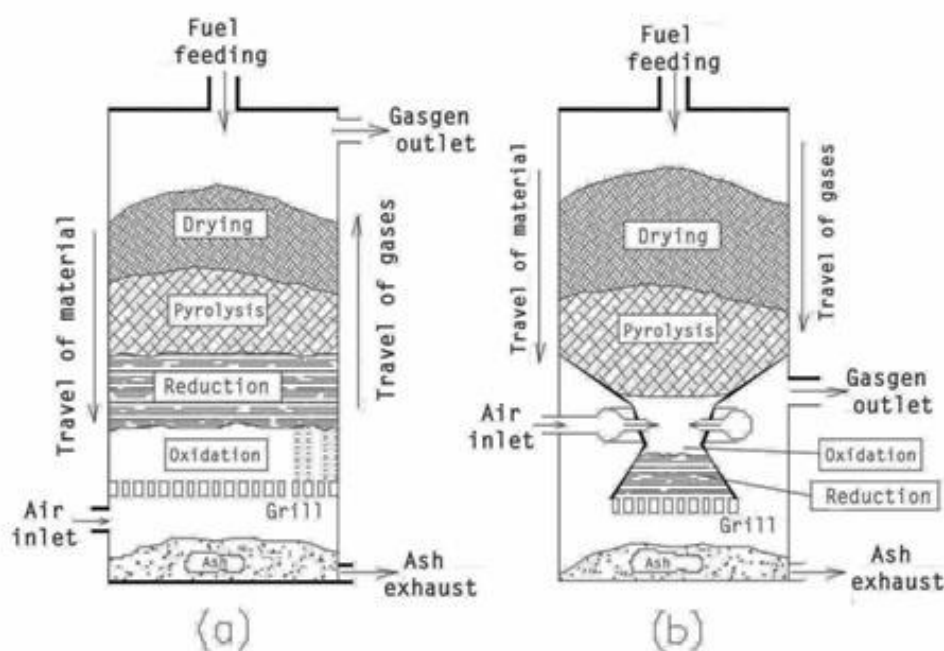


Fig. 2. Conventional gasification methods: updraft and downdraft

Disadvantages of downdraft gasification method are the following:

- relatively high content of ash and dust particles of gas-unreacted carbon material;
- difficulty (often even impossibility) to work with some previously unprocessed types of biomass (for too low granulation materials or too low bulk density materials there is required briquetting or pelletizing prior to insertion in the gasifier);
- high temperature of the gas exiting the gasifier;
- biomass moisture should be less than 20-25%, which in many cases makes mandatory the pre-drying of raw material.

This method for biomass gasification is nevertheless the most flexible and therefore the most advantageous, being suited to be applied in most situations.

A version of this gasification method is represented by the gasifiers open at their upper side (open top gasifiers); they are also known in literature under the name “open core”. In these gasifiers the air is sucked over the entire section of biomass layer, so that there is provided more uniform distribution of oxygen. In this way, oxygen is used up evenly on the entire section and the temperature of the oxidation front will be uniform, no hotspots (areas of local extremes) occurring in the oxidation zone, as seen in conventional gasifiers because of a poor internal thermal transfer. Moreover, air introducing nozzles used in conventional gasifiers generate bubbles in the solid material and create obstacles that can affect the movement of the solid layer.

On the other hand, the air intake on top of the solid layer induces a downward movement of pyrolysis gases and carries volatile products (tar) to the oxidation zone. In this way problems in flowing related to biomass pyrogeneration and caused by return and mixing are avoided.

In 1985 Thomas Reed proposes and implements a gasification method called inverted downdraft (IDD) named TLUD – Top Lit Up Draft. It combines features of up- and downdraft methods and it is considered the best method for the level of micro-gasification, since TLUD gasifiers are simple, reliable in operation and cheap.

4. Structure of heating systems with biomass gasification thermal modules

Figure 3 shows a general block diagram of a tunnel-type solarium heated by means of an energy module that produces heat and biochar via a biomass gasification process [3, 4].

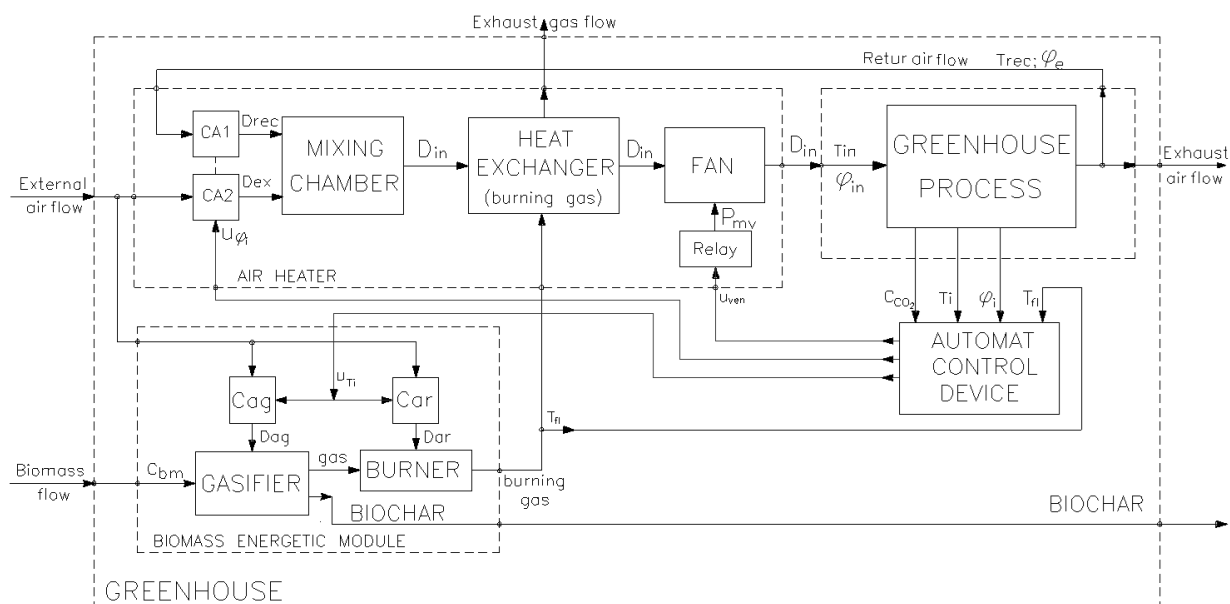


Fig. 3. Block diagram of a greenhouse equipped with gasgen energy module

The SMCS.00 micro-conditioning system of a tunnel type solarium consists of four distinct subsystems:

- **SMCS.01** –micro-conditioning of solarium

with Input:

- IMCS.01 – weight rate of hot air,
- IMCS.02 – temperature of hot air jet,
- IMCS.03 – relative humidity of hot air jet,
- IMCS.04 – CO₂ concentration in input air.

with Output:

- OMCS.01 – temperature of hot air jet,
- OMCS.02 – average interior relative humidity of solarium,
- OMCS.03 – CO₂ concentration in interior atmosphere of solarium,
- OMCS.04 – weight rate of inside air discharged to the outside,
- OMCS.05 – weight rate of air recirculated towards the air heater.
- **SMCS.02** – hot air preparation facility

with Input:

- IPAC.01 – weight rate of hot air recirculated from solarium,
- IPAC.02 – weight rate of external air,
- IPAC.03 – thermal power of combustion gases flow,
- IPAC.04 – electric power for fan actuation.

with Output:

- OPAC.01 – weight rate of hot air,
- OPAC.02 – temperature of hot air jet,
- OPAC.03 – relative humidity of hot air jet,
- OPAC.04 – CO₂ concentration in hot air,
- OPAC.05 – thermal power of burnt exhaust gases.
- **SMCS.03** – thermal energy module with biomass gasifier

with Input:

- IMEGB.01 – weight rate of the gasified biomass,
- IMEGB.02 – external air flow,
- IMEGB.03 – electric power for fan actuation.

with Output:

- OMEGB.01 – thermal power of combustion gases flow,
- OMEGB.02 – weight rate of the biochar.

- **SMCS.03** – automatic control system

with Input:

- ISCA.01 – output of the transducers,
- ISCA.02 – data flow from the operator interface,
- ISCA.03 – electrical power supply.

with Output:

- OSCA.01 – control parameters sent to actuators,
- OSCA.02 – data flow towards the operator interface.

Generators of heat and biochar

The current increasingly higher importance of producing and using biochar and thermal power resulted from biomass has led to the design and operation offer for a wide variety of aggregates. These recent achievements fall into two broad categories:

A. Without using the CHAB (Combined Heat And Biochar production) concept

These facilities use partially thermal energy of the pyrolysis gases to maintain the pyrolysis process and / or to pre-dry the treated biomass.

On average, per kg of biomass with average humidity of 15%, which has on average calorific value lower than 16 MJ/kg.bm results about 20% biochar, and the rest of 80% of biomass is completely gasified. On average, calorific value of the gasified biomass is 14 MJ/kg.bmg. For pyrolysis of one kilogram of biomass there is required an average energy of 2 MJ.

Considering that the conversion efficiency is 0.9 and the combustion one is 0.95, there results available thermal energy of 9.6 MJ/kg.bm. By subtracting the energy consumption necessary to maintain pyrolysis, there results energy amount of 7.6 MJ/kg.bm which is exhausted to atmosphere. This value represents nearly 50% of the thermal energy which might be obtained from direct combustion of biomass. It follows that this type of capitalizing on biomass is a big waste of energy potential, with the single goal of obtaining greater market value biochar. [1]

B. Using the CHAB (Combined Heat And Biochar production) concept

Applying the synergistic CHAB concept leads to superior capitalization of biomass producing thermal energy used for heating and / or electricity generation, as well as biochar which has a lot of applications and represents the most ecological and economic method for sequestration of atmospheric carbon.

Considering that the minimum yield of heat exchangers is 0.85, it results that there returns into the atmosphere maximum 1.5 MJ/kg.bm.

According to the project objectives, it follows that for heating the tunnel type solariums there are applicable heat generators using the CHAB concept.

Biochar production units without CHAB concept:

Controlled pyrolysis demonstrative plant with processing capacity of 300 kg.bm/h, manufactured by BEST Energies (USA).

Pyrolysis gases are burned to fuel the process of pyrolysis. Much of the thermal energy is discharged into the atmosphere [2] .

Figure 5 shows a facility manufactured by DICARBON ENERGY (Canada), which has production capacity of 1000 kg / bm.h. Part of the residual heat is used to dry wet biomass.



Fig. 4. Pyrolysis demonstrative plant manufactured by BEST Energies (USA)

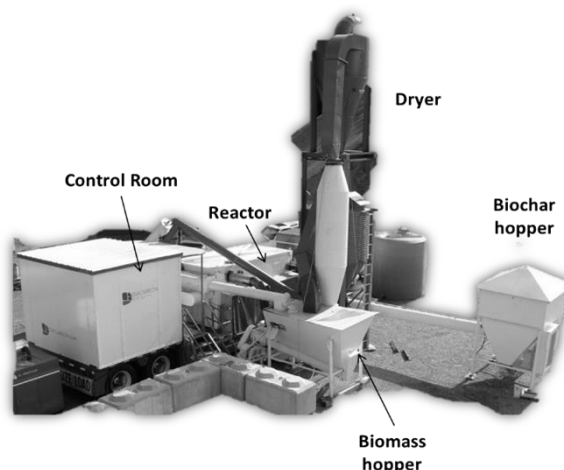


Fig. 5. A plant manufactured by DICARBON ENERGY (Canada)

Figure 6 shows the facility type B-1000 Thermal Conversion, manufactured by Biochar Engineering Corporation, Colorado (USA), which can process about 1000 kg.bm/h.



Fig. 6. Facility type B-1000 Thermal Conversion manufactured by Biochar Engineering Corporation, Colorado (USA)



Fig. 7. Container with biochar produced by using the B-1000

5. Conclusions

Designing and testing a prototype of a hot air generator system completely new based on the TLUD principle use for controlled heating of greenhouses and solariums is an audacious project. Closing an energy loop between the temperature of exhaust gases and the burning itself, correlated with an increase in the temperature of combustion air and combustion taken

from the energy of exhaust gases, plus a complete automation of the system could lead to the development of a hot air generator comparable in performance to a conventional heating unit but at a more affordable price and lower costs of operation. Moreover, implementing such a project and subsequently putting on the market such equipment would result in promoting clean energy technologies, environmental protection measures and limitation of greenhouse gases, as well as important saving of wood, meeting the principles of sustainable development.

The ultimate goal of such a project would be developing a prototype of a generator based on the TLUD principle made up of gasgen generator, burner, heat exchanger and electronic control system, intended for heating greenhouses, which works with raw materials from secondary agricultural production, which would incorporate the latest technical solutions, innovative, and would be clearly superior in performance, features and design compared to products of the same category existing on the market.

The results of research on combustion systems for wood fuel gasification type TLUD could be used on other applications as well, such as: gasgen generators, green energy cogeneration systems based on biogas, or other extended applications.

Bibliography

1. Cristescu C., Dumitrescu C., Vranceanu G., Dumitrescu L. - "Hydro-pneumatic systems for actuation of specific equipment integrated in plants of energy production from vegetal waste", Hidraulica nr. 4/2013, ISSN 1453-7303, pp.72-78.
2. Murad E., Achim Gh., Rusănescu C. - "Valorificarea energetică și ecologică a biomasei tăierilor din livezi", Sesiunea de comunicări științifice – ICEDIMPH-HORTING, 20 septembrie 2012.
3. Murad E., Dragomir F.- "Heat generators with TLUD gasifier for generating energy from biomass with a negative balance of CO₂", International Conference HERVEX 2012, Călimănești, November 7-9, 2012.
4. Murad E., Maican E., Dumitrescu C., Biriș Șt.S. - "Extending the use of hothouses through heating with residual agricultural biomass", TE-RE-RD-2013, Olănești, Vâlcea, June 20-22, 2013.
5. Murad E., Maican E., Matache G. – "Aplicarea conceptului CHAB la încălzirea cu biomasă a serelor" - RoEnergy - 2015 Conference, May 8, 2015.
6. Murad E., Dumitrescu C. Haraga G., Dumitrescu L. - "Pneumatic measuring of the biomass consumption for TLUD generator", Hidraulica no. 3-4/2012, ISSN 1453-7303, pp.39-44.

**NOWOCZESNE SIEWNIKI STOSOWANE W TECHNOLOGIACH
PRECYZYJNEJ GOSPODARKI ROLNEJ OBSŁUGIWANEJ
PRZEZ UKŁADY PNEUMATYCZNO-ELEKTRONICZNE**

**(STATE-OF-THE-ART SEEDING EQUIPMENTS USED IN PRECISION
AGRICULTURE TECHNOLOGIES OPERATED BY PNEUTRONICS
SYSTEMS)**

Alexandra Liana Vișan, Gabriel Constantin Bogdanof, Dumitru Milea, C. Mircea - National Institute of Research-Development for Machines and Installations Designed to Agriculture and food Industry - INMA

1. Introduction

At international level the Food and Agriculture Organization of the United Nations – F.A.O. has estimated about 500 million people suffer from chronic malnutrition and hunger, with all technological progress and in the best agricultural period. Therefore, the global strategy, aims at increasing agricultural production in poor countries by creating rural development programs, to combat hunger and poverty. These aspects can have a benefic impact, only in the context of reorientation of development directions and investments, which must be backed through administrative, educational and industrial reforms.

For this reasons, the research directions in modern agriculture are directed towards solving the current national problems of agriculture and rural development, which can be also found on other E.U. member states.

One of the problems is the lack of performance and competitiveness, created in the following situations: low vegetal productivity [5]; low labor productivity and lack of performance equipments; low quality of primary and secondary food products, due to quickly changing climatic conditions; inadequate technologies and implementation methods; lack of adequate remuneration; lack of adequate incomes in rural areas. [1]

This paper has the purpose to increase the visibility of the research and developed activities conducted by INMA Bucharest, that aims to optimize the seeding technical equipments with a high level of automation which corresponds to the concept of sustainable and precision agriculture, in order to encourage Romanian farmers in achieving socio-economic objectives (obtaining high yields and high quality at a cost price as low), which have a high impact on the national economy and regional development agricultural purposes.

Also, these equipments have an important role in organic farming or biocultures because it represents a new direction of research in modern agriculture, which has the objective to encourage the plants cultivation without the chemicals use (fertilizers, pesticides) and is based exclusive on organic fertilizers, vegetable, earth mixtures, enrich the soil with decomposition bacteria, species resistant to pests and diseases, physical and biological control methods, trap plants, etc. [2]

Yields achieved from organic farming are lower than in other crop systems, the products do not reach the standard commercial level, but can be used without any risk in food industry (namely food for children, patients, elderly, etc.) from which are obtained natural foods products free from germs and a well balanced biochemical composition [2].

2. Factors affecting productivity of horticultural crops

In horticultural crops scientific literature, the main crop losses are closely related to **plant development uniformity** (characteristic of the same age plants that are seeded in the same conditions to grow and develop in the same time and to reach the harvesting state simultaneously). This factor has certain tolerances (limits) and it's influenced by a multitude of factors that contribute simultaneously, such as: biological factors (purity and seed quality); environmental factors (soil, water, air), culture establishment methods (in field, in greenhouse, in solar, etc.) and technological factors (equipment, machinery, devices, installations, etc.).

By using precise seeding technologies it can increased plant development uniformity, which provides a rich harvest, create the optimal maintenance and harvesting conditions even by mechanical equipments [5].

For vegetable crops the plant development uniformity is strongly influenced by the **seedling uniformity**, general qualitative characteristic to be similar in terms of growth in height, thickness, fresh crop weight, floral primordial evolution and health or the hybrid variety. The uniformity of seedlings is determined in several phases (sunrise, plug and seedling development, before planting) according to STAS quality for every type of vegetables and flowers [5]. In their turn the seedling uniformity is related to **performance of the seeding technologies and the seed characteristics**.

When is performed the small and very small seeds sowing process, it is necessary to take in to consideration also the methods and technologies for plug pick out procedure in order to obtain healthy seedlings and to protect the adventitious roots.

Leguminous plants are always picked out for seedlings greenhouses, plastic shelters and possibly early field crops. In order to avoid s pick out procedure can be done by sowing in pots in alveolar trays, and more recently in biodegradable or nutrient trays.

The **uniformity of the seed** is one of the most important factors that it must be taken in to consideration when a seeding machine is acquired and also the plugs development. The seeds with very close size have the same degree of maturity, germination capacity and biological quality; that lead to a good seedling uniformity, high crop productivity and good sowing performance [6].

The sowing technologies are also very important because can be used to sow the majority of **treated vegetable and flower seeds** which aims to destroy the germs of diseases or pests (seed disinfection) or prevent their contamination after seeding. Because the seed treatments can be performed, or chemically (wetting or dusting with different chemicals) or physical (heat, cold, UV rays, X-rays, etc.), depending on the species, therefore in the sowing process, it is proper to use automatic sowing equipments, because only in this way the seeding process it is done safely and reduce the intoxication risks with deadly substances.

In other cases, in order to increase the crop productivity, some seeds require to be swollen before sowing, in this way they increase the volume and store backup substances (water, nutritive solutions, etc.).

To assess the quality of sowing in horticulture it must be taking in to consideration following qualitative indicators:

- To respect of sowing periods – in accordance with agro technical norms;
- To respect established seed quantity per hectare;
- To respect for seeding depth.
- To respect the plant development and growth area;
- Lack of sowing faults or errors (gaps and superposition), which can be determined visually [1].

3. Small and very small seed material properties

In most technical equipments which deal with small and medium size seeds are very important to have great precision because there are difficult to pick and manipulate, and their size and shape represents a great challenge, especially when not used performing sorting equipments [2].

Avoiding contact with the human operator during the sowing process is required in order to have high productivity especially when the sowing process it takes place in alveolar trays. When the sowing process is made by high automation equipments it must be taking in to consideration the next factors: the quality of the seeds (seed degree of injury, degree of purity, germination power, etc.), the tray/alveolar size and soil composition [2].

The new trend in agriculture is to treat the seeds with chemicals (pesticides and fertilizers) to increase protection and sprouting even in the most adverse conditions.

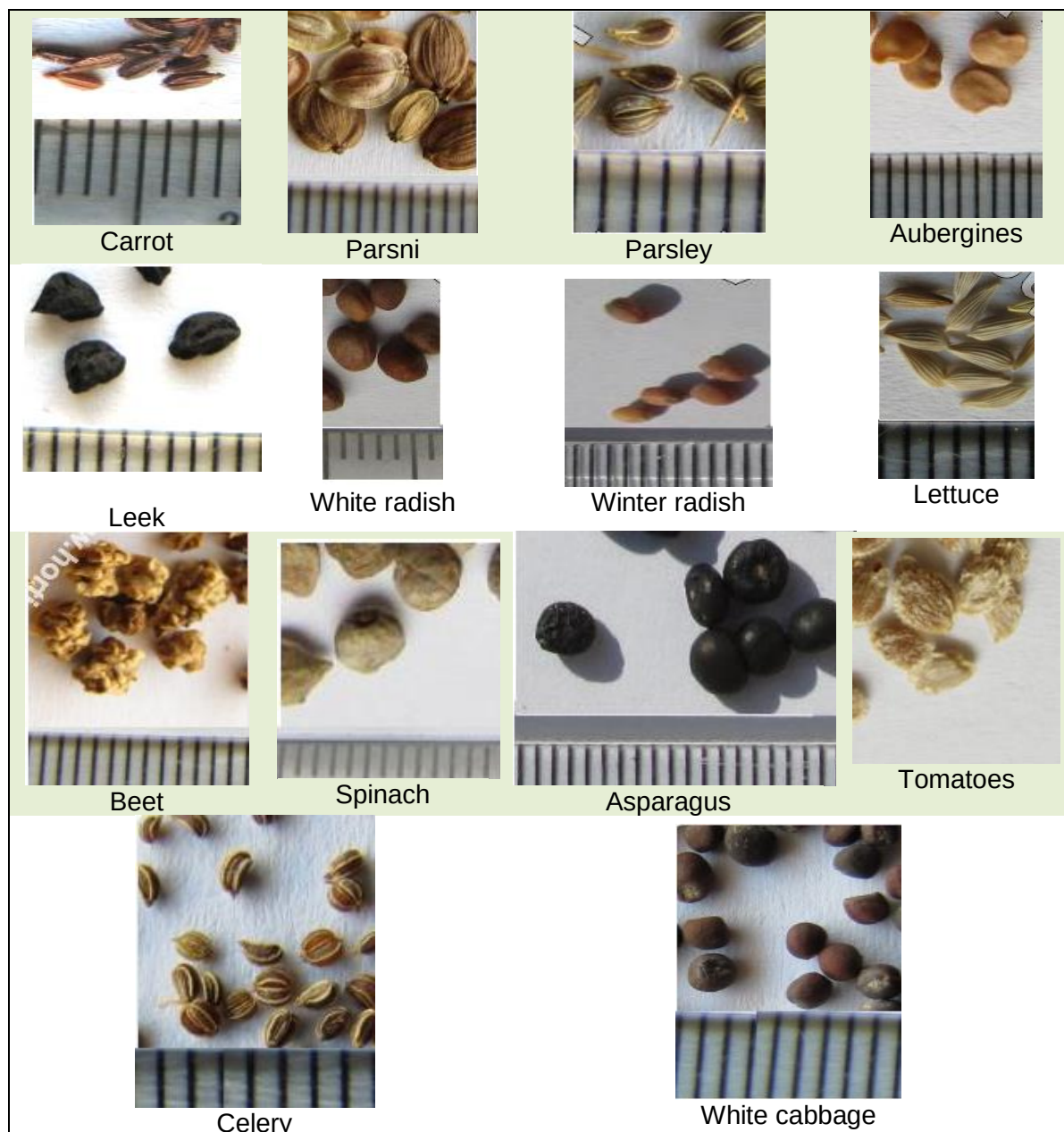
The purchased seeds must be accompanied by an analysis report from the genetic and physiological point of view, in order to determine the health status in accordance with STAS requirements.

The most important functional parameters of small seed sowing equipments are the morphological properties, which are: the seeds shape and geometry of the (flat, elongated, spherical, oval, etc.); seed weight; exterior surface condition (smooth, burr, porosity, etc.), Table 1.

Small vegetable seeds physiological properties. [1]

Table 1





4. Types of alveoli sowing equipments and their classification

This chapter is particularly important, because it analyses the existing worldwide constructive solutions and their state of development, moreover, it can be seen the latest technologies on which are implemented the latest pneutronics systems (pneumatic systems controlled by the electro-pneumatic devices, which are working in accordance with a certain program on PLC component and commanded by an operator using a central command panel).

Given the multitude of constructive solutions and high interdisciplinary character of the alveolar sowing equipments, it is necessary that they be classified according to several criteria, such as: operating mode (manual, semiautomatic, automatic); the complexity of alveolar trays and seed mechano-pneumatic positioning systems; the seed aspiration/ exhaust pneumatic

system complexity; level of automation and precision, the possibility to control the functional parameters; the flexibility to adapt to the manufacturer's seedling and planting systems; etc.

This subject is very important and has a direct impact on: agriculture technical equipment market, respectively horticulture field of activity; the management of vegetable crop and food primary and secondary products; the productivity of the sowing process for the seedling producers. On the international market following categories have been identified.

4.1. Hand Instruments - rudimentary devices

This category includes sowing devices that encourage the manual seeding, respectively seed by seed, like: tweezers (Fig.1); mechanical devices (Fig.2 - 5); electrical device (Fig.6) and pneumatic seed handling (Fig.7 - 8).

These devices are used by small seedling producers or in research laboratories where the seeding process use small quantities of seeding materials, and require physical and mental efforts, otherwise requires very much attention behalf of the sowing operator over a long period - that is very demanding process.

As can be seen, the hand instrument shows small openings in order to pass only one seed at the time. The mechanical workings made have high precision and are calibrated for each types of seed, respective their standard diameter, see Fig.3 and 5. A disadvantage of these devices is that cannot be used for seeds with complex shapes or with rough surfaces.



Fig.1. Planting by hand [9]



Fig.2. Seeding with tweezers [7]



Fig.3. Mechanical device [10]



Fig.4. Mechanical device with resilient [10]



Fig.5. Device vibrating element [10]



Fig.6. Seed Electric Device [18]

The model presented in Fig.4, is equipped with a helical spring, which can be applied the same force on the plunger for each seed in order to pass a single piece and the operator must have great experience and good hand force control.

Several hand devices use pneumatic hand pumps to create vacuum and to draw the seeds on the needle tip which is released only when the operator rich the seeding position, Fig.7 and 8. For these devices it is important the needle size, that must be smaller than the seed diameter, thus avoiding the channel clogging.



Fig.7. LEE VALLEY TOOLS devices [11]



Fig.8. GRO MOR Pneumatic devices [13]



4.2. Manual seeders

The most affordable models for small farmers and research groups are the manual seeders, because draws a great number of seeds and planting them in nutrient cubes from alveolar trays and have a higher productivity then the hand seeding devices. The simplest models are presented in Fig.9 and 10. Those seeders have a feeder tray from which the seeds are drawn using a metallic /plastic tube on which are mounted the needles. The system is powered by a foot vacuum pump or by a mobile compressor. The seeder is command by the operator thumb, respectively the seed aspiration/ discharge, and the seeding process is significantly reduced. The models presented in Fig.10 and 11, allow the regulation of the supply pressure in accordance with the seed type.

Another manual seeder is also the model TO40, which has a higher productivity because it can sow a tray at one action, Fig.12.



Fig.9. Wand Seeder [14]



Fig.10. Can-Duit seeder [21]



Fig.11. Handy Seeder [17]



Fig.12. TO40 seeder - MOSA [19]

4.3. Semiautomatic seeders

This category includes the seeder models presented in Fig.13 - 19. For most alveolar seeders models presented are designed to be commanded by only one operator, which previously has adjusted the machine working parameters in accordance with the seed type-dimension and alveolar trays configuration.

The alveolar seeding machine presented in Fig.14 and 15 are commercialized by three Italian companies (URBINATI, MOSA and DA ROS) because in accordance with cost-benefit analyses are the most profitable.



Fig. 13. The Natural Seeder TSC200 - HAMITON [17]



Fig.14. Semiautomatic seeding machine SP13A - MOSA [19]



Fig.15. Seeder SF 13 - URBINATI [3]



Fig.16. Semi-automatic seeder SA-10, VISSER [21]



Fig.17. Semiautomatic tomato seed sowing, GONGYI [16]



Fig.18. Seeding machine ZK-50 - RIYHAO [22]



Fig.19. Seeder TM-6A - GRO MOR [12]

4.4. Automatic sowing machines

Large development companies have designed alveolar seeders dedicated for large horticulture seedlings producers or farms, fully automated in order to be able to meet the demand for high precision sowing equipments for small and medium seeds. For this reason are promoted on the international market the models presented in Fig.20 - 30.

The most advanced alveolar seeders require only the operator attention - a passive role in order to supervise the sowing technological process, and to adjust the working parameters.

These categories of seeders can be divided in two groups: automated seeding process for one tray and automated seeding process in continuous working flow. Some automatic seeders, such as: ECC100P- HAMILTON, TO54R - MOSA, sowing cylinder - BLAKMORE and 18311 seeder -BOULDIN and LAWSON, include also the: nutritive material supply for alveolar trays; the profile soil compaction phase - in order to adjust the depth of planting, covering with vermiculite phase.



Fig. 20. P100PLC and ECC100P automatic seeders - HAMILTON [4, 17]



Fig.21. Needle Seeder - MOSA [20]



Fig.22. TO54R automatic drum seeder - MOSA [19]



Fig.23. Automatic drum seeder with control panel S11S - MOSA [19]



Fig.24. LAMBDA drum seeder with two sowing units - URBINATI [3]



Fig.25. Granette 2000 TEX Seeder - VISER [21]



Fig.26. Large Seeder SD -1212 - HELPER [8]



Fig.27. Greenhouse professional seeder - GONGYI [15]



Fig.28. ZK 600 seeders- RIYHAO [23]



Fig.29. Needle and roller seeders - BLACKMORE [21]



Fig.30. Seed drills model 18200 and 18311 - BOULDIN and LAWSON [4]

At some constructive models with high precision were implemented to inspection systems attracted to the drums or needles, have been provided systems to remove the shutter I (very small grains or dust); supplementary seeding units (two rows sowing) or multiple seeding units in order to introduced a performing management system and to administrate the granulated fertilizers in the same time with de seeding material, so the plugs to have the possibility to extract the nutrients and to reach the optimal development stage. All these systems have increased the degree of automation and complexity of drills, and also to improve the seeding management system and promoting it all over the world.

5. Conclusions

This research activity has a great importance in the horticulture field, especially for the vegetable and floral plugs or seedling producers in order to increased the capitalized the seeding material, increase the vegetable crop uniformity, to adapt to environmental conditions and to prevent environmental pollution with chemical substances.

The present alveolar seedling equipments can be included in the precision agriculture technologies powered by pneutronics systems in order to control all the working parameters: to adapt of the producers necessity; to increase the alveolar seeding productivity; to improve the working conditions and to respect the standard norms.

In present at national level this equipments are new for the Romanian seeding producers and to the agriculture research centers, this paper bring in the bring to the forefront the international tendency to develop more advanced equipments from the field of precision agriculture technology with high impact on the international agriculture machine industry, on seedling and plug market and capitalization of the small and very small seeding material.

Bibliography

1. A.L. Vișan, "Studiu Tehnologic privind echipamentele pentru semănat semințe mici și mijlocii în alveole", INMA București, Proiect de cercetare PN 15/27.02.2009.
2. A. Paun „Studiu tehnologic privind fundamentarea tehnologiei de curățare, sortare, a semințelor de cereale și plante tehnice în cadrul Procesării Primare”, elaborat în cadrul proiectului PN 09-15.01.10 de către INMA.
3. Catalog „Nursery technology”, URBINATI 2014.
4. D. Milea, A.L. Vișan, C.G. BOGDANOF, Current stage of development of nutritive cubes seedling equipments, ISB INMA THE Proceeding 2014, pag. 621-631.
5. G.C. BOGDANOF, A.L. VIȘAN, Tendințe de dezvoltare a tehnologiilor avansate pentru producerea materialului săditor din semințe mici și foarte mici, ISB-INMA TEH Proceeding 2014, pag. 286-291.
6. Mică enciclopedie de horticultură, Editura Științifică și Enciclopedică, București 1983.
7. <http://apiardeal.3xforum.ro/post/2145/1/Paulownia/>.
8. <http://www.bestmadeinkorea.com/product-photo/Agriculture/Farm%20Machinery/Seeders/Large%20Seed%20Seeder/Large-Seed-Seeder.jpg>.
9. http://www.budaa.com/wp-content/uploads/2013/04/planting_a_seed.jpg.

10. <http://www.gageaionut.eu/produse-2/cereale-si-seminte>.
11. <https://www.flickr.com/photos/51845610@N02/galleries/72157625479337149/>.
12. <http://www.gro-morent.com/seedmore.htm>.
13. <http://www.gro-morent.com/mini-wand-seeders.htm>.
14. <http://www.gro-morent.com/wandseeder.htm>.
15. http://gyutmachinery.en.alibaba.com/productshowimg/60199191486-801248810/small_type_potato_seeds_tray_seeder.html.
16. http://gyutmachinery.en.alibaba.com/productshowimg/60207592075-801248810/Semi_Automatic_Tomato_Seeding_Planting_Machine.html.
17. <http://www.hamilton-design.co.uk>.
18. <https://www.harriseseeds.com/storefront/p-2017-seeder-vibro-hand-seeder.aspx>.
19. <http://www.mosagreen.it>.
20. <http://www.mechanical-botanical.com/products/mosaTO55.html>.
21. <http://www.visser-na.com>.
22. http://zsrz.en.alibaba.com/productshowimg/60284319550-800577147/ZK_50_pneumatic_plug_seeder.html.
23. http://zsrz.en.alibaba.com/productshowimg/60289586186-800577147/zk_600_air_suction_cabbage_planter.html.

STRESZCZENIA - ABSTRACTS**Globalny, europejski przemysł maszyn i urządzeń – konkurencyjne możliwości Polski****Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska**

Przedstawiono rynek przemysłu maszyn i urządzeń i jego głównych udziałowców. Pokazano jego zależność od wzrostu PKB. Przedstawiono strategię europejskich firm w okresie kryzysu. Omówiono stan i pozycję krajowego przemysłu maszynowego oraz jego możliwości i ograniczenia. Przedstawiono w oparciu między innymi o raporty Hausnera i materiały V Kongresu Innowacyjnej Gospodarki, a także o GUS, analizę pozycji i potencjału konkurencyjnego polskiej gospodarki, w szczególności sektora przemysłu maszyn i urządzeń. Pokazano dane świadczące o poziomie innowacyjności: nakłady B+R, patenty, zatrudnienie w sferze B+R a także wskaźniki SNP – sprzedaż nowych produktów. Na zakończenie pokazano prognozy na lata 2015-2020 głównych potęg gospodarczych: USA, UE, Chin, Niemiec, Japonii, Indii, Brazylii i Rosji w postaci wzrostów PKB, produkcji przemysłowej i produkcji maszyn i urządzeń.

Global and European machinery industry – competitive possibilities of Polish industry**Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska**

Market of machines and equipment industry and its major shareholders are presented. Its dependence on GDP growth was shown too. The strategy for European companies during the crisis was described. The condition and the position of the Polish machinery and equipment industry as well as its capabilities and limitations are described on the base of prof. Hausner reports and materials from the V Congress of Innovative Economy and GUS analysis of the position and the competitive potential of the Polish economy, in particular the industrial sector of machinery and equipment. The evidence of the level of innovation: in R & D area (expenses, patents, employment in R & D sector as well as indicators of the SNP - sale of new products) were discussed. At the end the forecast for the years 2015-2020 for major economic powers: USA, EU, China, Germany, Japan, India, Brazil and Russia in the form of growth of GDP, industrial production and manufacture of machinery and equipment is shown.

CETOP - Europejski Komitet ds. Techniki Płynowej - 10 lat doświadczeń członkowskich krajowej Korporacji**Henryk Chrostowski, Władysław Burzyński, Krzysztof Kędzia, Jarosław Prokopowicz**

Przedstawiono CETOP - Europejski Komitet ds. Hydrauliki i Pneumatyki - organizację skupiającą, poprzez swoje narodowe stowarzyszenia, większość firm europejskiego sektora techniki płynowej. Omówiono obszary i sposoby jej działania m.in. reprezentacji branży i lobbowania w Komisji Europejskiej, tworzenia baz danych o produktach i dostawcach, rozwoju międzynarodowych standardów normalizacyjnych CEN i ISO, inicjatywę ogólnoeuropejskiej edukacji. Zamieszczono aktualne dane statystyczne o europejskim i globalnym rynku hydrauliki i pneumatyki oraz jego udziałowcach. Krótko przedstawiono obszary aktywności wynikające z członkostwa w CETOP i korzyści dla krajowego sektora techniki płynowej.

CETOP- European Committee for Hydraulics and Pneumatics – 10 years of experience of the Polish Corporation membership**Henryk Chrostowski, Władysław Burzyński, Krzysztof Kędzia, Jarosław Prokopowicz**

CETOP - European Committee for Hydraulics and Pneumatics - organization bringing together, through their national associations, most companies in fluid technology sector in Europe is presented. Areas and ways of actions, among others, representation of industry and lobbying the European Commission, the creation of databases of products and suppliers, development of international standards CEN and ISO, pan-European education initiative were discussed. Statistical data on the European and global market of hydraulics and pneumatics and its shareholders are added. Areas of activity resulting from Polish membership in the CETOP and potential benefits for domestic industry in fluid power area are shortly described.

Możliwości transferu innowacyjności i technologii w zakresie eksploatacji i przeróbki surowców mineralnych**Radu Jecu, Bianca Stancu**

Zaprezentowano możliwości CIT CENTREM, jednostki transferu innowacji i technologii, która należy do The Research & Development National Institute of Metals and Radioactive Resources (Krajowego Instytutu Badawczo-Rozwojowego Metali i Zasobów Radioaktywnych -INCDMRRR – ICPMRR) Bukareszt, Rumunia, powiązanej z Rumuńskim Stowarzyszeniem Transferu Technologii i Innowacji (AroTT), w rozwoju regionalnej wymiany innowacji i technologii w dziedzinie eksploatacji i przeróbki surowców mineralnych.

Opportunities in activities of innovation and technological transfer in the field of mineral resources exploitation and processing**Radu Jecu, Bianca Stancu**

Our paper aims to present the opportunities that CIT CENTIREM, the technological transfer & innovation entity which belongs to The Research & Development National Institute for Metals and Radioactive Resources INCDMRRR - ICPMRR Bucharest – Romania and is affiliated to the Romanian Association for Technology Transfer and Innovation AroTT, can provide for the development of regional and international activities of innovation and technological transfer in the field of mineral resources exploitation and processing.

Koncepcja agregatu hydraulicznego do zasilania układu hamulca awaryjno-postojowego elektrycznej lokomotywy akumulaturowej**Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek**

Przedstawiono charakterystykę techniczną, budowę i zasadę działania hydraulicznego agregatu hamulcowego HAH 1 do zasilania układu hamulca awaryjno-postojowego elektrycznej lokomotywy akumulaturowej, którego projekt opracowano w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG. Agregat hamulcowy HAH 1 dedykowany jest dla maszyn i urządzeń stosowanych w transporcie. Umożliwia jego zastosowanie w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych, w pomieszczeniach o stopniu „a”, „b” i „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A i B zagrożenia wybuchu pyłu węglowego. Opracowane rozwiązanie może stanowić samodzielne urządzenie zasilające.

Concept of the hydraulic brake pack to feed the emergency-and-parking brake of electric battery locomotive**Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek**

Technical characteristics of HAH 1 hydraulic brake pack, developed in KOMAG Institute of Mining Technology, used for feeding the emergency-and-parking brake of electric battery locomotive, its design and principle of operation are given. HAH 1 hydraulic brake pack is dedicated for the machines used in transportation. It can be used in underground mine workings in rooms of "a", "b" and "c" degree of methane explosion hazard and of A and B class of coal dust explosion hazard. The developed product can be used as the separate feeding device.

Elektro-hydrauliczny napęd liniowy sterowany PLC**Ioana Ilie, Doru Dumitru Palade, Marian Blejan**

Przedstawiono wyniki prac badawczych nad integracją elektro-hydraulicznych napędów liniowych w układach automatyki bazujących na sterownikach PLC. Przedstawione wyniki prac zawierają opracowanie zamkniętego układu sterowania położeniem tłoka w cylindrze hydraulicznym. Programowalny sterownik logiczny PLC jest urządzeniem napędzanym procesorem, które wykorzystuje oprogramowanie oparte na logice w celu zapewnienia sterowania elektrycznego. Stosując sterownik PLC do sterowania układem elektro-hydraulicznym, można w łatwy sposób spełnić wymagania procesowe, a także polepszyć stabilność i niezawodność układu oraz poziom automatyzacji.

PLC controlled electro-hydraulic linear axis**Ioana Ilie, Doru Dumitru Palade, Marian Blejan**

The article presents some results obtained by authors in their research about integration of electro-hydraulic linear axes in PLC automation systems. The contribution concerns the development of a closed-loop control system for the rod position value of a hydraulic cylinder. The programmable logic controller, PLC, is a processor driven device that uses logic-based software to provide electrical control. Using PLC to control electro-hydraulic system it can be very easy to meet process requirements, improve the system stability, reliability and automation level.

Urządzenia, systemy i układy hydrauliczne wspomagające prace przy drążeniu szybów**Tadeusz Kret, Ireneusz Madejski, Tomasz Przykład**

Przedstawiono urządzenia i układy hydrauliczne wykorzystywane na poszczególnych etapach głębienia oraz zbrojenia szybów pionowych:

- Ładowarkę szybową typu 2LS-5T ze zmienionym napędem,
- Układ hydrauliczny stabilizujący pracę pomostu roboczego,
- Układ hydrauliczny sterowania napędami kombajnu szybowego KDS-2,
- Urządzenia z napędem hydraulicznym używane podczas betonowania drążonego szybu:
 - układ hydraulicznego napędu i sterowania szalunku ślizgowego,
 - pompa cementacyjna do podawania pod wysokim ciśnieniem czynnika roboczego (mleczka cementowego),

- wozidło do podawania masy betonowej do szybu,
- Układ hydrauliczny wspomagający (napędzający i sterujący) pracą pomostu cementacyjnego II.

Equipment and hydraulic systems supporting the shaft sinking

Tadeusz Kret, Ireneusz Madeiski, Tomasz Przykład

The following equipment and hydraulic systems used in particular stages of vertical shafts sinking and reinforcement are presented:

- Shaft loader 2LS-5T with improved drive
- Hydraulic system for stabilizing the working platform
- Hydraulic drive system for KDS-2 Heading Machine
- Equipment with hydraulic drive used for shaft concreting:
 - hydraulic drive and control system for sliding formwork
 - high pressure cement (laitance) pump
 - dumper truck for feeding concrete into the shaft
- Hydraulic drive system for working platform.

Układ elektrohydraulicznego pozycjonowania z zastosowaniem dwupołożeniowego zaworu kierunkowego, kiedy nie jest wymagana wysoka precyzja

Radu Rădoi, Petrin Drumea, Marian Blejan

W niektórych zastosowaniach, kiedy wymagane jest pozycjonowanie siłownika hydraulicznego, który pracuje z niewielką prędkością, można zastosować dwupołożeniowy zawór kierunkowy. Takie rozwiązanie dla prostych układów jest tańsze niż użycie proporcjonalnych zaworów kierunkowych. Taki układ wymaga rezystywnego przetwornika położenia, który jest tańszy niż jego odpowiednik LVDT i elektroniczny moduł sterowniczy. Taki układ mógłby być zastosowany w ustawieniu elementu mechanizmu w położeniu pośrednim z dokładnością kilku mm. Przedstawiono schemat hydrauliczny takiego układu, schemat układu elektronicznego, algorytm zastosowany w mikrosterowniku do pozycjonowania oraz wyniki badań.

Electrohydraulic positioning system with on-off directional valve for applications that do not require high precision

Radu Rădoi, Petrin Drumea, Marian Blejan

At some applications which need positioning of a hydraulic cylinder rod and which works at slow speed can be used on-off electrohydraulic directional valves. This solution for unpretentious systems is cheaper than if would use proportional directional valves. The system requires a resistive position transducer which is cheaper than LVDT alternatives and an electronic control module. This system can be used for example for adjusting an element of a mechanism in intermediate positions with an accuracy of about a few mm. The hydraulic scheme of such a system, electronic circuit diagram, the description of algorithm implemented in microcontroller to achieve positioning and test results are presented.

Regulator przepływu**Paweł Śliwiński**

Opisano konstrukcję i wyniki badań prototypu regulatora przepływu charakteryzującego się brakiem sprężyny. W regulatorze zawór różnicowy zastąpiono zaworem stosunku ciśnień. Charakterystyki przepływowe regulatora mają przebieg niezależny od obciążenia. Nastawa regulatora odbywa się poprzez obrót hydrostatycznie odciążonej tulei dławiącej, wewnątrz której umieszczony jest suwak główny i suwak pomocniczy zaworu stosunku ciśnień. Zaobserwowano, że podczas przepływu cieczy przez regulator suwak główny jest wprawiany w ruch obrotowy wokół własnej osi. Opisywany regulator charakteryzuje się natężeniem przepływu zależnym od ciśnienia zasilania.

Flow controller**Paweł Śliwiński**

Design and test results of a prototype of a flow controller characterized by the absence of the spring are described. In this controller, the differential pressure valve was replaced by the pressures ratio valve. Flow characteristics of control have does not depend on its load. The setting of the controller is carried out by turning the hydrostatically unloaded throttle sleeve. Inside the throttle sleeve, the main valve slider and auxiliary slider of pressure ratio valve are placed. It was observed that during fluid flow through the controller, the main slide is set in rotation around its axis. The controller is characterized by a flow rate dependent on the supply pressure

Wprowadzenie oprogramowania dla złożonej algorytmizacji i badań dzięki zastosowaniu analizy inżynierskiej w określaniu przestrzeni funkcjonalnej dla inteligentnej technologii oraz wydajnych rozwiązań w urządzeniach hydrauliki siłowej

Constantin Chirita, Leonard-Stefan Boghian, Boris Plahteanu, Chitariu Dragoș-Florin

Zaprezentowano nowe oprogramowanie, dzięki któremu producent urządzeń hydraulicznych HYDRAMOND ROMANIA ma możliwość współdziałania z klientami, nie tylko dostarczając im optymalnych urządzeń hydrauliki siłowej, ale także współtworząc bardziej wydajne i ekonomiczne rozwiązania techniczne. Oprogramowanie to staje się narzędziem oferowanym klientowi, aby mógł wymieniać z producentem uwagi przy pomocy prostego interfejsu i odnosić korzyści z inteligentnych urządzeń hydrauliki siłowej przy maksymalnym stosunku korzyści do kosztów. Także dialog producent – klient jest platformą dla doskonalenia się wydziałów badawczo-rozwojowych.

Implementing a complex algorithmization and research software solution by using value engineering of the functional space of smart technical, performance solutions, in high pressure hydraulic power equipment

Constantin Chirita, Leonard-Stefan Boghian, Boris Plahteanu, Chitariu Dragoș-Florin

This paper presents a new software solution by which the hydraulic equipment producer HYDRAMOND ROMANIA interacts with its customers not only for providing them the optimal hydraulic power equipment but also to create more and more efficient and economical technical solutions. Thus, the software is a support tool offered to the client for feedback gathering using a friendly interface that helps the client to benefit from intelligent hydraulic

power equipment with maximum utility/ cost ratio. Also, the dialogue manufacturer-client is an excellent platform used by the research and development department in the department pursuit for excellence.

Dynamiczne próby pneumatycznego układu pozycjonowania przy użyciu wirtualnych narzędzi

Gabriela Matache, Radu Rădoi, Gheorghe Sovăială, Ioan Pavel

Przedstawiono wyniki badania układów pneumatycznych stosujących siłowniki o średnim i wysokim ciśnieniu. Badania prowadzono w Laboratorium Pneumatyki w ramach INOE 200-IHP. Miały one na celu wyznaczenie charakterystyki układu w warunkach dynamicznych dla:

- Odpowiedzi układu na sygnał schodkowy; badania prowadzono dla stałego ciśnienia roboczego siłownika $p_i = 5$ bar, dla zmiennych wartości ciśnienia obciążenia w zakresie $0 - 2,5$ bar.
- Odpowiedzi układu na sygnał rampowy; badania prowadzono dla obciążenia generującego ciśnienie $p_s = 0,5$ bar, ciśnienia roboczego siłownika $p_i = 6$ bar, f – zmiennej częstotliwości sygnału $f = 0,05 - 0,5$ Hz, z przyrostem $0,25$ Hz.
- Odpowiedzi układu na sygnał sinusoidalny. Tworząc wykres tłumienia od częstotliwości i fazy od częstotliwości (wykres BODE); badania prowadzono dla zmiennych wartości obciążenia generującego ciśnienie p_s , w zakresie $0 - 2$ bar z przyrostem $0,5$ bar, amplituda sygnału sinusoidalnego ± 15 [% skoku siłownika].

Dynamic testing of a pneumatic positioning system using virtual instrumentation

Gabriela Matache, Radu Rădoi, Gheorghe Sovăială, Ioan Pavel

This paper shows the experimental results obtained from testing a pneumatic system which uses medium and high pressure actuators.

The tests were conducted in the Laboratory of Pneumatics within INOE 2000-IHP, and they aimed at plotting the system characteristics in dynamic regime, for:

- Response of the system to step signal; the tests have been carried out for constant working pressure of the drive actuator- $p_i=5$ bar; variable values of the load pressure, in the range $0-2.5$ bar.
- Response of the system to ramp signal; the tests have been carried out for a load generating pressure $p_s=0.5$ bar; working pressure of the drive actuator $p_i=6$ bar; f - variable signal frequency, $f=0.05-0.5$ Hz, with increments of 0.25 Hz.
- Response of the system to sine wave signal. Plotting the diagram attenuation vs. frequency and phase vs. frequency (the BODE plot); the tests have been carried out for variable values of the load generating pressure p_s , ranging between $0-2$ bar, with increments of 0.5 bar; sine wave signal amplitude ± 15 [% of the drive actuator stroke].

Wpływ położenia osi obrotu tarczy wychylnej na sprawność objętościową pomp wielotłoczkowych osiowych

Paweł Załuski

Opisano wpływ położenia osi obrotu tarczy na wielkość przestrzeni martwej i sprawność objętościową pompy wielotłoczkowej osiowej. Zaproponowano superpozycję dwóch ruchów -

obrotu tarczy względem osi przecinającej się z osią obrotu wału pompy i przesunięcia tarczy wzdłuż osi wału w efekcie czego uzyskano efekt przesuniętej osi obrotu. Dokonano porównania sprawności objętościowej pompy z osią przecinającą się z osią obrotu wału, oraz konstrukcji z osią przesuniętą.

Influence of position of the swash plate axis of rotation on the volumetric efficiency of multi-piston axial pump

Paweł Załuski

Influence of the position of the swash plate axis of rotation on the size of the dead space and the volumetric efficiency of the axial pistons pump is described. Superposition of the two motions have been proposed – the rotation of the swash plate with respect to axis intersecting the axis of rotation of the pump shaft and the shifts of swash plate along the axis of the shaft yielding a result of the rotation axis offset effect. comparison Volumetric efficiency of the pump with the axle intersecting with the axis of rotation, and the structure with the shifted axle, is compared.

Wpływ parametrów eksploatacyjnych oraz przecieków na wartość skoków ciśnienia w pompie tłoczkowej z rozrządem krzywkowym

Piotr Patrosz

Opisano w jaki sposób parametry eksploatacyjne oraz przecieki wpływają na wartość skoków ciśnienia w komorach roboczych pompy wielo-tłoczkowej osiowej z rozrządem krzywkowym. Praca zawiera opis tych zjawisk, wyniki badań eksperymentalnych oraz symulacji CFD. Szczególny nacisk został położony na określenie wartości przecieków w oknie rozrządu w trakcie jego przekrycia.

Impact of working parameters and leakages on pressure rise in piston pump with the cam driven commutation

Piotr Patrosz

Influence of the working parameters and leakage on the pressure rise in the working chambers of the axial piston pump with the cam driven commutation. The work includes the experiment results and CFD simulations. The main emphasis was put on the description of the leakage in the commutation channel during its partial or total coverage.

Łagodzenie rozruchu przekładni hydrostatycznej pod kątem redukcji hałasu

Piotr Osiński, Michał Stosiak

Skupiono się nad wybranymi niekorzystnymi zjawiskami towarzyszącymi rozruchowi przekładni hydrostatycznej z silnikiem liniowym. Podano niektóre praktyczne sposoby łagodzenia procesu rozruchu przekładni hydrostatycznych. Do celów dalszych badań zbudowano układ hydrauliczny reprezentujący przekładnię hydrostatyczną z silnikiem liniowym o zmodyfikowanej strukturze pod kątem łagodzenia procesu rozruchu i towarzyszących zjawisk akustycznych.

Smoothing the start-up of hydrostatic gear in the aspect of noise reduction**Piotr Osiński, Michał Stosiak**

Main attention is drawn to the selected negative effects connected with hydrostatic gear starting process. Some practical methods for smoothing the starting process are presented. For further tests a modified hydraulic system with linear motor was constructed. Reduction of acoustic effect during starting process of hydrostatic gear was the goal of the modernization.

Badania rozdzielaczy suwakowych sterowanych bezpośrednio elektromagnetycznie z nastawną szybkością przesterowania**Janusz Rajda, Marek Szypuła**

Rozdzielacze hydrauliczne z kontrolowaną szybkością przesterowania powszechnie nazywane są rozdzielaczami z "miękkim przesterowaniem" (ang. *soft shift*). Najczęściej spotykanymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi są rozdzielacze 5-komorowe ze stałą wartością dławienia przepływu cieczy roboczej pomiędzy komorami elektromagnesów lub nastawną, ale wspólną dla załączania i wyłączania elektromagnesu. Przedmiotem badań jest nowe rozwiązanie konstrukcyjne rozdzielacza typu WE6_MP o przyłączy płytowym zgodnym z ISO 4401-03, które daje możliwość niezależnej nastawy szybkości przesterowania w obie strony: zarówno przy załączaniu jak i wyłączaniu elektromagnesu. Przedstawiono i omówiono wyniki badań czasu przesterowania, eliminację pików ciśnieniowych oraz charakterystyki zakresu działania przedmiotowego rozdzielacza.

Testing the operated spool type directional control valves with adjustable shifting time**Janusz Rajda, Marek Szypuła**

Directional control valves with adjustable shifting time are commonly called as the valves with soft-shift option. The most frequently design solutions are 5-chamber ones with constant throttling of working flow rate between two chambers of solenoids or adjustable throttling common for solenoid switching on or off. The object of research is a new solution of directional control valve WE6_MP subplate mounted according to ISO 4401-03. It gives the possibility of independent shift speed setting in both directions at solenoid switching on or off. The results of shifting time research, elimination of pressure peaks and operating limit curves of the valve are presented and discussed.

Badania nad opracowaniem innowacyjnych urządzeń do fertygacji**Gheorghe Sovăială, Sava Anghel, Ioan Tenu, Nicolae Tănăsescu**

Zaprezentowano wkład badań w rozwój urządzeń do fertygacji, tj.:

- W projektowaniu i wdrożeniu proponowanego urządzenia zastosowano innowacyjne i oryginalne rozwiązania techniczne w zakresie fertygacji, szczególnie w odniesieniu do urządzeń wtryskowych; pompa membranowa zasilana hydraulicznie (komutacja zaworu suwakowego dystrybutora realizowana jest hydraulicznie);
- Urządzenie wtryskowe wykorzystuje jako płyn roboczy (napęd) wodę irygacyjną z tego samego przewodu, do którego wtryskiwany jest roztwór pierwotny, który w połączeniu z wodą irygacyjną tworzy roztwór nawozu. W porównaniu z pompami membranowymi

dostępny na rynku, produkowany przez prestiżowe firmy, opracowane wtryskiwacze nie wymagają zasilania elektrycznego i sprężonego powietrza, co sprawia, że są one urządzeniami autonomicznymi na każdym etapie irygacji,

- Ciśnienie wtryskowe jest wynikiem różnicy ciśnienia aktywnych powierzchni komór napędu i ciśnienia komór wtryskowych. Może być ono określone bardzo precyzyjnie, począwszy od etapu projektowania urządzenia, w zależności od parametrów hydraulicznych urządzenia irygacyjnego, z którym pracuje ono podczas montażu. Pierwotny przepływ substancji może być dostosowany w bardzo szerokim zakresie poprzez zmianę natężenia przepływu zasilającego komory silnika, modyfikując częstotliwość głównego wału pompy (integralnego z membranami oddzielającymi komory napędu od komór wtryskowych).

Research on the development of innovative fertigation equipment

Gheorghe Sovăială, Sava Anghel, Ioan Tenu, Nicolae Tănăsescu

The paper shows the particular contribution of the research team in the area of fertigation facilities, consisting in the following aspects:

- In designing and implementing the proposed equipment there have been used technical solutions which are innovative and original for the area of fertigation, especially regarding the injection device; this one was double diaphragm pump type, hydraulically actuated (commutation of the slide valve of the distributor is done hydraulically);
- The injection device uses as a working (drive) fluid the irrigation water taken from the same pipe in which is injected primary solution, which combined with irrigation water forms the fertilizer solution. Compared with the diaphragm pumps existing on the market, manufactured by prestigious companies in the field, the injectors developed do not require electricity or compressed air, which gives them operational autonomy in any point of the arrangement for irrigation;
- Injection pressure has been achieved on the principle of difference between active surfaces of drive chambers and those of injection chambers, being possible to determine it very accurately, right from the stage of equipment design, depending on the hydraulic parameters of the irrigation facility with which it works in an assembly. Primary substance flow can be adjusted in extremely wide limits, by changing the flow rate which supplies the motor chambers, altering the frequency of the pump central shaft (integral with the membranes that separate the drive chambers from the injection ones).

Analiza zjawisk zachodzących w dwuteleskopowym stojaku hydraulicznym w warunkach obciążeń dynamicznych z uwzględnieniem hydroakumulatora

Zygmunt Domagała

Opisano warunki pracy podpory górniczej, a w szczególności zagadnienia związane z ich dynamiką. Na tej podstawie opracowano model matematyczny, który powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością. Następnie ułożono model symulacyjny i przeprowadzono badania, z których wyciągnięto odpowiednie wnioski. Model ten zweryfikowano, przeprowadzając eksperyment polegający na obciążeniu siłownika teleskopowego podpory hydraulicznej prasą kuźniczą wykorzystywaną w HSW Stalowa Wola. Ponieważ wyniki symulacyjne oraz eksperymentalne były zbieżne i nie znaleziono podstaw do odrzucenia modelu matematycznego postanowiono

sprawdzić zachowanie się podpory górniczej w przypadku obciążenia jej ruchem górotworu, którego model zaproponował prof. Stoiński. Dodatkowo zbadano wpływ sprężyny zaworu upustowego oraz objętości instalacji na przebiegi ciśnienia.

Analysis of the phenomena occurring in the telescopic hydraulic cylinder with hydraulic accumulator during dynamic load

Zygmunt Domagała

Working conditions of mining support, in particular issues related to their dynamics are described. On this basis a mathematical model based on simplifying assumptions which represent real object with required accuracy, was developed. Simulation model was build and tests were done. Simulation model was verified by conducting an experiment using forging press used in HSW Stalowa Wola. Obtained simulation and experimental results were consistent. Authors decided to check the behavior of the mining support in real underground conditions as proposed by Professor Stoiński. In addition, the influence of a bleeder valve spring and the installation volume on the pressure change was analyzed.

Przyrządy pomiarowe w diagnostyce napędów hydrostatycznych

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

Praca dotyczy przyrządów pomiarowych stosowanych w diagnostyce napędów hydraulicznych. Szybka i dokładna diagnostyka jest możliwa dzięki elektronicznym przenośnym przyrządom pomiarowym, które są używane do bezpośredniego pomiaru w hydraulicznych maszynach podczas ich cyklu pracy. Przyrządy te umożliwiają bieżący i ciągły zapis mierzonych wielkości: ciśnienia, różnicy ciśnień, temperatury i natężenia przepływu, ich przetwarzanie, rejestrację i wizualizację. Przedstawiono znormalizowany układ badawczy do diagnostyki silnika hydraulicznego na podstawie pomiaru efektywnego natężenia przepływu, momentu, sprawności objętościowej, sprawności hydrauliczno-mechanicznej i sprawności ogólnej.

Measurement equipment for diagnostics of hydrostatic drives

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

The work deals with the measuring equipment used in diagnostics of hydraulic drives. Fast and precise diagnostics is possible due to electronic portable measuring instruments which are used to take measurements directly on the hydraulic machines during their working cycle. The instruments enable current and continuous recording the measured quantities: pressure, pressure difference, temperature and flow rate, their processing, recording and visualisation. For the diagnostics of hydraulic motors, the standardized testing system to measure effective flow rate, torque, volumetric efficiency, hydro-mechanical efficiency and overall efficiency is presented.

Przetworniki pomiarowe w serwonapędach elektrohydraulicznych

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

Praca dotyczy przetworników pomiarowych ciśnienia i przemieszczenia stosowanych w serwonapędach elektrohydraulicznych. Przedstawiono najbardziej popularne czujniki do pomiaru przemieszczenia w kolejności ich zwiększenia dokładności pomiaru -

transformatorowe LVDT, magnetostrykcyjne i optyczne enkodery. Zaproponowano rozproszony system do pomiarów i sterowania składający się z dwóch komputerów Target PC i Host PC. Komputer Target PC stanowi warstwę sterowania bezpośredniego i połączony jest z obiektem regulacji – serwonapędem elektrohydraulicznym. Komputer Host PC stanowi warstwę sterowania nadrzędnego oraz pełni rolę operatora w stosunku do sterowania bezpośredniego.

Measuring transducer in electro-hydraulic servo-drives

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

The project deals with transducers measuring the pressure and displacement used in electro-hydraulic servo-drives. The most popular sensors for measuring displacement in the order of their increasing precision, i.e. potentiometers LVDTs, magnetostrictive and optical encoders are presented. The distributed system of measurements and control, which consists of two PC computers Target and Host is proposed. The Target PC is the direct control layer and is connected to the controlled systems – electro-hydraulic servo-drives, while the Host PC is the supervisory control layer and serves as an operator of the direct control layer.

Badania dynamicznego zachowania układów mechatronicznych wykorzystanych w napędzie hydraulicznym z kontrolą prędkości stosowanych w przemyśle

Corneliu Cristescu, Ioana Ilie, Radu Rădoi, Cătălin Dumitrescu, Doru Dumitru Palade

Zaprezentowano badania dynamicznego zachowania układów mechatronicznych wykorzystanych w napędzie hydraulicznym z kontrolą prędkości stosowanych w przemyśle, przeprowadzone przez INOE 2000-IHP. Wyniki dla zmiennych parametrów dynamicznych układu, które pokazują możliwość sterowania prędkością roboczą, bez względu na zmienność obciążenia, przedstawiono w formie graficznej. Podano przykład przemysłowego zastosowania mechatronicznych układów napędowych na stanowisku szkoleniowym w lotnictwie.

Experimental research on the dynamic behaviour of mechatronic systems used for hydraulic drive with speed control in industrial applications

Corneliu Cristescu, Ioana Ilie, Radu Rădoi, Cătălin Dumitrescu, Doru Dumitru Palade

Some experimental research activities on the dynamic behaviour of mechatronic systems used for the hydraulic drive with speed control in industrial applications, research conducted by the Institute INOE 2000-IHP are presented. Herein will be shown a couple of graphical results on the variation of the dynamic parameters of the system which demonstrate the possibility to control the working speeds regardless of load variation. In the end there will be given an example of industrial application of mechatronic drive systems for a training stand in aviation.

Uszkodzenia hydrauliki siłowej zmechanizowanej obudowy ścianowej w wyniku dynamicznego oddziaływania górotworu

Dawid Szurgacz

Podstawowym elementem podpornościowym ścianowej obudowy zmechanizowanej jest stojak hydrauliczny wraz ze współpracującym z nim układem sterującym. Przedstawiono uszkodzenia hydrauliki siłowej zmechanizowanej obudowy ścianowej w wyniku dynamicznego

oddziaływania górotworu. Na szczególną uwagę zasługuje analiza obliczeń dla zaistniałych tąpnięć w celu potwierdzenia zgodności oceny „upodatnienia” ze stanem rzeczywistym. Prawidłowy sposób zabezpieczenia obudowy ma istotny wpływ na bezpieczeństwo eksploatacji systemu ścianowego.

Damages to the hydraulic system of the powered roof support as a result of dynamic impact of rockmass

Dawid Szurgacz

The basic support element of a powered roof support is a hydraulic leg and its control system. Damages to the hydraulic system of the powered roof support as a consequence of a dynamic impact of rock mass are presented. Particularly noteworthy is an analysis of calculation applied for occurred rock burst and conducted in order to confirm the accuracy of the “yielding” assessment in comparison to the actual state. Proper protection of the powered roof support has a significant influence on the safety level during the operation of the roof support unit.

Układ hydrostatycznego przeniesienia napędu w lokomotywie wąskotorowej typu WLP-50EM/H

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek

Zaprezentowano układ hydrauliczny przekładni hydrostatycznej zastosowanej w lokomotywie wąskotorowej typu WLP-50EM/H. Przedstawiono budowę układu napędowego lokomotywy typu WLP, skonstruowanego w oparciu o przekładnię hydrostatyczną. Opisano układ sterowania przekładnią hydrostatyczną oraz omówiono podukłady hydrauliczne zastosowane w lokomotywie WLP-50EM/H.

System for hydrostatic transmission of drive in WLP-50EM/H narrow-gauge locomotive

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek

Hydraulic system of hydrostatic gear used in WLP-50EM/H narrow-gauge locomotive is presented. Design of drive system of WLP locomotive, based on hydrostatic gear, is given. System for control of hydrostatic gear is described and hydraulic sub-systems used in WLP-50EM/H locomotive are discussed.

Konserwacja i badanie trójstopniowego sterowanego elektrycznie kierunkowego serwowozoru z układem elektronicznym

Radu Rădoi, Alexandru Hristea, Adrian Mirea

Większość uszkodzeń urządzeń napędzanych hydraulicznie jest powodowanych zanieczyszczeniem oleju. Olej ulega zanieczyszczeniu w wyniku jakichkolwiek interwencji w instalacji hydraulicznej lub kiedy przestrzeń zbiornika nie jest utrzymywana w czystości i zanieczyszczenia nie są usuwane w porę. Konieczna jest konserwacja instalacji hydraulicznej, jeżeli chcemy aby była ona sprawna przez dłuższy czas. Tańsze jest regularne prowadzenie konserwacji niż prowadzenie remontu po awarii. Wkłady filtracyjne powinny być wymieniane na czas, kiedy wskaźnik pokazuje ich zatkanie. Okresowo należy pobierać próbki oleju aby sprawdzić, czy zanieczyszczenia są w normie podanej w instrukcji. Trójstopniowy serwowóz kierunku może przestać działać, jeżeli dysza na pierwszym stopniu zostanie zatkana. Zaprezentowano zagadnienia dotyczące konserwacji trójstopniowego sterowanego

elektrycznie kierunkowego serwozaworu, schemat próbkowania oraz funkcję przepływ/sygnal i odpowiedź dynamiczną przy użyciu aparatury LabVIEW.

Operational maintenance and testing of an electrically operated 3 stage directional servo-valve with on board electronics

Radu Rădoi, Alexandru Hristea, Adrian Mirea

The majority of failure of equipments from hydraulically actuated installations appear due to oil contamination. Oil contamination occur when there are some interventions on the installation or when the area of oil tank is not kept clean and consumable items of filters are not changed in time. To maintain in working order the hydraulic installations, a long period, are necessary maintenance operations. It is cheaper to carry out regular maintenance operations than to perform the repair when the fault occurs. Filter cartridges need replacing to time, when indicators with which they are provided indicates clogging of them. Periodically oil samples must be taken for test in order to confirm framing in oil purity class, included in the installation technical book. A 3 stage directional servo-valve can became unavailable for use by clogging the nozzles from the first stage. The article presents aspects regarding operational maintenance of an electrically operated, 3-stage directional servo-valve, probation scheme and obtaining flow/signal function and dynamic response using a LabVIEW app.

Rozwiązanie ograniczające spożywanie wody zanieczyszczonej azotanami i usuwanie związków azotu z otrzymanych odpadów

Ioan Lepăda, Radu Sauciuc, Liliana Dumitrescu, Adrian Ciocănea, Ioan Stamat

Zwiększanie udziału nawozów chemicznych w rolnictwie doprowadziło do zanieczyszczania zasobów wód powierzchniowych i gruntowych. Spowodowało to wzrost poważnych schorzeń wśród ludzi, a zwłaszcza dzieci pijących taką wodę. Zaprezentowano rozwiązanie instalacji pilotowej przeznaczonej dla środowiska wiejskiego, która spełnia dwa podstawowe cele:

- a) ogranicza spożywanie wody zanieczyszczonej azotanami,
- b) usuwa związki azotu ze skoncentrowanego odpadu powstałego w wyniku odwrotnej osmozy i dzięki temu, kiedy jest składowana, nie stanowi wtórnego zanieczyszczenia.

Solution for rendering drinkable the nitrate polluted water and denitrifying the concentrated waste resulted

Ioan Lepăda, Radu Sauciuc, Liliana Dumitrescu, Adrian Ciocănea, Ioan Stamat

The chemical fertilizers used intensively in agriculture have led to the pollution of water resources in surface or groundwater. This pollution has led to serious illnesses of people, especially for children who drink this water.

The paper presents the technical solution for a pilot plant intended for rural communities, which accomplishes two goals:

- a) rendering drinkable the nitrate polluted water;
- b) denitrifying the concentrated waste resulted from the process of reverse osmosis, so that, when it is "dumped" into the environment it does not cause further pollution.

Zwiększanie niezależności energetycznej tuneli typu mini-szklarnie i solaria**Gabriela Matache, Edmond Maican, Erol Murad, Ioan Pavel**

Przedstawiono obecną sytuację dotyczącą odnawialnych źródeł energii, globalnych trendów i strategii w tym zakresie w Rumunii.

Celem zrównoważonego rozwoju rolnictwa jest zwiększenie niezależności energetycznej gospodarstw rolnych, głównie poprzez wykorzystanie biomasy oraz energii wiatrowej i wodnej dostępnych na danym terenie. Z uwagi na okresowość produkcji rolnej energia do procesów produkcyjnych wykorzystywana jest w relatywnie krótkich okresach.

Zaprezentowano układy i urządzenia stosowane w instalacjach rolnych oraz ich wady i zalety.

Increasing energy independence of tunnel type mini-greenhouses and solariums**Gabriela Matache, Edmond Maican, Erol Murad, Ioan Pavel**

This paper presents the current situation in Romania regarding the renewable resources, global trends and strategies in this area.

An objective of sustainable development of agriculture is to increase energy independence of agricultural farms, mainly based on the use of biomass resources, as well as sources of solar and wind energy available locally. Agricultural production is seasonal, which involves the use of the energy needed for production processes during relatively short periods.

There are presented structures of facilities and systems used in agricultural installations, with their advantages and disadvantages.

Nowoczesne siewniki stosowane w technologiach precyzyjnej gospodarki rolnej obsługiwanych przez układy pneumatyczno-elektroniczne**Alexandra Liana Vişan, Gabriel Constantin Bogdanof, Dumitru Milea, C. Mircea**

Precyzyjna gospodarka rolna jest obecnie jednym z ważniejszych aspektów podejmowanych przez Unię Europejską w ramach długoterminowych Strategii Rozwoju, z dużym naciskiem na rolników, konsumentów, ekonomię i środowisko. Stosowane siewniki wykorzystują w sposób racjonalny zasoby naturalne i chemiczne (woda, gleba, materiał siewny, środki grzybobójcze, środki owadobójcze, nawozy, itp.), co w danych warunkach klimatycznych znacząco zwiększa produktywność przy jednoczesnej ochronie środowiska. Ostatnimi osiągnięciami w dziedzinie precyzyjnej gospodarki rolnej są siewniki małych i średnich ziaren, które w większości przypadków wyposażone są w układy mechatroniczne, czyli układy pneumatyczno-elektroniczne. Urządzenia te mogą być stosowane przy wysiewaniu w celu zmniejszenia wysiłku wkładanego w wysiew małych i średnich ziaren, ochrony materiału siewnego oraz zwiększenia produktywności i poziomu automatyzacji procesu siewnego.

State-of-the-art seeding equipments used in precision agriculture technologies operated by pneutronics systems**Alexandra Liana Vişan, Gabriel Constantin Bogdanof, Dumitru Milea, C. Mircea**

In this moment the precision agriculture is one of the most important fields within the European Union medium and long-term Development Strategies with high impact on: farmers, consumers, economy and environment. The seeding equipments used in this type of technologies are meant to use rationally the natural and chemical resources (water, soil, seeding material, fungicides, insecticides, fertilizers, etc.) so that productivity to be significantly

increased, in the current climate conditions, and also to preserve and to protect the environment. The latest achievements in precision agriculture field represent the small and medium grains sowing equipments in alveoli, which in most cases are equipped with mechatronic systems, respectively pneutronics. These equipments can be embedded alveolar sowing technologies in order to decrease the labor required for sowing medium and small seeds, protect the seeding material, increase productivity and rise the automation level of alveolar sowing process.

INDEKS AUTORÓW

Sava Anghel
Gabriel Constantin Bogdanof
Leonard-Stefan Boghian
Marian Blejan 76
Władysław Burzyński
Adrian Ciocănea
Constantin Chirita
Henryk Chrostowski 27
Corneliu Cristescu
Ryszard Dindorf 200
Zygmunt Domagała 173
Chitariu Dradoș-Florin
Petrin Drumea
Cătălin Dumitrescu
Liliana Dumitrescu
Alexandru Hristea
Ioana Ilie 214
Tomasz Jasiulek 229
Radu Jecu
Krzysztof Kędzia
Tadeusz Kret
Ioan Lepădau
Ireneusz Madeiski
Edmond Maican
Gabriela Matache 253
Dumitru Milea
C. Mircea
Adrian Mirea
Erol Murad

Krzysztof Nieśpiałowski 229

Piotr Osiński

Doru Dumitru Palade 214

Piotr Patrosz

Ioan Pavel 253

Boris Plahteanu

Zygmunt Popczyk

Jarosław Prokopowicz

Tomasz Przykład

Radu Rădoi 106, 214, 238

Janusz Rajda

Piotr Rojek 229

Radu Sauciuc

Gheorghe Sovăială 166

Ioan Stamatini

Bianca Stancu

Michał Stosiak

Jolanta Szadkowska

Dawid Szurgacz

Marek Szypuła

Paweł Śliwiński

Ioan Tenu

Nicolae Tănăsescu

Jerzy Wołkow 200

Piotr Woś 200

Alexandra Liana Vișan

Paweł Załuski