

# Pneumatyka

Maj-Czerwiec

3(46)2004

DWUMIESIĘCZNIK

cena 7,50 zł  
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Oblicze innowacji

**Atlas Copco**  
urządzenia uzdatniania powietrza

Jakość powietrza

ASCO/JOUCOMATIC  
– regulatory  
ciśnienia z cyfrową  
kontrolą

BOGE sprężarka CF  
zmiennobrotowa

Techniki  
wytwarzania  
sprężonego powietrza,  
sprężarki łopatkowe

dh DTX – klasyczne  
osuszacze  
regenerowane na  
zimno

PHARE 2002

PNEUMA 2004



TARGI TECHNOLOGII  
PRZEMYSŁOWYCH  
I ODBR INWESTYCYJNYCH  
14-17.06.2004 Poznań

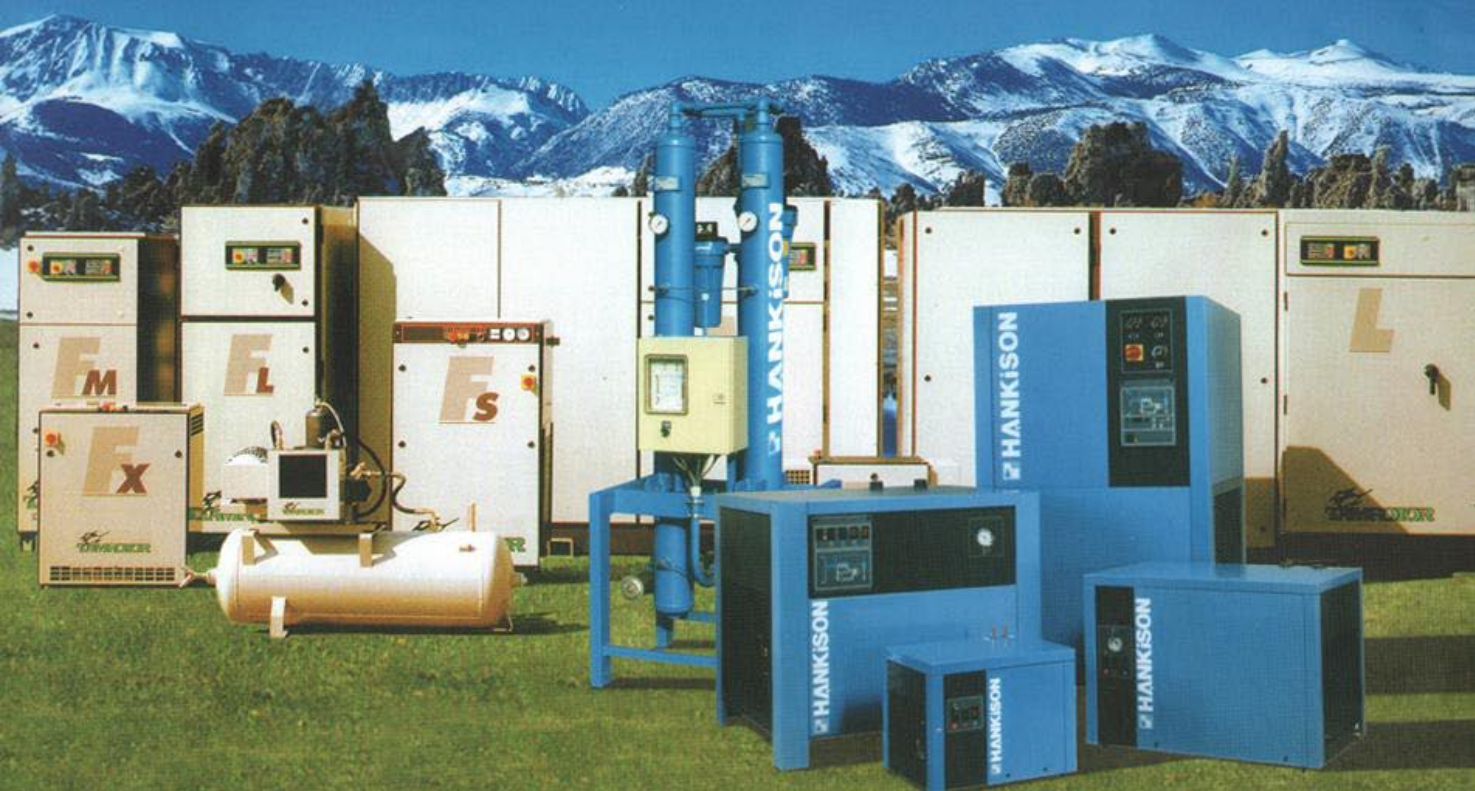
PNEUMA 2004  
pawilon 5,  
stoisko 137

**Atlas Copco**

WYDAWACTWO  
LEKTORIUM

XIV Krajowa Konferencja PNEUMA 2004 – str. 27





Sprężarki śrubowe o wydajności od 0,5 do 73,5 m<sup>3</sup>/min  
Sprężarki śrubowe bezolejowe z wtryskiem wody do zespołu śrubowego  
Sprężarki śrubowe z falownikiem  
Układy odzysku ciepła ze sprężarek  
Elektroniczne sterowniki zespołów sprężarek  
ISO 2001 - System jakości certyfikowany przez Lloyd's Register  
Osuszacze ziębnicze, membranowe i adsorpcyjne sprężonego powietrza  
Filtry sprężonego powietrza  
Systemy uzdatniania kondensatu ze sprężarkowni  
Zbiorniki wyrównawcze sprężonego powietrza  
Projekty sprężarkowni i sieci rozprowadzania sprężonego powietrza  
Pomoc w doborze optymalnego rozwiązania  
Serwis 24 godziny na dobę  
Oryginalne części zamienne  
Szkolenie personelu użytkownika  
Gwarancja 5 lat na zespoły śrubowe

**Z NAMI MASZ WŁAŚCIWE CIŚNIENIE !**

Biuro Handlowe RUDA Trading International

ul. E. Zegadłowicza 10

40-555 Katowice

tel./fax +48 32 251 25 53

tel./fax +48 32 757 44 65

tel./fax +48 32 757 26 03

e-mail: bh-ruda@bh-ruda.pl



Oddział Serwisowo-Remontowy

ul. Kopalniana 1

59-101 Polkowice

tel./fax +48 76 848 14 74

tel./fax +48 76 848 14 75

tel./fax +48 76 848 14 76

e-mail: ruda-ost@cuprum.com.pl

# LASKA

Technika Przemysłowa Sp. z o.o.

43-100 Tychy  
ul. Budowlanych 43  
tel.: +48 (32) 326 24 50  
fax: +48 (32) 326 24 51  
e-mail: laska@laska.com.pl  
www.laska.com.pl

Filia Wrocław:  
53-234 Wrocław  
ul. Grabiszyńska 241 F  
tel.: +48 (71) 364 77 70  
fax: +48 (71) 364 77 71  
e-mail: wroclaw@laska.com.pl

## Uszczelnienia Techniczne

Uszczelnienia do zastosowania w hydraulice, pneumatyce oraz innych gałęziach przemysłu w pełnym zakresie typoszeregów.

- Uszczelnienia tłoków i tłoczyisk
- Uszczelnienia kompaktowe
- Uszczelnienia wargowe
- Pierścienie zgarniające
- Pierścienie i taśmy prowadzące
- O-ringi
- Pierścienie oporowe
- Uszczelnienia wału (simmerringi, v-ringi)
- Uszczelnienia ślizgowe AE Goetze
- Płyty gumowe
- Sznury gumowe
- Uszczelnienia specjalne

W ofercie posiadamy ok. 40 tys. pozycji z czego 8 tys. w ciągłej sprzedaży.



## Współpraca jest nieunikniona



„Badania naukowe finansowane przez przemysł”, „Nauka dla przemysłu”, to hasła rodem z minionej epoki, w praktyce bez pokrycia, gdyż jedynym

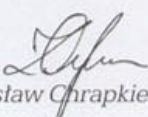
celem ich formułowania były ładnie brzmiące sprawozdania. Nasza nauka z niewielkimi wyjątkami nie jest przemysłowi potrzebna, ponieważ nie produkujemy rzeczy nowych, a światowi potentaci nowych technologii mają rozbudowany system współpracy z ośrodkami naukowo badawczymi nie uwzględniający, jak dotąd, naszego potencjału. Na pytanie czy ten potencjał w ogóle istnieje, odpowiedź jest twierdząca. Podobnie, jak polski robotnik wystarczająco silny i rezolutny, by pracować dla najbardziej wymagających firm budowlanych, polski naukowiec jest doskonałą i od lat wykorzystywaną przez zagraniczne ośrodki siłą fizyczną do badań naukowych. Niestety nie możemy się poszczycić potencjałem technicznym, to znaczy odpowiednim wyposażeniem laboratoriów i rozbudowanymi we właściwym kierunku programami badawczymi. Jest już pewne, że nie ma możliwości poprawienia tego stanu w drodze bezpośredniego finansowania z budżetu państwa. Ale po to właśnie połączyliśmy się formalnie z Europą, by zadziałały naturalne mechanizmy rynkowe uwzględniające naszą tanią siłę roboczą i by część badań „na topie” trafiła do naszych instytucji. Nasz świat nauki musi się teraz pokazywać i oby wychodziło mu to coraz lepiej.

W dziedzinie sprężonego powietrza, w polskim przemyśle dominuje zdecydowanie technologia zagraniczna. Nieliczni polscy producenci w praktyce nie są w stanie wytyczyć i sfinansować badań. W konsekwencji tematyka ta rozsiana po wielu ośrodkach naukowych na terenie kraju jest rozwijana w sposób dość wyrwykowy

i często, jako produkt uboczny dydaktyki. Nie jest to układ komplementarny, który byłby w stanie wykreować nowatorskie rozwiązania na skalę międzynarodową. Trzeba jednak liczyć na stopniowo rosnące zainteresowanie firm zagranicznych umieszczeniem tutaj zleceń badawczych. Warunkiem jest konsekwentna prezentacja istniejących możliwości.

Konferencja naukowa Pneuma odbywa się od wielu lat i wciąż w nazwie ma „krajowa”. Nadszedł czas, w którym nie można już zamykać się w krajowym kręgu. Nie wystarczą zagraniczni uczestnicy, ważne jest żeby pokazywać się na międzynarodowej arenie. Taką areną są na pewno Międzynarodowe Targi Poznańskie. Redakcja „Pneumatyki ma wielką satysfakcję, że z jej udziałem udało się połączyć Konferencję Pneuma z wystawą PNEUMA na Targach Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych w Poznaniu, które mimo wielu niekorzystnych tendencji zachowały pozycję najważniejszych targów przemysłowych w Polsce i są bacznie obserwowane przez przemysł światowy. Jest to krok we właściwym kierunku i jednoznaczny sygnał, że następuje konsolidacja polskiego środowiska związanego ze sprężonym powietrzem. Konsolidacja, która daje szansę wzajemnego przenikania się kręgów przemysłowych z naukowo badawczymi i ogólnie zwiększa naszą szansę w Europie.

Jak łatwo zauważyć, w związku z konferencją i wystawą PNEUMA, to wydanie Pneumatyki różni się od innych. Więcej stron niż zwykle poświęconych jest na prace naukowe. Chcemy, by ośrodki badawcze mogły zaprezentować się również przed szerokim gronem naszych czytelników z przemysłu. Prędkiej czy później, szersza współpraca tych dwóch środowisk jest nieunikniona.

  
Zdzisław Chrapkiewicz

## Pneumatyka

### REDAKCJA

Redaktor naczelny:  
Zdzisław Chrapkiewicz  
Dział DTP:  
Marcin Kluziak

Konsultacja naukowa  
prof. nadzw. dr hab. inż.  
Łukasz N. Węsierski  
prof. dr hab. inż.  
Tadeusz Mikulczyński  
dr inż.  
Kazimierz Peszyński

### ADRES REDAKCJI

ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław  
tel. (071) 798 59 42  
fax: (071) 798 59 47  
e-mail: pneumatyka@lektorium.pl

### WYDAWCA

Wydawnictwo Lektorium  
Kierownik wydawnictwa:  
Mariusz Makulski  
Biuro promocji i reklamy:  
Katarzyna Wilczyńska

### ADRES WYDAWCY

Wydawnictwo LEKTORIUM  
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław  
tel./fax: (071) 798 59 46

### DRUKARNIA

Hector

### PRENUMERATA

Warunkiem przyjęcia zamówienia jest otrzymanie potwierdzenia dokonania wpłaty. Należność prosimy wpłacać przelewem lub przekazem pocztowym na konto Wydawnictwa Lektorium Bank Przemysłowo Handlowy PBK SA w Krakowie, III oddz. we Wrocławiu 95106000760000409910133389

Prenumeratę przyjmują:  
Wydawnictwo Lektorium, RUCH SA,  
SIGMA-NOT Sp. z o.o., KOLPORTER SA

Zlecenia na ogłoszenia i reklamy prosimy kierować pod adresem wydawcy. Redakcja nie odpowiada za treść ogłoszeń, reklam i artykułów sponsorowanych. W materiałach nadesłanych redakcja zastrzega sobie prawo dokonywania zmian redakcyjnych. Przekład tekstów w części lub w całości tylko i wyłącznie za zgodą wydawcy. Artykuły redakcyjne podlegają recenzji.

ASCO/JOUCOMATIC – regulatory ciśnienia z cyfrową kontrolą \_\_\_\_\_ 8



BOGE – witamina C dla sprężonego powietrza \_\_\_\_\_ 10

Techniki wytwarzania sprężonego powietrza, sprężarki łopatkowe (1) \_\_ 12

Możliwości dofinansowania przedsiębiorstw. PHARE 2002 \_\_\_\_\_ 15

domnick hunter DTX – klasyczne osuszacze regenerowane na zimno \_\_ 18



Szukamy różnych form partnerstwa (wywiad) \_\_\_\_\_ 20

Polska w europejskich organizacjach normalizacyjnych \_\_\_\_\_ 23

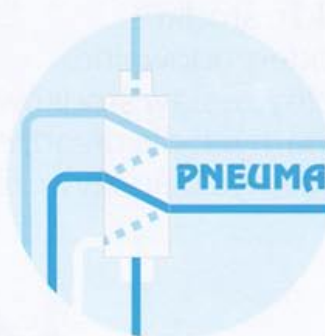
*Ze względu na inne niż zwykle położenie podajemy również strony:*

mapka branży pneumatycznej \_\_\_\_\_ 25

spis reklam \_\_\_\_\_ 25

formularz prenumeraty \_\_\_\_\_ 26

XIV Krajowa Konferencja PNEUMA 2004 \_\_\_\_\_ 27



#### UWAGA

Str. 27 jest jednocześnie pierwszą stroną bloku zawierającego referaty Konferencji PNEUMA, opatrzonego niezależną numeracją stron od 1 do 40. Wykaz zamieszczonych referatów znajduje się na str. 3 tego bloku

NAJLEPSZY WYBÓR  
SYNTEZYCZNYCH  
ŚRODKÓW SMARNYCH



**Anderol** zawsze dostarczał  
najwyższej klasy środki  
smarne dla przemysłu.

**Anderol** oznacza  
wyższe bezpieczeństwo  
i niezawodność  
Twojej działalności.

Oferujemy oleje do  
kompresorów i pomp  
próżniowych różnych typów  
(approvals producentów).  
Także środki  
biodegradowalne.  
Pełny zestaw środków  
smarnych dla urządzeń  
przemysłu spożywczego.



Anderol BV  
tel. +31 43 352 41 90  
fax +31 43 352 41 99  
E-mail: [info@anderol-europe.nl](mailto:info@anderol-europe.nl)  
Web-site: [www.anderol.com](http://www.anderol.com)

Wyłączny dystrybutor w Polsce:  
solvadis polska sp. z o.o.  
tel. (071) 372 30 70  
fax (071) 372 30 80  
e-mail:  
[kontakt@solvadis-polska.com.pl](mailto:kontakt@solvadis-polska.com.pl)  
[www.solvadis-polska.com.pl](http://www.solvadis-polska.com.pl)

**solvadis polska**

## USŁUGI

### Konsulting

#### Poznańskie Centrum Doradztwa Finansowego INCEPTUM

specjalizuje się w poszukiwaniu finansowania zewnętrznego ze środków krajowych i unijnych na projekty inwestycyjne dla przedsiębiorstw, samorządów oraz urzędów.

Naszych klientów przeprowadzamy przez cały proces pozyskiwania dotacji – rozpoczynając od pomysłu, a na spływie dotacji kończąc. Przygotowujemy specjalną dokumentację, wnioski, biznes plany, studium wykonalności, analizy finansowo-ekonomiczne, oraz opracowujemy linie projektowe (na finansowanie długoterminowe inwestycji). Pomagamy Państwu kompletować wszystkie, niezbędne załączniki a także sporządzamy wnioski o płatność. (adres na str.16)

**Centrum Funduszy Europejskich (CFE) Wrocław** jest firmą doradczo-szkoleniową świadczącą usługi dla przedsiębiorców, instytucji samorządowych i organizacji pozarządowych w zakresie kompleksowej obsługi procesu ubiegania się o dotacje ze środków pomocowych Unii Europejskiej.

Usługi CFE w zakresie doradztwa:

- wnioski o dotacje,
  - studia wykonalności, biznesplany,
  - wnioski kredytowe,
  - analizy ekonomiczne i finansowe,
  - stały monitoring dostępnych programów pomocowych,
- Usługi CFE w zakresie szkoleń:
- szkolenia zamknięte (wg potrzeb konkretnej grupy),
  - warsztaty – praktyczne ćwiczenia przygotowywania wniosków,
  - zarządzanie projektem współfinansowanym ze środków UE.

(adres na str.16)

### Pomiary, sterowanie

**Firma LOGICON** z Legnicy świadczy usługi w zakresie pomiarów, regulacji, sterowania i wizualizacji procesów przemysłowych. Firma oferuje:

- projektowanie, dostawa, montaż i uruchamianie systemów kontrolno pomiarowych wykonanych w technologii PLC.
  - systemy rozproszone z dowolnym medium komunikacyjnym (komunikacja szeregową, radiową, modemową na linii trwałej lub komutowanej, GSM SMS, przez sieć energetyczną, itd...),
  - projektowanie, dostawa, montaż i uruchamianie systemów regulacyjnych w dziedzinie ciepłownictwa,
  - tworzenie dokumentacji technicznych,
  - opracowywanie nowych algorytmów sterowania oraz modyfikowanie istniejących zgodnie z wymaganiami klienta,
  - diagnostyka, pomiary i serwisowanie sterowników programowalnych PLC,
  - urządzenia do monitoringu i wizualizacji procesów przemysłowych (ciągów technologicznych),
  - urządzenia i systemy do gromadzenia i archiwizacji danych.
- Firma posiada dobrze wyposażoną bazę autoryzowanych programistów do tworzenia programów aplikacyjnych oraz magazyn części zamiennych niezbędnych do szybkich reakcji serwisowych. Ponadto wykonuje Instalacje elektryczne, projekty oraz montaż rozdzielnic niskiego i średniego napięcia. Zapewnia 36 miesięczną gwarancję na sprzęt PLC oraz całodobowy serwis gwarancyjny i pogwarancyjny. [www.logicon.com.pl](http://www.logicon.com.pl)

**AIRPRESS**

**FRIPOL Sp. z o.o.**  
 86-100 Świecie, Wiąg 108 A  
 tel. (052) 331 25 88, 332 45 73  
 fax (052) 331 20 43  
 e-mail: fripol@airpress.pl, www.airpress.pl

**05-092 Łomianki k/Warszawy**  
 ul. Kolejowa 163/1, tel. (022) 751 61 63, 0608 395 056

**PNEUMAPOL Sp.j.**  
 71-254 Szczecin, ul. Łukasieńskiego 13  
 tel./fax (091) 487 06 71, tel.: 0608 490 395, 0602 369 434, 0504 235 396  
 e-mail: kompresor@pneumapol.pl, www.pneumapol.pl

**Nasza oferta:**

- sprężarki śrubowe,
- sprężarki tłokowe,
- sprężarki specjalistyczne,
- systemy oczyszczania sprężonego powietrza: (osuszacze, filtry, mikrofiltry itp.)
- osprzęt pneumatyczny: reduktory, naoliwiacze, szybkozłącza, redukcje, węże,
- narzędzia pneumatyczne,
- montaż sieci pneumatycznych z elementów TRANSAIR.



**BOGE**  
KOMPRESSOREN

## JAKOŚĆ KTÓRA PRZEBIJA

- Sprężarki śrubowe o wydajnościach od 0,2 do 50,0 m<sup>3</sup>/min i ciśnieniach do 13 bar
- Sprężarki tłokowe o wydajnościach od 125 do 6200 l/min i ciśnieniach do 35 bar
- Oczyszczanie sprężonego powietrza,
- Kompleksowy montaż

**Centrala:**  
 PNEUMATIK SA  
 Wysogotowo  
 ul. Kamienna 28  
 62-081 Przeźmierowo  
 tel. (061) 816 12 46, 816 12 55  
 fax (061) 816 17 71  
 e-mail: info@pneumatik.com.pl  
 Internet: www.pneumatik.com.pl

**Oddziały:**  
 Częstochowa (034) 322 06 26  
 Jarosław (016) 624 22 60  
 Serwis 24 h: 0 608 445 555

**pneumatik**

Oficjalny przedstawiciel firmy BOGE KOMPRESSOREN

**AERZEN POLSKA S.A.****DELTA**  
BLOWER + SCREW**AERZEN**

• **SPRĘŻARKI ŚRUBOWE I TŁOKOWE, OLEJOWE I BEZOLEJOWE**  
 dla Techniki sprężonego powietrza - Techniki gazów procesowych - Chłodnictwa

• **DMUCHAWY ROTACYJNE Z OBROTOWYMI TŁOKAMI**  
 dla Techniki sprężonego powietrza - Techniki ochrony środowiska - Transportu pneumatycznego

• **LICZNIKI GAZOWE**  
 dla Komunalnego zaopatrzenia w gaz - Pomiarów gazów w przemyśle

• **SERWIS - CZĘŚCI ZAMIENNE - DORADZTWO TECHNICZNE**



SPRĘŻARKI

DMUCHAWY

LICZNIKI  
GAZOWE

ROZRUCH

SERWIS

STEROWANIE

ENGINEERING

**Centrala**  
 ul. Marconich 9/17  
 02-954 Warszawa  
 tel.+22 642 29 09  
 fax+22 642 33 08

e-mail: info@aerzen.pl

**Serwis**  
 ul. Ks. Bkp. Bednorza 2a-6  
 40-384 Katowice  
 tel.+32 209 87 50  
 fax+32 209 89 66

www.aerzener.com

**Biuro Handlowe Wrocław**  
 ul. Bacciarellego 8a-3  
 51-649 Wrocław  
 tel.+71 371 90 34  
 fax+71 372 97 18

# Asco/Joucomatic – regulatory ciśnienia z cyfrową kontrolą

ASCO/JOUCOMATIC - firma międzynarodowa, jest jednym ze światowych liderów w produkcji elementów automatyki przemysłowej, takich jak: zawory elektromagnetyczne i sterowane pneumatycznie, elementy pneumatyki siłowej (siłowniki, rozdzielacze, osprzęt pneumatyczny), sygnalizatory ciśnienia i temperatury (presostaty i termostaty).

**W** Polsce firma zatrudnia ponad 100 osób. Ma oddział produkcyjny w Łodzi i biuro handlowe w Warszawie. Zapewnia swoim klientom najnowocześniejsze rozwiązania techniczne elementów automatyki i sterowania procesami technologicznymi, między innymi precyzyjne regulatory ciśnienia.

**Sentronic<sup>D</sup>** to regulatory nowej generacji przystosowane do współpracy z komputerem.

Proporcjonalne regulatory ciśnienia tej grupy (zawory proporcjonalne) służą do precyzyjnej stabilizacji ciśnienia w procesach charakteryzujących się dużą dynamiką.

Podstawowe zalety nowej generacji cyfrowych regulatorów ciśnienia:

- Zawór bezpośredniego działania zapewniający precyzyjną regulację i szybki czas odpowiedzi;

- Pełna kontrola nad ustawieniami zaworu:

- kontrola ręczna: zabudowany wyświetlacz i dwa przyciski pozwalają na odczyt ciśnienia, ustawienie wartości regulowanego ciśnienia, diagnostykę;

- kontrola z komputera wraz z programem DaS umożliwia:

- dobranie najlepszych parametrów regulacji dla danej aplikacji;

- diagnostykę: przeprowadzenie testu zaworu,

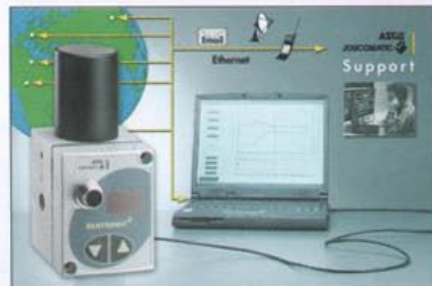
- odczyt: numeru seryjnego, temperatury, ustawień.

- Transmisja ustawień zaworu: kiedy już zoptymalizujemy ustawienia możemy zapisać je w komputerze a następnie przesłać do fabryki dla potrzeb przyszłej produkcji. Jeżeli wystąpią jakieś problemy z optymalizacją procesu można przesłać zebrane dane do Działu Technicznego, który przeprowadzi symulację zaworu i odeśle zoptymalizowane ustawienia.

- Dzięki zastosowaniu dynamicznego uszczelnienia w zaworze bezpośredniego działania, regulator Sentronic<sup>D</sup> przy niewielkich rozmiarach zapewnia duży współczynnik przepływu i bardzo krótki czas odpowiedzi oraz dokładną regulację. Charakteryzuje się przy tym niską ceną.

Podstawowe dane techniczne:

- Medium: powietrze, neutralne gazy – filtrowane 50mm



- Zakres ciśnienia: 0-3, 0-6, 0-10bar
- Średnice / przyłącza: DN 4mm (G1/8, G1/4) – 470 l/min.
- DN 8mm (G1/4, G3/8) – 1300 l/min.
- Sygnał sterujący: 0-10V, 0-20mA, 4-20mA
- Przyłącza pneumatyczne: gwintowane (G1/8, G1/4, G3/8), montaż na podstawie.

Artykuł promocyjny  
ASCO/JOUCOMATIC  
Tomasz Hermaszewski

Asco/Joucomatic Sp. z o.o.  
ul. Konstruktorska 11a  
02-673 Warszawa  
tel. (022) 458 92 80  
fax (022) 458 92 88  
e-mail: biuro@ascojoucomatic.pl  
www: www.ascojoucomatic.com





KOLUMB ODKRYŁ AMERYKĘ, TY ODKRYJ

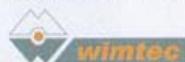
**IR Ingersoll-Rand**

**NIEKWESTIONOWANEGO ŚWIATOWEGO LIDERA  
W PRODUKCJI SPRĘŻAREK  
TRADYCJA I DOŚWIADCZENIE  
istnieje od 1871 r.**

Oferujemy w pełnym zakresie wydajności: proste  
w montażu, tanie w eksploatacji, bezobsługowe  
✓ **SPRĘŻARKI** olejowe i bezolejowe – tłokowe,  
śrubowe i odśrodkowe  
oraz urządzenia towarzyszące:

- ✓ CHŁODNICE
- ✓ OSUSZACZE
- ✓ FILTRY
- ✓ SEPARATORY

**ZAPEWNIAMY DORADZTWO TECHNICZNE, SERWIS  
GWARANCYJNY, POGWARANCYJNY, SKŁAD CZĘŚCI**



Przedstawiciel

**INGERSOLL-RAND®  
AIR SOLUTIONS**

Biuro: 00-871 Warszawa, ul. Żelazna 67/62,  
Tel.: (022) 652 11 55 · faks: (022) 654 74 08  
e-mail: wimtec\_office@wimtec.pl · www.wimtec.pl



**PIAB**

Innovators in  
Vacuum Technology

**HERMETYCZNE SYSTEMY  
PODCIŚNIENIOWEGO TRANSPORTU  
MATERIAŁÓW SYPKICH**

**Bovin**

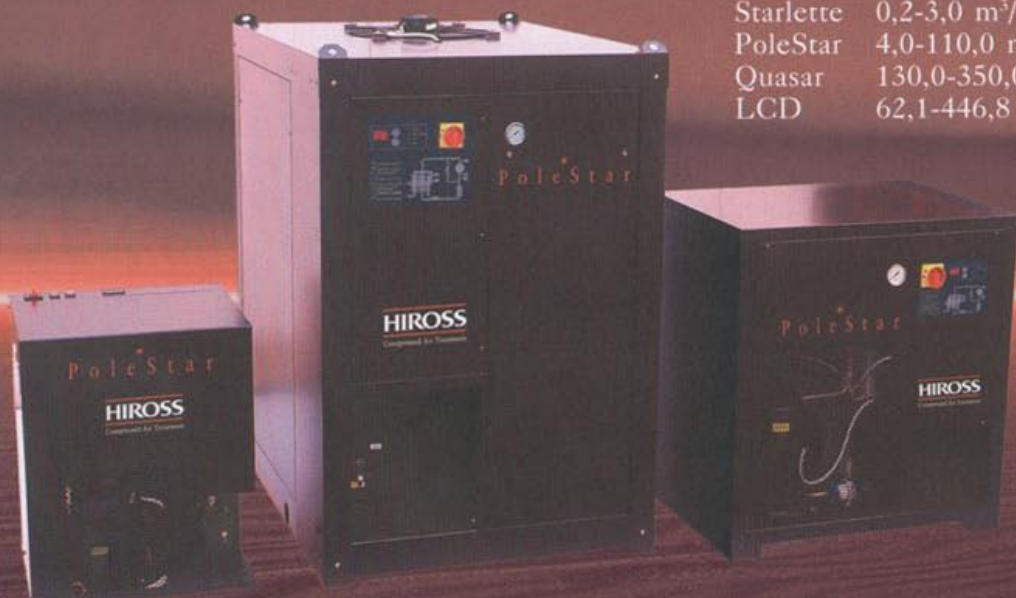
81-327 Gdynia, ul. Wolności 20, tel./fax: (0-58) 621-98-24, 621-99-64  
BOVIN - Południe: 0 502-42-23-00, e-mail: piab@bovin.com.pl

[www.bovin.com.pl](http://www.bovin.com.pl)

# HIROSS

Compressed Air Treatment  
Osuszacze chłodnicze

Starlette	0,2-3,0 m <sup>3</sup> /min
PoleStar	4,0-110,0 m <sup>3</sup> /min
Quasar	130,0-350,0 m <sup>3</sup> /min
LCD	62,1-446,8 m <sup>3</sup> /min



dh Group Polska Sp. z o.o., ul. Ryżowa 87, 05-816 Opacz k/Warszawy  
tel. (022) 723 03 67, fax (022) 723 03 68, e-mail: info@dhgroup.pl

# BOGE - witamina C dla sprężonego powietrza

## Regulowane obroty w typoszeregu C

Nie zawsze wydajność sprężarki jest ściśle dopasowana do aktualnego zapotrzebowania na sprężone powietrze. Zazwyczaj stację sprężonego powietrza projektuje się przy założeniu określonego maksymalnego zapotrzebowania.

Przy mniejszym zapotrzebowaniu sprężarka przełącza się stosunkowo często, napełniając co jakiś czas zbiornik buforowy. Za każdym razem po osiągnięciu zadanego ciśnienia maksymalnego, sprężarka śrubowa nie wyłącza się natychmiast, lecz przez pewien czas pracuje jeszcze na biegu jałowym, niepotrzebnie zużywając energię. Zużycie to można zminimalizować, poprzez zastosowanie inteligentnych sterowników, nie da się go jednak całkowicie wykluczyć. Ma to miejsce dopóty, dopóki sprężarka „sztywno” wytwarza więcej powietrza niż wynosi rzeczywiste zapotrzebowanie odbiorców.

### Płynna regulacja obrotów

Idealnym rozwiązaniem jest tu zastosowanie przetwornika częstotliwości. Dzięki niemu obroty silnika napędowego mogą być płynnie regulowane a wydajność sprężarki elastycznie do-

pasowana do zapotrzebowania. Bez pogorszenia sprawności sprężania, wytwarzana jest dokładnie tylko taka ilość powietrza, jaka jest w danej chwili potrzebna. W ten sposób wyeliminowane są przełączenia na nieekonomiczny bieg jałowy, co pozwala osiągnąć znaczne oszczędności na kosztach energii. Jednocześnie możliwe jest zmniejszenie zakresu ciśnień, w jakich sprężarka pracuje, a tym samym dalsza redukcja zużycia energii dzięki uniknięciu niepotrzebnego sprężania szczytowego. Każdy zaoszczędzony 1 bar w procesie sprężania, redukuje zużycie energii o 10%.

### Nie tylko w dużych sprężarkach

Regulację częstotliwości stosuje się najczęściej w większych maszynach. Firma BOGE oferuje na przykład sprężarki z regulowanymi obrotami serii SF (fot. 1).

Jednak ta nowoczesna technologia jest już także dostępna w mniejszych sprężarkach BOGE. Model CF 9 (fot. 2) o mocy 7,5 kW pracuje w oparciu o wypróbowany moduł kompaktowy typoszeregu C; moc silnika jest przenoszona za pomocą pasków klinowych. System napędu paskami klinowymi GM nastawia się samoczynnie, utrzymując optymalne napięcie pasów, w zależności od obciążenia, niezależ-



Fot. 2 Mała sprężarka śrubowa BOGE CF 9 z płynnie regulowaną wydajnością

nie od tego, czy sprężarka pracuje w trybie normalnym czy w trybie rozruchu, wymagającym więcej mocy.

Przetwornik częstotliwości jest zintegrowany z dźwiękochłonną obudową sprężarki. Niewielkie wymiary i niski poziom hałasu 66 dB(A) czynią sprężarki typ CF idealnymi do pracy w systemie zdecentralizowanym, czyli takim, w którym sprężarka umieszczana jest blisko punktu odbioru.

### Zakres ciśnień i wydajności

Model CF 9 dostępny jest w wersji 8, 10 i 13 bar, o max. wydajnościach odpowiednio 1,15 m<sup>3</sup>/min, 1,03 m<sup>3</sup>/min i 0,81 m<sup>3</sup>/min. Ilości te za sprawą przetwornika częstotliwości można regulować w dół do 33%, w zależności od bieżącego zapotrzebowania, redukując przy tym proporcjonalnie zużycie energii.

Dla bardziej wymagających klientów BOGE oferuje wersję CDF, wyposażoną dodatkowo w zintegrowany osuszacz, który osusza sprężone powietrze zgodnie z wymaganym punktem rosy.

Artykuł promocyjny  
Pneumatik



Fot. 2 Sprężarka serii SF

# HPS

V MIĘDZYNARODOWE TARGI  
HYDRAULIKI, PNEUMATYKI,  
STEROWANIA I NAPĘDÓW

ZAPRASZAMY DO KATOWIC  
19-21 października 2004

Równoległe odbędą się Międzynarodowe Targi  
Przemysłu Chemicznego

 **CHEMTARG**

HONOROWY PATRONAT OBJAŁ:  
Minister Gospodarki,  
Pracy i Polityki Społecznej

Patronat medialny:

**Pneumatyka**

**HiP**

Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.  
40-955 Katowice, ul. Bytkowska 1b  
tel. (032) 78-99-100, 78-99-194  
fax (032) 254-02-27, 258-89-19  
e-mail: [hps@mtk.katowice.pl](mailto:hps@mtk.katowice.pl)  
[www.mtk.katowice.pl](http://www.mtk.katowice.pl)

JESTEŚMY ZAINTERESOWANI UDZIAŁEM W TARGACH, MATERIAŁY  
INFORMACYJNE PROSIMY PRZESYŁAĆ NA ADRES:

firma: .....  
adres: .....  
tel. ....  
fax .....  
e-mail: .....

# sprężarki powietrza



# ALUP

## Kompressoren

Sprężarki śrubowe o ciśnieniach roboczych od 4 do 15 bar i wydajnościach od 0.4 do 70 m<sup>3</sup>/min.



## ciche

Sprężarki śrubowe pracują cicho i bez wibracji, dzięki temu praca z nimi nie jest uciążliwa.

## oszczędne

Procesorowy system sterowania zapewnia ekonomiczne wykorzystanie energii, przypomina o konieczności serwisowania i diagnozuje awarie.

## niezawodne

Najwyższą jakość sprężarek potwierdzają liczne certyfikaty morskich towarzystw klasyfikacyjnych: Lloyd's Register of Shipping, Germanischer Lloyd, Det Norske Veritas, Bureau Veritas. Również NATO wybrało ALUP Kompressoren na dostawcę strategicznego. Firma spełnia także warunki ISO 9001.



PPHU KOMPRESS jest wyłącznym przedstawicielem ALUP Kompressoren w Polsce. Nasza oferta jest dostępna w sieci Internet. Chętnie odpowiemy na pytania osobiście.

02-288 Warszawa, ul. Krzysztofa Kolumba 22  
tel./faks: (0 22) 846 62 54 i 868 00 33  
e-mail: [kompres@kompres.com.pl](mailto:kompres@kompres.com.pl)

[www.kompres.com.pl](http://www.kompres.com.pl)

# Sprężarki łopatkowe

## część I

Rafał Więclawek

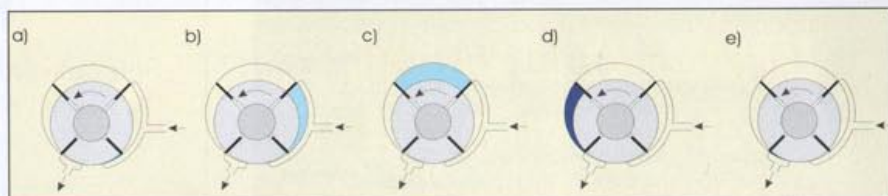
Sprężarka łopatkowa jest sprężarką wyporową, w której komora sprężania jest przestrzenią utworzoną pomiędzy wewnętrznymi ściankami cylindrycznego korpusu, walcowym wirnikiem umieszczonym mimośrodowo w korpusie oraz łopatkami wysuwającymi się promieniowo ze szczelin w wirniku i szczelnie przylegającymi do ścianek korpusu.

### Rys historyczny

Pierwsze wzmianki o stosowaniu sprężarek łopatkowych w Ameryce pochodzą z lat 90 XIX wieku. Jednakże dokładność wykonania i materiały stosowane w tamtych czasach były przyczyną małej sprawności i szybkiego zużycia. Następnie zostały one sprowadzone do Europy, gdzie ulepszono ich konstrukcję. W 1908 r. Niemiec, Karl Wittig, uzyskał patent na sprężarkę tego typu. Pierwsze jednowirnikowe sprężarki rotacyjne produkcji firmy KARL WITTIG GmbH były maszynami dwustopniowymi z punktowym smarowaniem i chłodnicą międzystopniową.

W 1914 r. zastosowano boczne pierścienie odciążające, które znacznie zmniejszyły tarcie łopatek o korpus. Prześwity pomiędzy łopatkami a korpusem wypełniano smarem stałym, który w istotny sposób ograniczał straty wewnętrzne powodowane strumieniem zwrotnym powietrza. Następnym etapem było zastosowanie grafitu i innych samosmarujących materiałów do wytwarzania łopatek, co wyeliminowało potrzebę smarowania wewnątrz cylindra.

W 1927 włoska firma Pneumofore zaprezentowała pierwszą sprężarkę łopatkową z intensywnym wtryskiem oleju do sprężanego powietrza, co było istotnym przełomem. Wydajność tej sprężarki wynosiła 2,6 m<sup>3</sup>/min przy ciśnieniu 8 bar.



Rys. 1 Cykl pracy sprężarki łopatkowej

Na przełomie lat 1948/49 w firmie Alfred Bullows&Sons opracowano sprężarkę łopatkową chłodzoną powietrzem. Rozwiązanie to posiadało także możliwość płynnej regulacji wydajności w zależności od zapotrzebowania na sprężone powietrze.

W 1964 roku firma Wittig wprowadziła kolejne ulepszenie, które polegało na zastosowaniu łopatek z tworzywa sztucznego, co przy intensywnym wtrysku oleju jeszcze bardziej zwiększyło trwałość.

Koniec XX wieku obfitował głównie w ulepszenia energetyczne. Opracowano system oszczędzania mocy absorbowanej podczas biegu jałowego, który polegał na obniżeniu ciśnienia wewnętrznego w stanie odciążenia. Kolejnym krokiem było opracowanie łopatkowych sprężarek dwubiegowych. Uzyskano to stosując dwubiegowe silniki elektryczne, które pracowały z prędkością 1000 obr/min przy mniejszym zapotrzebowaniu na sprężone powietrze, a gdy zapotrzebowanie wynosiło ponad 70% - pracowały z prędkością 1500 obr/min.

Współczesne rozwiązania stosują regulację wydajności poprzez ciągłą regulację prędkości obrotowej. Jest to możliwe dzięki stosowaniu silnika zmiennobrotowego i przetwornicy częstotliwości.

### Budowa i zasada działania

Sprężarka łopatkowa składa się z cylindra osadzonego w obudowie oraz wirnika z ruchomymi, płaskimi łopatkami umieszczonymi w rowkach tego wirnika. Wał, na którym osadzono wirnik, jest zamontowany mimośrodowo w stosunku do osi cylindra. Łopatki pod wpływem siły odśrodkowej dociskają w czasie obracania się wirnika gładź

cylindra, tworząc zmienne przestrzenie, w których odbywa się sprężanie.

Sprężanie obejmuje trzy fazy: zasysanie, sprężanie i wytłaczanie.

Na rys. 1a pokazano początek fazy ssania. Obrót wirnika powoduje powstawanie przestrzeni między łopatkami, wirnikiem i cylindrem. Przestrzeń ta jest połączona z komorą ssawną, co powoduje jej wypełnienie gazem.

Rysunek 2a przedstawia kontynuację procesu ssania. Obrót wirnika ciągle powiększa powstałą przestrzeń i zwiększa ilość napływającego gazu. Proces zasysania jest kontynuowany do momentu, w którym przestrzeń przestaje się powiększać. Punkt, w którym następuje to zjawisko, zależy od liczby zastosowanych łopatek.

W kolejnym etapie następuje odcięcie komory sprężania od otworu wlotowego (rys. 1c).

Dalszy obrót wirnika powoduje zmniejszanie komory sprężania i tym samym wewnętrzne sprężanie gazu (rys. 1d). Proces jest kontynuowany do momentu, w którym wiodąca łopatka zetknie się z komorą tłoczenia. Od ukształtowania komory tłoczenia zależy wielkość sprężu.

W momencie, gdy wiodąca łopatka osiągnie komorę tłoczenia, sprężony gaz jest wytłaczany z komory sprężania na zewnątrz (rys. 1e). W sprężarce tego typu nie występuje objętość szkodliwa. Cała zawartość gazu jest wytłaczana a dalszy obrót wirnika powoduje ponowne przemieszczenie łopatek do fazy ssania.

### Literatura

[1] Araszkiewicz A., Historia łopatek, *Pneumatyka* 6/19/1999.

[2] Peter A O'Neill, Industrial Compressors, *Butterworth-Heinemann Ltd, Oxford* 1993.



**PNEUMATYKA  
AUTOMATYKA  
HYDRAULIKA**



**NARZĘDZIA PNEUMATYCZNE**

51-114 Wrocław, ul. Obornicka 86 B  
tel. 071 352 84 41, 352 75 39, 372 63 50, 372 63 51  
tel. / fax 071 372 63 82

e-mail: [amet@amet.com.pl](mailto:amet@amet.com.pl)

internet: <http://www.amet.com.pl>



Przedsiębiorstwo Wdrażania Innowacji  
Spółka Akcyjna

Nasza oferta technologii materiałów sypkich obejmuje:  
WIBRATORY PRZEMYSŁOWE, PULSATORY PNEUMATYCZNE

**POROWATE SPIEKI PRZEPUSZCZALNE**



41 - 500 Chorzów, ul. Zgrzebnicka 5; telefony: (32) 241 13 09,  
247 48 96, 247 48 97; fax (32) 247 48 94; tel. kom. (601) 701 188;  
<http://www.inwet.chorzow.pl>; e-mail: [inwet@inwet.chorzow.pl](mailto:inwet@inwet.chorzow.pl)

**cenę promocyjną do 15 czerwca**

**IV Targi Przemysłowej Techniki Pomiarowej**



**CONTROL-TECH**  
**22 - 24. 09. 2004**

**PATRONAT**

Prezes Głównego Urzędu Miar  
Polska Akademia Nauk  
Dyrektor Polskiego Centrum Badań i Certyfikacji  
Politechnika Świętokrzyska

- Pomiary
- Automatyka przemysłowa
- Aparatura badawcza i sprzęt laboratoryjny
- Urządzenia ważące
- Metrologia w systemach zapewniania jakości
- Oprogramowanie kontrolne dla procesów technologicznych
- Technologia laserowa



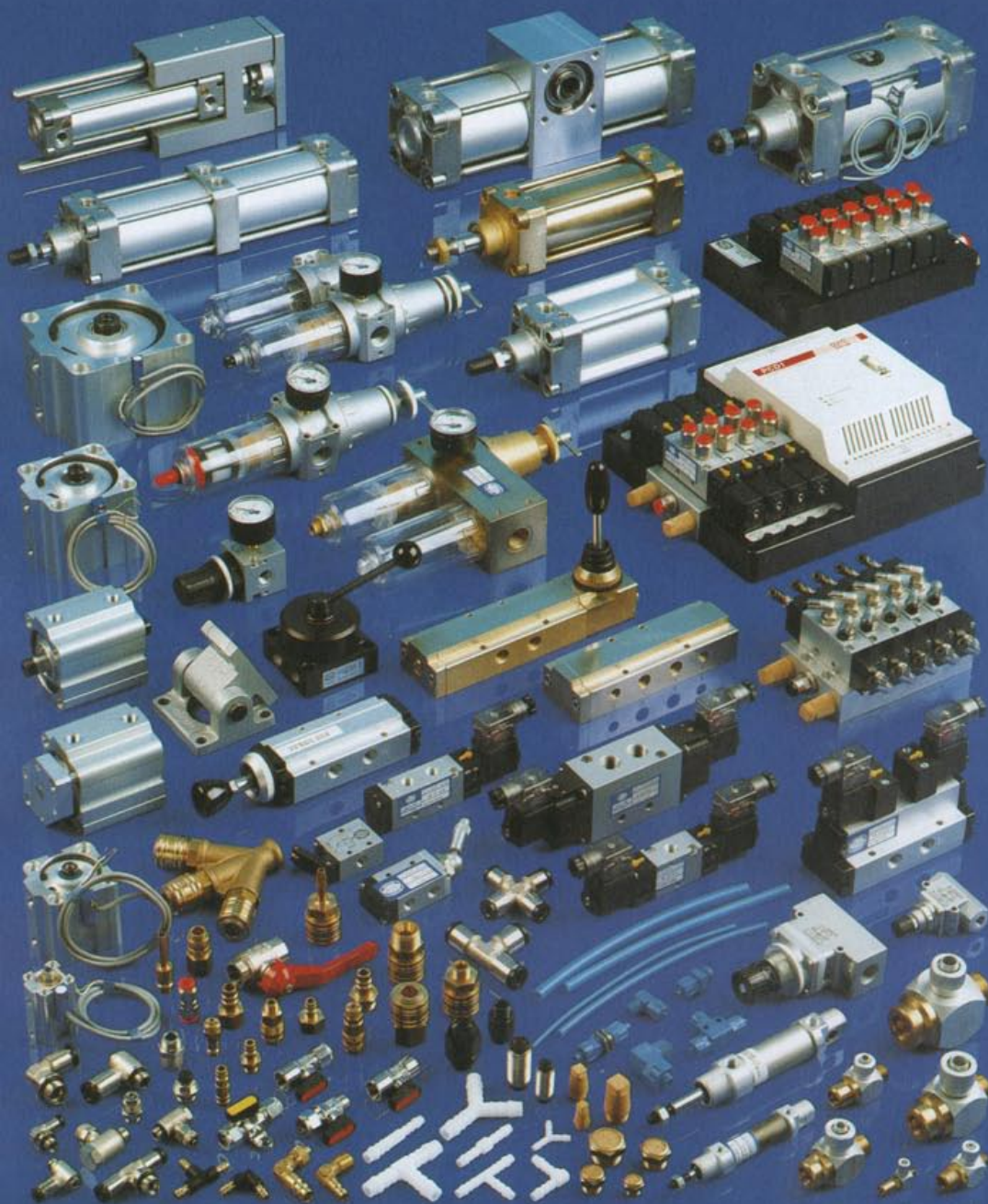
[www.control-tech.pl](http://www.control-tech.pl)

Informacje: Komisarz Targów Joanna Adamczyk, tel. (41) 365 12 14, e-mail: [control-tech@targi.kielce.pl](mailto:control-tech@targi.kielce.pl)  
ul. Zakładowa 1, 25-672 Kielce, tel. (41) 365 12 22, fax (41) 34 56 261, [www.targi.kielce.pl](http://www.targi.kielce.pl)





**POSIADAMY CERTYFIKAT  
JAKOŚCI ISO 9001:2000**



**OFERTA HANDLOWA**

- siłowniki pneumatyczne D12 ÷ D320
- elementy mocujące do siłowników pneumatycznych D12 ÷ D200
- zawory rozdzielające sterowane elektromagnetycznie, pneumatycznie i mechaniczne 5/2, 5/3, 3/2 G1/8 ÷ G3/4
- wyspy zaworowe MULTIPOL
- elementy sterujące nateżeniem przepływu sprężonego powietrza
- elementu złączeni, przewody i akcesoria dla pneumatyki
- wyroby niekatalogowe na zamówienie Klienta
- maszyny do wycinania etykiet PHP oraz wykrojniki
- doradztwo techniczne, dobór zamienników firm konkurencyjnych
- usługi galwanicznego pokrywania metalu (min. anodowanie aluminium, chromowanie, cynkowanie i czernienie)

**KRAJOWY PRODUCENT ELEMENTÓW  
PNEUMATYKI SIŁOWEJ I STERUJĄCEJ**

**CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI  
PREMA S.A. w KIELCACH**

ul. Wapiennikowa 90 25-101 Kielce  
tel. 041 361-95-24, fax. 041 361-91-08  
Marketing: 041 362-21-60  
prema@prema.pl  
www.prema.pl

**JEDNOSTKA  
CERTYFIKUJĄCA**



# Możliwości dofinansowania przedsiębiorstw

## PHARE 2002 dla MSP rusza od lipca

W ramach PHARE 2002 przewidziano blisko 58 mln euro dla małych i średnich przedsiębiorstw. Pomoc można będzie uzyskać w ramach trzech programów.

Dwa z nich: „Sektorowy Program Małe i Średnie Przedsiębiorstwa i Innowacyjność” oraz „Bezpieczeństwo i Higiena Pracy w Sektorze MSP” są programami ogólnokrajowymi, dostępnymi dla przedsiębiorców ze wszystkich województw: jeden „Regionalny Program Wsparcia Małych i Średnich Przedsiębiorstw - Przedsiębiorczość w Polsce” obejmuje 13 województw (oprócz województw: mazowieckiego, śląskiego i wielkopolskiego).

### Sektorowy Program Małe i Średnie Przedsiębiorstwa i Innowacyjność

Program ten będzie oferował przedsiębiorcom z całej Polski dwa rodzaje dotacji: na usługi doradcze oraz na inwestycje.

#### Usługi doradcze

Programy doradcze	Na co
Rozwój i modernizacja przedsiębiorstw w oparciu o nowe technologie	usługi doradcze związane z wdrażaniem nowoczesnych technologii, systemów informatycznych oraz nowych linii technologicznych w przedsiębiorstwie
Wstęp do Jakości	wdrożenie systemów zarządzania jakością, uzyskanie certyfikatów jakości (w poprzedniej wersji certyfikaty nie były objęte dofinansowaniem)
Ścieżka od innowacji do biznesu	dofinansowanie usług doradczych związanych z rozpoczęciem działalności firmy innowacyjnej
Finansowanie rozwoju przedsiębiorstw	usługi doradcze związane z pozyskiwaniem zewnętrznych źródeł finansowania firmy, np. koszty przygotowania prospektu emisyjnego na giełdę, koszty pozyskania inwestora strategicznego lub funduszu typu venture capital
Dostęp do usług innowacyjnych	Dla przedsiębiorców prowadzących zaawansowaną działalność innowacyjną, którzy zechcą skorzystać z specjalistycznych usług doradczych w dziedzinie m.in. prototypowania, optymalizacji i automatyzacji procesów technologicznych, diagnostyki i testowania.

#### Inwestycje

Krajowe dotacje na inwestycje będą obejmować odpowiednio:

- 30% kosztów kwalifikowanych inwestycji w powiatach Warszawa i Poznań.
- 40% kosztów kwalifikowanych inwestycji w powiatach Kraków, Wrocław, Gdańsk, Gdynia, Sopot.
- 50% kosztów kwalifikowanych inwestycji w pozostałych powiatach,

wiatach,

Maksymalna kwota dotacji nie może przekroczyć 100 000 euro. Ponadto, przedsiębiorca może kupić od jednego dostawcy lub producenta środki trwałe za kwotę nie większą niż 30 000 euro. Powyższa zasada dotyczy wszystkich kosztów, na które można przyznać dotację. Dotacja inwestycyjna będzie skierowana do MSP, które wdrażają nowoczesne technologie lub innowacyjne rozwiązania w zakresie produkcji lub usług.

**Program Bezpieczeństwo i Higiena Pracy.** Składa się z dwóch rodzajów dotacji: na usługi doradcze i na inwestycje.

#### Usługi doradcze

Na co	Wysokość dotacji
dostosowanie MSP do wymogów i norm BHP obowiązujących w UE.	50% kosztów inwestycji - od 2000 do 50 000 euro

#### Dotacje na inwestycje

Na co	Wysokość dotacji
zakup lub wymianę sprzętu i wyposażenia BHP	50% kosztów inwestycji - od 2000 do 50 000 euro

**Regionalny program Wsparcia Małych i Średnich Przedsiębiorstw - Przedsiębiorczość w Polsce**

Program Regionalny obejmuje 13 województw. W ramach tego programu przewiduje się 3 rodzaje dotacji na usługi doradcze (wykonywane przez akredytowanych doradców) oraz dotację na inwestycje:

**Usługi doradcze**

Programy doradcze	Na co
Program Rozwoju Przedsiębiorstw	finansowanie przygotowania biznes planów, raportów dotyczących pozycji firmy na rynku, tworzenia strategii firmy.
Program Rozwoju Przedsiębiorstw Eksportowych	dla firm eksportowych oraz takich, które dopiero rozpoczynają działania eksportowe: wyjazdy na targi i wystawy, opracowanie raportów dotyczących strategii eksportowej przedsiębiorstwa.
Technologie Informatyczne dla przedsiębiorstw	działania związane z usługami doradczymi z dziedziny informatyki, np. tworzenie sieci lokalnych LAN, przygotowywanie specyfikacji zakupowej sprzętu informatycznego, systemu informatycznego.

**Inwestycje**

**Fundusz Dotacji Inwestycyjnych** - wysokość dotacji od 2000 do 50 000 euro, ale nie więcej niż 40% w powiatach Kraków, Wrocław, Trójmiasto, 50% w pozostałych powiatach objętych programem.

Terminy składania wniosków PHARE 2002

Nazwa programu dotacji	Terminy
Wstęp do Jakości Dostęp do usług innowacyjnych Ścieżka od innowacji do biznesu Finansowanie rozwoju przedsiębiorstw Rozwój i modernizacja przedsiębiorstw w oparciu o nowe technologie	30 lipca, 13 września 2004 r.
Krajowy Fundusz Dotacji Inwestycyjnych	12 lipca, 16 sierpnia, 13 września 2004 r.
Regionalny Fundusz Dotacji Inwestycyjnych (z wyłączeniem województw mazowieckiego, wielkopolskiego i śląskiego)	30 sierpnia, 8 listopada 2004 r., 10 stycznia, 28 lutego 2005 r.
Program Rozwoju Przedsiębiorstw	13 sierpnia, 6 września, 18 października, 6 grudnia 2004 r., 24 stycznia, 7 marca 2005 r.
Program Rozwoju Przedsiębiorstw Eksportowych	30 sierpnia, 6 października, 22 listopada 2004 r., 4 stycznia, 7 lutego, 14 marca 2005 r.
Technologie Informatyczne dla Przedsiębiorstw	6 sierpnia, 27 września, 25 października, 29 listopada 2004 r., 17 stycznia, 1 marca 2005 r.
BHP doradztwo i inwestycje	2 sierpnia, 27 września, 25 października, 2 grudnia 2004 r.

**W odpowiedzi na najczęściej zadawane pytania czytelników, przedstawiamy wybrane firmy konsultingowe****Wrocław**

Agencja Rozwoju Biznesu Sp. z o.o., ACQUISCONSULTING,  
Centrum Funduszy Europejskich, Centrum Wspierania Projektów Europejskich Sp. z o.o., Europejskie Centrum Wspierania Biznesu

Centrum Funduszy Europejskich (CFE) -  
Wrocław, ul. Kazimierza Wielkiego 27a (Budynek Europeum)  
Tel 071 / 371 45 15, Fax 071 / 342 24 01  
e.mail: [biuro@cfeu.pl](mailto:biuro@cfeu.pl)

**Poznań**

Business Mobility International Sp. z o.o., EURO FINANZ,  
Europejski Instytut Jakości Sp. z o.o., Poznańskie Centrum Doradztwa Finansowego INCEPTUM

Na stronie 6 przedstawiamy szerszy opis następujących firm:  
Poznańskie Centrum Doradztwa Finansowego INCEPTUM,  
Centrum Funduszy Europejskich (CFE) Wrocław.

Poznańskie Centrum Doradztwa Finansowego INCEPTUM  
Ul. Mickiewicza 18A, 60-834 Poznań, tel. 061. 848 1259, 847 9669, e-mail: [fundusze@inceptum.pl](mailto:fundusze@inceptum.pl)  
Ul. Rybacka 14, 86-300 Grudziądz, tel. 056. 464 9642, fax 056. 464 9643  
[Grudziadz@inceptum.pl](mailto:Grudziadz@inceptum.pl)  
[www.inceptum.pl](http://www.inceptum.pl)

Katarzyna Wilczyńska





domnick hunter

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air

air treatment solutions for compressed air



dh Group Polska Sp. z o.o.,  
ul. Ryzowa 87, 05-816 Opacz k/Warszawy,  
tel. (022) 723 03 67, fax (022) 723 03 68  
e-mail: info@dhgroup.pl



Oczyszczanie sprężonego powietrza

# Klasyczny sposób osuszania sprężonego powietrza, azotu i gazów przemysłowych

– osuszanie adsorbcyjne DTX regenerowane na zimno

Sprężone powietrze jest zanieczyszczone cząsteczkami brudu, wody, oleju oraz oparami olejów i kondensatem. Zanieczyszczenia przyczyniają się do ponoszenia wysokich kosztów konserwacyjnych, przedwczesnego zużycia części, powstawania wadliwych produktów i awarii systemów sterujących. Osuszacze domnick hunter DTX „Classic” skutecznie usuwają wymienione zanieczyszczenia.

**T**radycyjna zasada adsorpcji zastosowana przy ich konstrukcji to prosty, wydajny i elastyczny sposób wykorzystania sprężonego powietrza do regeneracji, dzięki czemu nie ma potrzeby stosowania zewnętrznego źródła zasilania. Wysoki poziom niezawodności został uzyskany dzięki wykorzystaniu sprawdzonych technologii i podzespołów.

## W jaki sposób działa osuszacz DTX

Sprężone powietrze jest przepuszczane przez filtr odolejający wysokiej skuteczności OIL-X<sub>PLUS</sub>, usuwający stałe i ciekłe cząstki o rozmiarach powyżej 0,01 mikrona / 0,01 ppm. Automatem zawór spustowy usuwa nagromadzoną ciecz.

Po przefiltrowaniu sprężone powietrze, nadal będące w 100% nasycone, przepływa do dolnego bloku zaworów, skąd jest doprowadzane do jednego ze zbiorników wypełnionego złożem osuszającym. Aby zapewnić odpowiednie rozprowadzenie powietrza w zbiorniku, złożo jest utrzymywane nad dennicą przez samoczyszczący ruszt ze stali nierdzewnej.

Podczas fazy osuszania wilgoć zawarta w sprężonym powietrzu jest adsorbowana przez złożo. Osuszone i czyste powietrze przepływa następnie do górnego bloku zaworów, a stamtąd do rur systemu rozprowadzającego. Podczas gdy zbiornik A osusza sprężone powietrze, zbiornik B jest poddawany regeneracji. Osiąga się to dzięki przepuszczaniu małej ilości sprężonego powietrza przez otwór o stałej średnicy i rozprężaniu go do poziomu ciśnienia atmosferycznego. Powietrze przepływa przez zbiornik B od góry do dołu.

Rozprężenie powietrza od ciśnienia roboczego do ciśnienia atmosferycznego umożliwia osuszonemu powietrzu regeneracyjnemu usunięcie wilgoci zgromadzonej w złożu zbiornika B, tym samym regeneruje złożo. Powietrze regenerujące wypływa następnie przez zawór wylotowy i tłumik.



## Standardowa wersja sterowania

System sterujący pracujący na podstawie o cyklu stało czasowy zarządza przełączaniem trybów pracy zbiorników. Po pewnym ustalonym czasie zawór wylotowy jest zamykany, co powoduje stopniowy wzrost ciśnienia w zbiorniku B do poziomu ciśnienia w zbiorniku A. Zawór główny zbiornika A jest zamykany i powietrze jest przekierowywane do w pełni zregenerowanego zbiornika B. Zawór wylotowy zbiornika A otwiera się, powodując rozprężenie i rozpoczęcie procesu regeneracji.

Aby chronić złoże przed nadmiernym przepływem, zaleca się stosowanie miękkiego rozruchu, co jest szczególnie ważne podczas pierwszego rozruchu.

### Charakterystyka urządzenia

- Możliwość wyboru jednego z ciśnieniowych punktów rosy:  $-25^{\circ}\text{C}$ ,  $-40^{\circ}\text{C}$  i  $-70^{\circ}\text{C}$ .
- Zastosowanie standardowego adsorbentu jako złoże zapewnia wysoką skuteczność adsorpcji i desorpcji przy temperaturze powietrza wlotowego wynoszącej do  $35^{\circ}\text{C}$ .
- Opcjonalne zastosowanie sita molekularnego umożliwia pracę przy wyższych temperaturach powietrza wlotowego na wejściu.
- Układ automatyki może dostosować pracę osuszacza do pracy start/stop sprężarki.
- Duża zdolność adsorpcji złoże zapewnia dobre odseparowanie wilgoci i dużą rezerwę wydajności.
- Ruszt ze stali nierdzewnej podtrzymujący złoże zapewnia mały spadek ciśnienia i równomierne rozprowadzanie powietrza w zbiorniku.
- Zbiorniki ciśnieniowe posiadają certyfikat UDT oraz inne na życzenie (CE, TUV, BS5500, ASME VIII, itd.).
- Konstrukcję zbiornika cechują rozmiary zapewniające optymalną prędkość przepływu i optymalny czas kontaktu powietrza z adsorbentem.
- Standardowym wyposażeniem są elektronicznie sterowane zawory.
- Dla zastosowań w miejscach o wysokim stopniu niebezpieczeństwa oraz w miejscach pozbawionych zasilania elektrycznego dostępna jest opcja z pneumatycznie sterowanymi zaworami.
- Każdy osuszacz może być wyposażony w filtry wstępny (odolejający wysokiej skuteczności AA) i końcowy (odpylający uniwersalny AR) OIL-X<sub>PLUS</sub>.
- Wejściowe i wyjściowe bloki zaworów tworzą solidną i zwartą konstrukcję gwarantując jednocześnie minimalny spadek ciśnienia.
- Zawory dostarczane są standardowo jako „normalnie zamknięte” (można zamówić wersję: „normalnie otwartą”).

### System sterowania zwrotnego od punktu rosy DDS (Dewpoint Dependent Switching)

Wymagania dotyczące ilości powietrza regenerującego są zależne od przepływu, ciśnienia i temperatury. Instalacje sprężonego powietrza rzadko są instalacjami o stałych parametrach, a trzy wymienione czynniki podlegają zmianie w zależności od pory dnia, temperatury otoczenia i względnej wilgotności. Może to spowodować, że stała ilość powietrza regenerującego nie będzie wykorzystana efektywnie. System sterowania zwrotnego od punktu rosy DDS mierzy punkt rosy powietrza wylotowego i odpowiednio dostosowuje długość cykli pracy, co pozwala na zmniejszenie kosztów użytkowania aż do 75%.

DDS jest zintegrowany z układem kontrolnym osuszacza i wyświetla temperaturę punktu rosy powietrza wylotowego. Funkcja alarmu może być połączona z nadrzędnym systemem nadzoru lub urządzeniem alarmowym.

Wybór punktu wynoszącego  $-25^{\circ}\text{C}$  pozwala zaoszczędzić kolejne 7% powietrza regenerującego.



Adsorbery DTA

Adsorbery domnick hunter typoszeregu DTA są połączeniem standardowych elementów osuszaczy DTX Classic z dodatkowym adsorbentem z aktywnym węglem zamontowanym pomiędzy osuszaczem a filtrem odpylającym.

Adsorber zapewnia powietrze sprężone pozbawione oparów olejowych. Opary olejowe mogą być zassane przez sprężarkę lub pochodzić ze sprężarki smarowanej olejem. Są one szczególnie szkodliwe dla instrumentów pomiarowych, urządzeń rozprowadzających farbę w sposób natryskowy oraz przy produkcji żywności/napojów. Adsorber z aktywnym węglem wytwarza powietrze z resztkową zawartością oleju wynoszącą  $0,003 \text{ mg/m}^3$  przez co najmniej 10000 godzin pracy w normalnych warunkach.

Urządzenia te gwarantują uzyskanie całkowicie oczyszczonego sprężonego powietrza. Niezależnie od rodzaju sprężarki (pod warunkiem, że jest ona odpowiednio konserwowana), powietrze będzie całkowicie czyste, suche i pozbawione oleju.

Adsorbery DTA mogą być wykorzystywane z dowolną instalacją sprężonego powietrza, jednak są przydatne zwłaszcza:

- przy produkcji elektroniki/mikroprocesorów,
- w przemyśle spożywczym,
- w browarach,
- w szpitalach,
- w laboratoriach medycznych,
- z oprzyrządowaniem.

Artykuł promocyjny  
dh Group

# Szukamy różnych form partnerstwa

## Rozmowa z dr. inż. Kazimierzem Peszyńskim, przewodniczącym Komitetu Organizacyjnego XIV Konferencji PNEUMA 2004

*Proszę o przybliżenie historii i tematyki konferencji PNEUMA*

To spotkanie pracowników nauki i przemysłu odbywa się od 1976 r., ostatnio w cyklu dwuletnim. Zasięg tematyczny jest szerszy niż to wynika z tradycyjnej nazwy PNEUMA. Prezentowane referaty dotyczą układów, w których jako medium robocze występują ogólnie płyny, a więc nie tylko gazy, ale i ciecze. Weześniejsze konferencje były organizowane naprzemiennie przez kilka ośrodków w kraju. Przynosi tu środowisko kieleckie (Ośrodek Badawczo Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki, CPP Prema, Politechnika Świętokrzyska), które organizowało konferencje 6 razy. Pozostałe spotkania były organizowane przez środowisko krakowskie (2 razy), koszalińskie (2 razy) oraz jednokrotnie przez środowiska rzeszowskie, wrocławskie i białostockie. W obecnej konferencji biorą udział przedstawiciele następujących ośrodków naukowych: białostocki, bydgoski, gdański, kielecki, koszaliński, krakowski, rzeszowski, warszawski, wrocławski.

*W tym roku Konferencja jest organizowana przez Akademię Techniczno-Rolniczą w Bydgoszczy. Świadczy to o wkładzie tej uczelni w rozwój krajowej pneumatyki*

Jest dla nas zaszczytem, że bydgoskie środowisko zostało obdarzone zaufaniem kolegów z innych ośrodków, którzy na konferencji w Białymstoku w roku 2002 przekazali nam pałeczkę. W Bydgoszczy pneumatyka jako nauka była uprawiana przede wszystkim przez śp. docenta Lecha M. Kamińskiego. Pod jego kierunkiem prowadziliśmy prace związane z teorią siłowników pneumatycznych oraz budową układów sterowania z wykorzystaniem elementów pneumatycznych. Największe jednak sukcesy odnosiliśmy i odnosimy w dziedzinie techniki strumieniowej, obszaru nauki pozornie już zapomnianego, jednak w wielu ośrodkach zagranicznych intensywnie rozwijanego. Przypomnę, że jest to dziedzina zajmująca się urządzeniami bez elementów ruchomych, w których czynnikiem roboczym są płyny. W tej



Fot. 1 Dr inż. Kazimierz Peszyński

dziedzinie współpracujemy z ośrodkami w Pradze (Politechnika i Instytut Termomechaniki Czeskiej Akademii Nauk) i w Sheffield. Obecnie szerokie możliwości rozwoju badań widzimy w obszarze techniki mikrostrumieniowej. Oczywiście prowadzone są prace w innych obszarach np. projektowanie wybranych elementów hydraulicznych oraz ostatnio zagadnienia związane z eksploatacją sieci sprężonego powietrza.

*Konferencja Pneuma jest forum wymiany myśli i doświadczeń specjalistów z wymienionych przez Pana ośrodków naukowo-badawczych w dość wąskiej dziedzinie. Czy jest również ciekawa dla przemysłu?*

Ta myśl przyświecała organizatorom od pierwszej konferencji zorganizowanej z inicjatywy prof. Wiesława Zapalowicza na



## Fabryka Maszyn W STRZYŻOWIE

**ISO 9001:2001**

ul. 1 Maja 38A; 38-100 Strzyżów

tel: (017) 276-10-86; 276-13-28

fax: (017) 276-15-33

[www.fms.itl.pl](http://www.fms.itl.pl)

[marketing@itl.pl](mailto:marketing@itl.pl)

- Śrubowe agregaty sprężarkowe
- Filtry, osuszacze ziębnicze i adsorpcyjne
- Budowa stacji sprężonego powietrza
- Części zamienne, remonty
- Serwis gwarancyjny i pogwarancyjny



**35 lat DOŚWIADCZEŃ**

AGH. Świadczy o tym częste zaangażowanie środowiska kieleckiego, gdzie przez długie lata koncentrowała się polska działalność naukowa, badawczo-wdrożeniowa i produkcyjna w dziedzinie pneumatyki. Po przemianach ustrojowych zapoczątkowanych w roku 1989 staramy się wypracować nowe formy współpracy. Niektóre z ośrodków obecnych na konferencji współpracują z regionalnym przemysłem i prezentują wyniki tej współpracy. Oczywiście chcielibyśmy, by skala tej współpracy była jak największa. Podzielę się tu osobistą obserwacją z Uniwersytetu w Sheffield w Wielkiej Brytanii, z którym współpracujemy. Zauważyłem tam na prawie wszystkich stanowiskach aparatury - zarówno dydaktycznych, jak i badawczych - mosiężne tabliczki z wygrawerowanym napisem w rodzaju: „To stanowisko jest sponsorowane przez British Petroleum”, „To stanowisko jest zakupione ze środków British Airways” itp. Naukowcy, doktoranci i studenci prowadzili tam swoje badania na rzecz tych właśnie firm. Marzy się nam podobna sytuacja w Polsce.

#### *Jaką ofertę ma nauka dla przemysłu?*

Poprzednia konferencja miała podtytuł „Pneumatyka w polskim przemyśle”. Na obecnej, duże nadzieje wiążemy z sesją wyjazdową zatytułowaną „Konstrukcja i eksploatacja”, która odbywa się w ramach Targów Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych w Poznaniu. Między innymi dla obecnych na targach przedstawicieli przemysłu, przedstawiamy 10 referatów ściśle związanych z aplikacjami przemysłowymi oraz nowymi konstrukcjami urządzeń pneumatycznych. Przytoczę tu niektóre z tytułów: „Wzmacniacze przysłonowe pneumatycznych czujników ciśnienia krwi”, „Nowe konstrukcje małych średnicowych kulowych zaworów odcinających dla górnictwa ropy i gazu”, „Metody dmuchowe zagęszczania mas formierskich”, „Ewolucja i różnicowanie napędów nitownic radialnych TEKOMA”, „Projekt roboczy

układu hydraulicznego nowej wiertnicy hydrogeologicznej WH 300/12”. Referaty o podobnej tematyce można znaleźć również na pozostałych sesjach konferencji. Bardzo ciekawe są również prezentacje firm zaopatrujących przemysł. Chciałbym podkreślić, że poszukujemy różnych form partnerstwa z przemysłem, nie tylko na płaszczyźnie handlowej.

#### *To spotkanie jest też formą popularyzacji wiedzy o pneumatyce*

Nie wyobrażam sobie nauki, która by nie miała charakteru popularyzatorskiego. Popularyzacja wiedzy jest istotą posłania pracowników nauki. Niestety, niektóre z publikacji są dostępne tylko dla wąskiego grona specjalistów. Dlatego od roku 1996 organizatorzy PNEUMY współpracują z czasopismami „Hydraulika i Pneumatyka” oraz „Pneumatyka”. Dzięki temu dorobek konferencji może dotrzeć do znacznie szerszego kręgu zainteresowanych. Również w tym roku korzystamy z możliwości wydrukowania prac w tych czasopismach.

Gorąco zachęcam czytelników dwumiesięczników Hydraulika i Pneumatyka i Pneumatyka do zapoznania się z pracami prezentowanymi na konferencji. Jednocześnie redakcjom tych czasopism składam serdeczne podziękowanie za objęcie patronatem medialnym XIV Krajowej Konferencji Pneuma 2004, oraz za współpracę przy jej organizacji.

Dziękuję także Międzynarodowemu Targom Poznańskim za współpracę przy stworzeniu wystawy PNEUMA i umożliwienie prezentacji konferencji przed publicznością targową.

#### *Rozmawiał Zdzisław Chrapkiewicz*

*W dwumiesięczniku Hydraulika i Pneumatyka 3/2004 ukaże się rozmowa z dr. inż. Kazimierzem Peszyńskim przeprowadzona przez Izabelę Tarasiewicz*

# HIROSS

## Compressed Air Treatment Filtry sprężonego powietrza



filtry Hyperfilter 2000  
odwadniacze Hypersep  
dreny kondensatu  
odolejaczki kondensatu  
chłodnice końcowe:  
chłodzone wodą i powietrzem

dh Group Polska Sp. z o.o., ul. Ryzowa 87, 05-816 Opacz k/Warszawy  
tel. (022) 723 03 67, fax (022) 723 03 68, e-mail: info@dhgroup.pl



Sprężarki CRS 132



Mimo wzmózonej aktywności producentów zagranicznych, CompRot Sp. z o.o. od lat utrzymuje czołową pozycję w branży pneumatycznej i ochrony środowiska na rynku polskim. To zasługa nie tylko wysokiej klasy oferowanych produktów, ich trwałości oraz umiarkowanie niskich cen, lecz przede wszystkim stałej gotowości do dzielenia się z klientami naszą wiedzą i doświadczeniem.

Od roku 1991 produkujemy i dostarczamy urządzenia do sprężania powietrza i gazów:

- kompresory śrubowe olejowe z urządzeniami do kompleksowego uzdatniania powietrza;
- kompresory śrubowe bezolejowe – jako jedyny polski producent;
- kompresory do przetłaczania gazu ziemnego, biogazu itp.
- osłony i obudowy dźwiękochłonno-izolacyjne dla wszelkiego typu urządzeń;
- komory kriogeniczne – nowy produkt z zakresu high-tech, opracowany przy wykorzystaniu najnowocześniejszych technologii oczyszczania i suszenia powietrza. Osiągnięcie temperatury do  $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$  umożliwia przeprowadzanie specjalistycznych zabiegów krioterapii w centrach sportowych i rehabilitacyjnych.

ZMIANA NUMERÓW  
TELEFONÓW



PRODUKCJA I SPRZEDAŻ  
CompRot Sp. z o.o.  
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław  
tel. 071 798 5900, fax 798 5909  
e-mail: [comprot@comprot.com.pl](mailto:comprot@comprot.com.pl)  
[www.comprot.com.pl](http://www.comprot.com.pl)

SERWIS  
CompRot-Serwis  
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław  
tel. 071 798 5900, fax 798 5909  
e-mail: [serwis@comprot.com.pl](mailto:serwis@comprot.com.pl)  
[www.comprot.com.pl](http://www.comprot.com.pl)



Nasz partner



Medale i wyróżnienia

# Polska w europejskich organizacjach normalizacyjnych

Od dnia uzyskania przez Polski Komitet Normalizacyjny czynnego członkostwa w europejskich organizacjach normalizacyjnych (to jest od 1 stycznia 2004 r.) krajowa działalność normalizacyjna musi stosować się do zasad i przepisów europejskich.

Organizacje europejskie – Europejski Komitet Normalizacyjny CEN oraz Europejski Komitet Normalizacyjny Elektrotechniki CENELEC, mają status prywatnych stowarzyszeń technicznych i działają na podstawie prawa belgijskiego (siedziby CEN i CENELEC znajdują się w Brukseli). CEN powstał w 1961 r. jako Europejski Komitet Koordynacji Normalizacji, a w roku 1976 uzyskał osobowość prawną jako europejska organizacja normalizacyjna. Obecnie zrzesza jednostki normalizacyjne 28 państw, tj. członków UE, EFTA, Szwajcarii, a także państw, które od 1 maja 2004 r. stały się członkami Unii.

Zakres prac normalizacyjnych prowadzonych w CEN obejmuje opracowywanie dokumentów normalizacyjnych ze wszystkich dziedzin gospodarki, z wyłączeniem elektrotechniki i elektroniki oraz telekomunikacji. Sektorem elektrotechniki i elektroniki zajmuje się Europejski Komitet Normalizacyjny Elektrotechniki CENELEC, który został utworzony w 1973 r., w konsekwencji rosnących potrzeb wynikających z intensywnego rozwoju elektrotechniki i elektroniki, przez połączenie dwóch istniejących organizacji europejskich - CENELCOM i CENEL. Natomiast telekomunikacja leży w gestii organizacji europejskiej ETSI. W myśl Dyrektywy 98/34/EC Parlamentu i Rady Europy, CEN, CENELEC i ETSI są jedynymi europejskimi organizacjami normalizacyjnymi, upoważnionymi do planowania, opraco-

wywania i przyjmowania norm europejskich we wszystkich dziedzinach gospodarki.

## Europejskie działania normalizacyjne

Normalizacja europejska opiera się na kilku podstawowych zasadach, które zostały sformułowane w Uchwale Rady i Parlamentu UE z 28 października 1999 r. w sprawie roli normalizacji w Europie, a w ub. roku potwierdzone i uściśnione w wytycznych o współpracy między Komisją Europejską a organizacjami CEN, CENELEC i ETSI (podpisane w marcu 2003 r. w Nicei). Zasady te to: otwartość i dobrowolność, przejrzystość, bezstronność, konsens, efektywność i wiarygodność, spójność oraz międzynarodowość.

Rola norm w procesach technicznych wynika w dużej mierze z określonych w uchwale znaczących powiązań działalności normalizacyjnej z pracami badawczo-rozwojowymi i innowacyjno-wdrożeniowymi, których wyrazem są np.: innowacja przez normalizację lub odwrotnie, jako wynik normalizacji; prenormalizacja, czyli tworzenie norm jeszcze na etapie badań; wyprzedzające przygotowywanie przemysłu jeszcze przed powstaniem normy albo równoległe do prac nad projektem normy. Uchwała UE reguluje także sposób pokrywania kosztów normalizacji, ukierunkowując go na finansowanie z przemysłu, a ograniczając do minimum korzystanie z funduszy centralnych. Podstawowym zadaniem CEN jest opracowywanie norm europejskich (EN), przy czym za priorytetowe obszary działalności uważa się zagadnienia bezpieczeństwa, ochrony zdrowia i środowiska. Zbiór norm opracowanych w CEN liczy (wg stanu na koniec 2003 r.) ok. 9,4 tys. dokumentów EN, a rocznie przybywa ponad 1000 nowych norm. Aby usprawnić przebieg prac, aktualną tendencją w europejskiej normalizacji jest maksymalne wykorzystywanie łączny elektronicznych w procesach

opiniowania i uzgadniania projektów norm. Proponuje się na przykład tzw. wirtualne komitety oraz elektroniczną dystrybucję norm i dokumentów. Należy tu wspomnieć, że oprócz norm EN, w razie potrzeby w organizacjach europejskich mogą być opracowywane inne dokumenty określane jako publikacje CEN/CENELEC. Są nimi na przykład: specyfikacja techniczna (TS) lub raport techniczny (TR), publikowane wówczas, gdy dla istotnego zagadnienia technicznego w procesie uzgadniania nie jest potrzebny poziom konsensu lub gdy nie osiągnięto konsensu; porozumienie warsztatowe (CWA), czyli „szybki” dokument techniczny opracowany przez i dla producentów do natychmiastowego stosowania; przewodniki tematyczne (Guide) itp. Oprócz komitetów technicznych organami roboczymi organizacji normalizacyjnych są podkomitety - powoływane dla zagadnień o szczególnie szerokim zakresie i grupy robocze - do rozwiązywania określonego zadania. Strukturę i organizację pracy CEN, w ogólnych zarysach, przedstawiono niżej. I tak wg stanu na koniec 2003 r., w CEN działa ok. 280 komitetów technicznych, 90 podkomitetów i 1500 grup roboczych, a roczny harmonogram prac obejmuje ponad 1000 norm. Przy czym przedstawiciele krajów członkowskich normalizacyjnych organizacji europejskich nie muszą bezpośrednio uczestniczyć w pracach komitetów (podkomitetów) i grup roboczych podczas powstawania projektów EN. Mają jednak obowiązek opiniowania projektów oraz udziału w głosowaniu wszystkich dokumentów europejskich (rozsyłanych drogą elektroniczną), a także obowiązek wprowadzenia do norm krajowych ustanowionych EN, z wycofaniem (w określonym terminie) norm krajowych sprzecznych. Zasady organizacji prac normalizacyjnych pozwalają na łatwy dostęp zainteresowanych do uzgadnianych dokumentów, opiniowanie, a także zgłaszanie bieżących potrzeb i inicjowanie nowych tematów norma-

lizacyjnych. Proces tworzenia normy europejskiej może trwać najdłużej 36 miesięcy. Jeżeli w tym terminie prace nie zostaną zakończone, to następuje skreślenie tematu albo podejmuje się decyzję o przekształceniu go w inny dokument (TR, TS). W szczególnie uzasadnionych przypadkach prace rozpoczyna się od nowa.

**Współpraca z organizacjami międzynarodowymi**

Przedstawiając obraz prac w europejskich organizacjach normalizacyjnych nie można pominąć współpracy międzynarodowej. Zasada „międzynarodowości” w działalności normalizacyjnej ma zapewniać spójność norm w skali globalnej i współdziałanie krajowych organizacji z różnymi kontynentami. Między CEN a międzynarodową organizacją ISO zawarto tzw. Porozumienie Wiedeńskie z 1991 r., określające zasady współpracy komitetów europejskich z normalizacją międzynarodową (analogicznie między IEC i CENELEC obowiązuje Porozumienie Drezdeńskie z 1996 r.). Realizacja prac odbywa się bądź na zasadzie równoległego uzgadniania projektów norm w ISO i CEN (przy czym projekt jest opracowywany pod kierunkiem ISO lub CEN, albo uzgadniany jednocześnie w ISO i CEN), bądź też gotowe normy międzynarodowe ISO są wprowadzane przez CEN jako normy europejskie (EN-ISO). I tak w wyniku współpracy na koniec 2003 r. było ok. 40 % norm EN identycznych z ISO (oraz 70% norm CENELEC odpowiadających normom IEC).

**Udział Polski w pracach europejskich**

Współdziałanie ISO i CEN ma istotne znaczenie dla branży pneumatyki, od wielu lat czynnie uczestniczącej w pracach komitetu technicznego ISO TC 131 „*Fluid power systems and components*”. Obecnie większość polskich norm dotyczących pneumatyki jest odpowiednikami norm ISO. Natomiast w organizacji europejskiej opracowano dotychczas jedną normę EN 983 *Safety of machinery – Safety requirements for fluid power systems and their components – Pneumatics*, której odpowiednikiem (tłumaczeniem) jest PN-EN 983:1999. Kierunek współpracy CEN i ISO pozwala oczekiwać dalszych prac nad wprowadzaniem norm

ISO jako EN. Jeżeli dotyczyć to będzie wcześniej opracowanych norm PN-ISO dla pneumatyki, takie postępowanie ułatwi i przyspieszy procedurę wprowadzania EN z naszej branży do zbioru polskich norm.

Członkostwo Polski w europejskich organizacjach normalizacyjnych nakłada na nas wiele nowych obowiązków. Status afilianta CEN, który uzyskał PKN już w 1991 r. oraz kilka lat przygotowań, dały wprowadzić podstawy merytoryczne, niemniej jednak praktyczne „zderzenie” z systemem prac europejskich i czynne w nich uczestniczenie nie jest łatwe, gdyż wymaga od normalizatorów dużego wysiłku, dodatkowych środków i nakładu pracy. Warunek wprowadzenia 80% norm europejskich do zbioru PN to tylko jedno z wymagań dla polskiej normalizacji. Zasadniczym przeobrażeniem uległ cały system prac. Konieczne stało się zharmonizowanie przepisów i procedur technicznych z zasadami europejskimi. Motywacją do tych działań jest zrozumienie roli normalizacji europejskiej w rozwoju potencjału gospodarczego krajów wspólnoty i bezkolizyjnym przepływie towarów na rynku europejskim. W myśl wspomnianej wyżej uchwały Rady, której postanowienia od br. dotyczą również naszego członkostwa, podstawą działalności normalizacyjnej jest aktywny udział w realizowanych pracach większości jednostek państw członkowskich. Normy europejskie mają wspomagać mechanizm integracji krajów Unii. Wszyscy zainteresowani, a więc podmioty gospodarcze, a także konsumenci, grupy naukowe, organizacje społeczne, publiczne itd. powinny czynnie włączyć się w procesy tworzenia norm uczestnicząc w pracach organów roboczych. Członkostwo w komitetach technicznych pozwala z jednej strony na inicjowanie opracowań normalizacyjnych wyprzedzających planowane nowości wdrożeniowe, z drugiej zaś na monitorowanie innowacji technicznych na różnych rynkach oraz zamierzeń producentów, a także na skuteczne wpływanie na zakres i treść opracowywanych norm. Polska, jako czynny członek CEN/CENELEC, uczestniczy (za pośrednictwem krajowych organów roboczych) we wszystkich pracach organizacji europejskich, w tym tworzeniu planów prac, opiniowaniu i uzgadnianiu projektów norm oraz innych dokumentów normalizacyjnych. Równoległe krajowe komi-

tety techniczne przygotowują projekty polskich norm wprowadzających normy europejskie (PrPN-EN), które zatwierdza PKN. Takie Polskie Normy otrzymują numer Normy Europejskiej i są publikowane jako PN-EN xxxxx<sup>1</sup>. Tempo prac w UE jest coraz większe (w przygotowaniu jest ponad 1200 dokumentów), a obowiązkiem każdego kraju członkowskiego Unii jest sukcesywnie wprowadzanie dokumentów EN do zbioru norm krajowych. W celu przyspieszenia i usprawnienia procedur krajowych, powinniśmy jeśli jest to tylko możliwe - wprowadzać projekt normy europejskiej bezpośrednio do prac krajowych jako projekt PN (taki temat zostaje zapisany jako PrPN-PrEN). Nie mamy natomiast prawa (podobnie jak inni członkowie), w myśl tzw. zasady wstrzymania, podejmować żadnych prac technicznych na poziomie krajowym w czasie, kiedy analogiczny temat jest przedmiotem prac europejskich. Jesteśmy również zobowiązani do notyfikacji wszystkich tematów normalizacyjnych inicjowanych w kraju, które nie należą do zakresu prac w organizacjach europejskich. W przypadku szerszego zainteresowania nowym tematem wywołanym w kraju członkowskim możliwe jest wprowadzenie tego zagadnienia do planu prac europejskich.

Więcej informacji na temat procedur prac krajowych i udziału w pracach CEN będzie w kolejnym numerze „Pneumatyki”.

Wanda Mikołajewska  
OBREIUP w Kielcach  
KT nr 208 ds. NiSP

Jako materiały wykorzystano publikacje z wydawnictw PKN

<sup>1</sup>x - oznaczenia cyfrowe normy



# Branża pneumatyczna w Polsce

Na naszej mapce branży pneumatycznej umieszczone są firmy o których redakcja ma informacje dotyczące ich działalności i które prezentują swoją ofertę na łamach pneumatyki.



## Spis reklam

### Okladka

I	Atlas Copco
II	BH Ruda
III	Softtrade
IV	Metal Work

Airpol	12
Aerzen	7
Amet	13
Anderol	6
Bovin	9
Comprot	22
dh Group	17
FMS	20
Fripol	7
Hiross	9,21
In-Tech	25
Inwet	13
Kompress	11
Laska	3
MTK	11
Pneumatik S.A.	7
Prema	14
Targi Kielce	13
Wimtec	9

### Artykuły promocyjne:

Asco/Joucomatic	8
Dh Group	18
Pneumatik S.A.	10

## Energooszczędne systemy zasilania pneumatycznego Profesjonalne sprężarki łopatkowe WITTIG

In-Tech

Andrzej M. Araszkiwicz

01-652 Warszawa

ul. Potocka 4 / 1

tel./fax +48 22 8 333 531

kom. +48 503 123 320

e-mail: araszka@polnet.cc

Punkty konsultacyjno - serwisowe

Gdynia, Turek, Łódź

Mysłowice, Bielsko-Biała

## Zapraszamy do prenumeraty dwumiesięcznika „Pneumatyka”

Poniższy druk polecenia przelewu/wpłaty gotówkowej służy do zapłaty za prenumeratę dwumiesięcznika „Pneumatyka” oraz jego archiwalnych egzemplarzy. Prosimy o wycięcie i uważne wypełnienie druków.

Prenumerata może być rozpoczęta w dowolnym momencie.

**Cena prenumeraty:** prenumerata roczna (6 egz.) 45,00 zł, prenumerata półroczna (3 egz.) 22,50 zł, wydanie bieżące 7,50 zł, wydanie archiwalne 5,00 zł. Wszystkie ceny zawierają VAT i obejmują koszty wysyłki.

Wystawienie faktury i wysyłka zamówionych egzemplarzy następuje po wpłynięciu na nasze konto należnej kwoty lub po otrzymaniu potwierdzenia zapłaty.

Wydawnictwo Lektorium, ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław, tel. (071) 798 59 46, fax (071) 798 59 47 e-mail: prenumerata@lektorium.pl.

Uprzejmie informujemy, że prenumeratę oprócz naszej redakcji przyjmują: RUCH SA, SIGMA-NOT Sp. z o. o., KOLPORTER SA, GARMOND Ltd. W sprzedaży detalicznej czasopismo dostępne jest w „empikach”, salonach prasowych oraz w siedzibie naszego wydawnictwa.

Bank Przemysłowo-Handlowy PBK SA  
w Krakowie III o/Wrocław  
95106000760000409910133389

Wydawnictwo Lektorium  
53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72  
[ ] [ ] [ ] [ ] zł [ ] [ ] gr

Zamawiam prenumeratę  
„Pneumatyka”

roczną (6 egz.) od nr .....

półroczną (3 egz.) od nr .....

wydanie bieżące nr.....

wydanie archiwalne nr.....

Jestem płatnikiem VAT. Proszę o wystawienie faktury VAT bez podpisu odbiorcy.

Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych, zgodnie z Ustawą 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz.U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium.

podpis .....

Adres zamawiającego: .....

tel. ....

NIP: .....

stempel  
dzienny

opłata

nazwa odbiorcy  
WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.  
53 - 608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

L.k. nr rachunku odbiorcy  
95 10 60 00 07 60 00 00 40 99 10 13 33 38 9

W P \* PLN waluta kwota

nr rachunku zleciłodawcy (przelew) / kwota słownie (wpłata)

pieczęć, data i podpis(y) zleciłodawcy

Opłata:

Bank Przemysłowo-Handlowy PBK SA  
w Krakowie III o/Wrocław  
95106000760000409910133389

Wydawnictwo Lektorium  
53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72  
[ ] [ ] [ ] [ ] zł [ ] [ ] gr

Zamawiam prenumeratę  
„Pneumatyka”

roczną (6 egz.) od nr .....

półroczną (3 egz.) od nr .....

wydanie bieżące nr.....

wydanie archiwalne nr.....

Jestem płatnikiem VAT. Proszę o wystawienie faktury VAT bez podpisu odbiorcy.

Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych, zgodnie z Ustawą 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz.U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium.

podpis .....

Adres zamawiającego: .....

tel. ....

NIP: .....

stempel  
dzienny

opłata

nazwa odbiorcy  
WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.  
53 - 608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

L.k. nr rachunku odbiorcy  
95 10 60 00 07 60 00 00 40 99 10 13 33 38 9

W P \* PLN waluta kwota

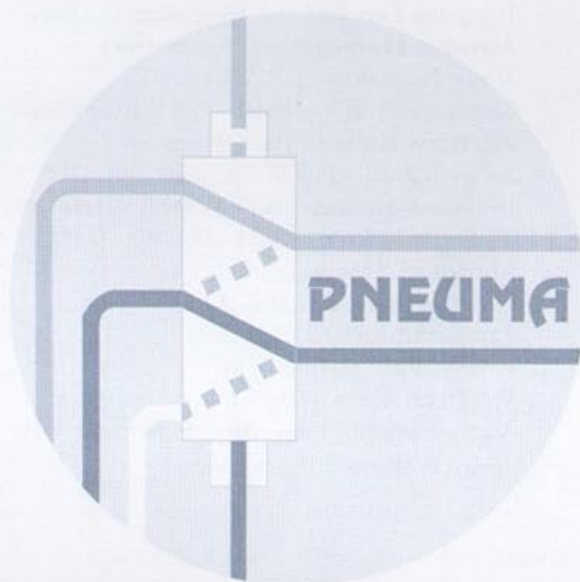
nr rachunku zleciłodawcy (przelew) / kwota słownie (wpłata)

pieczęć, data i podpis(y) zleciłodawcy

Opłata:

# **XIV Krajowa Konferencja PNEUMA 2004**

**BYDGOSZCZ - WIKTOROWO - POZNAŃ  
14 - 17 czerwca 2004 r.**



**CZĘŚĆ I**

## Komitet honorowy Konferencji

Zbigniew Skinder – rektor ATR Bydgoszcz

Bogusław Zalewski – Prezes Zarządu Międzynarodowych Targów Poznańskich

Henryk Holka – dziekan Wydziału Mechanicznego ATR Bydgoszcz

Janusz Sempruch – kierownik Katedry Sterowania i Konstrukcji, były rektor ATR

Zdzisław Chrapkiewicz – redaktor naczelny dwumiesięcznika Pneumatyka

Izabela Tarasiewicz – redaktor naczelny dwumiesięcznika Hydraulika i Pneumatyka

## Komitet naukowy Konferencji

Mirosław Werszko – Pol. Wrocławska

– *przewodniczący*

Łukasz N. Węsierski – Pol. Rzeszowska

– *wiceprzewodniczący*

Andrzej Balawender – Pol. Gdańska

Józef Barycki – OBREiUP Kielce

Ryszard Dindorf, Pol. Świętokrzyska Kielce

Jaroslav Homišin – TU Košice (SK)

Jerzy Iwaszko – Pol. Warszawska

Krzysztof Janiszowski – Pol. Warszawska

Zdzisław Kabza – Pol. Opolska

Jerzy Kurek – Pol. Warszawska

Bolesław Kuźniewski – WSM Szczecin

Tadeusz Mikuleczyński – Pol. Wrocławska

Mariusz Olszewski – Pol. Warszawska

Kazimierz Peszyński – ATR Bydgoszcz

Janusz Pluta – AGH Kraków

Franciszek Siemieniako – Pol. Białostocka

Wojciech Tarnowski – Pol. Koszalińska

Václav Tesař – University of Sheffield (GB)

Jerzy Wołkow – Pol. Krakowska

## Organizator Konferencji

Katedra Sterowania i Konstrukcji

Akademia Techniczno-Rolnicza

ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-798 Bydgoszcz

tel. (+48) 52 340-82-23, (+48) 52 340-82-88

e-mail: [sylas@atr.bydgoszcz.pl](mailto:sylas@atr.bydgoszcz.pl)

# Wykaz referatów

<b>Modelowanie dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej</b> .....	4
<i>Józef Barycki*, Wacław Kollek**, Tadeusz Mikulczyński***, Daniel Nowak***, * OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach, ** Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej *** Instytut Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej.</i>	
<b>Problemy konstrukcji i eksploatacji układów sterowania pilotowego zmechanizowanych obudów ścianowych</b> .....	6
<i>mgr inż. Arkadiusz Cymerys, dr inż. Krzysztof Władzielczyk, *Georyt-Centrum Produkcyjne Sp. z o.o. w Krakowie ** Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki.</i>	
<b>Manipulator elektropneumatyczny typu tripod ze sterowaniem logiką rozmytą</b> .....	8
<i>mgr Tomasz Gawor, mgr inż. Paweł Łaski, mgr Jakub Takosoglu, * Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, tomasz@ds4.tu.kielce.pl ** Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, laskip@eden.tu.kielce.pl, *** Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, qba@asystent.tu.kielce.pl</i>	
<b>Sposób przeliczania wartości przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b na współczynnik przepływu <math>\mu</math></b> .....	12
<i>dr inż. Szymon Grymek**, dr inż. Tomasz Kiczko**, *Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Gdańska, e-mail: sgrymek@sunrise.pg.gda.pl, **Katedra Systemów Sterowania, Politechnika Koszalińska, e-mail: kiczko@lew.tu.koszalin.pl, www.tu.koszalin.pl/~kpst/</i>	
<b>Dyskretny model matematyczny przepływu powietrza przez układ podpora-szczelina powietrzna-podstawa</b> .....	14
<i>Tomasz Huścio, Politechnika Białostocka Wydział Mechaniczny Katedra Techniki Automatykacji</i>	
<b>Pomiary czasu ruchu suwaka w zaworze rozdzielającym</b> .....	16
<i>dr hab. inż. Jerzy Iwaszko*, mgr inż. Tomasz Staniszewski** Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Produkcji: *Instytut Mechaniki i Konstrukcji, e-mail: j.iwaszko@imik.wip.pw.edu.pl **Instytut Technologii Maszyn, e-mail: tstaniszewski@cim.pw.edu.pl</i>	
<b>Ewolucja i różnicowanie napędów nitownic radialnych „TEKOMA”</b> .....	18
<i>Jerzy Łunarski, Jerzy Lenczewski, Maciej Łabęda</i>	
<b>Zastosowanie zaworów różniczkujących w pneumatycznych układach napędowych</b> .....	21
<i>mgr inż. Arkadiusz Mystkowski, Politechnika Białostocka, Mechaniczny, mystek@pb.bialystok.pl</i>	
<b>Sterowanie analogowe pneumatycznym silnikiem krokowym</b> .....	23
<i>dr inż. Józef Niegoda, dr inż. Cezary Orlikowski, * Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, e-mail: jniegoda@pg.gda.pl ** Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, e-mail: corlikow@pg.gda.pl</i>	
<b>Elementy sterujące techniki proporcjonalnej i serwotechniki w pneumatyce</b> .....	25
<i>dr inż. Janusz Pluta*, mgr inż. Roman Korzeniewski**, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Automatykacji Procesów, *e-mail: plutian@agh.edu.pl, **e-mail: korzerom@agh.edu.pl</i>	
<b>Modelowanie i symulacja procesów dynamicznych w pneumatycznym układzie napędowym z zaworem różniczkującym</b> .....	29
<i>prof. dr hab. inż. F. Siemieniako*, prof. dr hab. inż. M. Miatluk**, mgr inż. A. Mystkowski***</i>	
<b>Elektropneumatyczny układ sterowania stanowiska montażowego nasad walcowych ze zmiennym stopniem hybrydyzacji</b> .....	33
<i>mgr inż. Wojciech Śliżewski, Zespół Szkół nr 5 w Suwałkach, e-mail: bwsplus@wp.pl</i>	
<b>Wzmacniacze przysłonowe pneumatycznych czujników ciśnienia krwi</b> .....	35
<i>prof. dr hab. inż. Mirosław Werszko*, dr inż. Krzysztof Tomczuk*, dr inż. Artur Jędrusyna*, dr inż. Radosław Werszak** * Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, e-mail: miroslaw.werszko@pwr.wroc.pl, krzysztof.tomczuk@pwr.wroc.pl, artur.jedrussyna@pwr.wroc.pl, ** Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, e-mail: radoslaw.werszko@pwr.wroc.pl</i>	
<b>Badanie zabawek powietrznych. Pobudzanych do działania ustami</b> .....	38
<i>Lukasz N. Węsierski, Andrzej Wiatkowski, Politechnika Rzeszowska im. I. Łukastewicza w Rzeszowie Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach</i>	

# Modelowanie dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej

Józef Barycki \*, Wacław Kollek\*\*, Tadeusz Mikulczyński\*\*\*  
Daniel Nowak\*\*\*\*

\* OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach, \*\* Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej  
\*\*\* Instytut Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej

## Streszczenie

Zaprezentowano model matematyczny jednozaworowej głowicy impulsowej. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych opisanego modelu oraz wyniki badań eksperymentalnych jednozaworowej głowicy impulsowej. Wykazano, że model opisuje dynamikę głowicy impulsowej z bardzo dobrym, dla praktyki, przybliżeniem. Dynamikę prezentowanej głowicy można ocenić np. na podstawie szybkości narastania ciśnienia w przestrzeni technologicznej, znajdującej się pod głowicą. Uzyskana wartość szybkości narastania ciśnienia, wynosząca ok. 190 MPa/s, świadczy o bardzo dobrej dynamice jednozaworowej głowicy impulsowej.

## Wstęp

Formierki impulsowe należą do najnowszej generacji maszyn formierskich. Są stosowane do wytwarzania form odlewniczych z klasycznych bentonitowych mas formierskich. Szacuje się, że w formach tych odlewa się 60-80% wszystkich produkowanych odlewów. Można zatem stwierdzić, że formierki impulsowe stanowią podstawowy park maszynowy zakładów odlewniczych.

Wciąż rosnące wymagania co do jakości produkowanych odlewów, na które ma wpływ jakość form odlewniczych, powodują, że następuje ciągły rozwój nowych oraz doskonalenie istniejących konstrukcji maszyn impulsowych [1,2]. Główny kierunek rozwoju maszyn impulsowych dotyczy przede wszystkim ulepszenia konstrukcji i poprawy dynamiki głowic tych maszyn.

W Laboratorium Podstaw Automatykacji Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej, we współpracy z OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach, są prowadzone od kilku lat prace nad konstrukcjami głowic do dynamicznego zagęszczania mas formierskich. Ich efektem jest opracowanie głowic – jednozaworowej oraz wielozaworowej – do impulsowego zagęszczania mas formierskich [3-7]. Opracowane, nowe głowice charakteryzują się bardzo dużą dynamiką wewnętrzną, której efektem jest bardzo dobra skuteczność zagęszczania mas formierskich.

Uzyskiwanie optymalnych efektów impulsowego zagęszczania wymaga jednak znajomości modelu matematycznego procesu impulsowego zagęszczania mas formierskich, oraz wyników badań symulacyjnych tego modelu. Kompleksowy opis procesu dynamicznego zagęszczania mas formierskich można sformułować na podstawie modeli:

- procesu deformacji i zagęszczania mas formierskich,
- dynamiki głowicy prasującej.

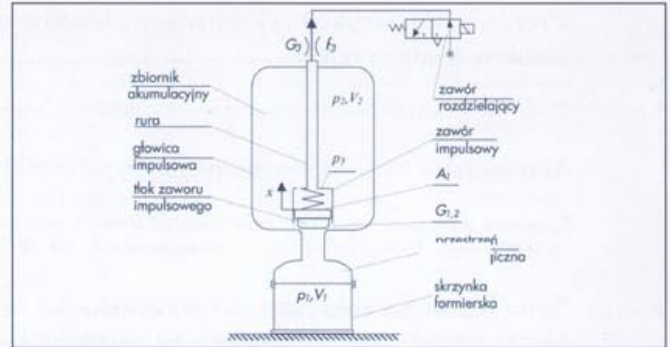
Wynika stąd, że do modelowania procesu dynamicznego zagęszczania mas formierskich i badań symulacyjnych niezbędna jest znajomość modelu matematycznego głowicy impulsowej.

W pracy zaprezentowano opracowany, uproszczony model dynamiki jednozaworowej głowicy z impulsowym zaworem pneumatycznym. Dokładność matematycznego opisu dynamiki głowicy jednozaworowej zweryfikowano na podstawie analizy wyników badań symulacyjnych opracowanego modelu i eksperymentalnych głowicy.

## Model matematyczny jednozaworowej głowicy impulsowej

Schemat stanowiska z jednozaworową głowicą impulsową pokazano na rysunku 1. Opis dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej sformułowano w oparciu o model E.W. Gere stosowany do opisu dynamiki szybkobieżnych napędów pneumatycznych. Model głowicy jednozaworowej opracowano przyjmując następujące założenia upraszczające:

- powietrze jest gazem doskonałym,



Rys. 1 Schemat stanowiska do impulsowego zagęszczania mas formierskich: jednozaworowa głowica impulsowa (A) - zbiornik akumulacyjny (1), samoczynny zawór impulsowy (2), tłok zaworu (3), zawór rozdzielający (4); skrzynka formierska (B)

- procesy termodynamiczne mają charakter quasi statyczny,
- nie ma wymiany ciepła między powietrzem wypełniającym przestrzeń technologiczną i otoczeniem,
- zmiany temperatury powietrza w czasie procesu impulsowego, są pomijalnie małe,
- opory tarcia w uszczelnieniach są pomijalnie małe.

Uwzględniając powyższe założenia, dynamikę jednozaworowej głowicy impulsowej można opisać następującym układem równań różniczkowych:

$$A_1(p_2 - p_3) - c \cdot x - m_1 \cdot g = m_1 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (1)$$

$$\frac{\kappa \cdot R \cdot T \cdot G_1}{V_1} = \frac{dp_1}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{-\kappa \cdot R \cdot T \cdot G_2}{V_2} = \frac{dp_2}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{\kappa}{s-x} \left( p_3 \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{G_3 \cdot R \cdot T}{A_1} \right) = \frac{dp_3}{dt} \quad (4)$$

w którym:

$p_1$  - ciśnienie absolutne powietrza w przestrzeni technologicznej,  
 $p_2$  - ciśnienie absolutne powietrza w zbiorniku akumulacyjnym,  
 $p_3$  - ciśnienie absolutne powietrza w komorze zaworu impulsowego,  $A_1$  - pole powierzchni tłoka,  $c$  - stała sprężyny w zaworze impulsowym,  $g$  - przyspieszenie ziemskie,  $V_1$  - objętość w przestrzeni technologicznej,  $V_2$  - objętość w zbiorniku akumulacyjnym,  $m_1$  - masa tłoka samoczynnego zaworu impulsowego,  $s$  - skok tłoka,  $x$  - współrzędna położenia tłoka,  $\kappa$  - wykładnik adiabaty,  $G_{1,2}$  - natężenie przepływu powietrza ze zbiornika akumulacyjnego do przestrzeni technologicznej,  $G_3$  - natężenie przepływu powietrza z komory zaworu impulsowego do atmosfery,  $R$  - stała gazowa powietrza,  $T$  - temperatura powietrza zawartego w przestrzeni technologicznej i zbiorniku akumulacyjnym.

Natężenie  $G_{1,2(3)}$  wypływu powietrza ze zbiornika akumulacyjnego do przestrzeni technologicznej, można określić z zależności w której:

$$G_{1,2(3)} = K \cdot \alpha \cdot f_1(x) \cdot p_1(z) \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \cdot \varphi(\epsilon) \quad (5)$$

$$\epsilon = \frac{p_1}{p_2}, \quad K = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1}}$$

$$\varphi(\epsilon) = \begin{cases} 0,2588 & \text{dla } 0 < \epsilon \leq 0,53 \\ \sqrt{\epsilon^{2/\kappa} - \epsilon^{\kappa+1/\kappa}} & \text{dla } 0,53 < \epsilon \leq 1 \end{cases}$$

gdzie:

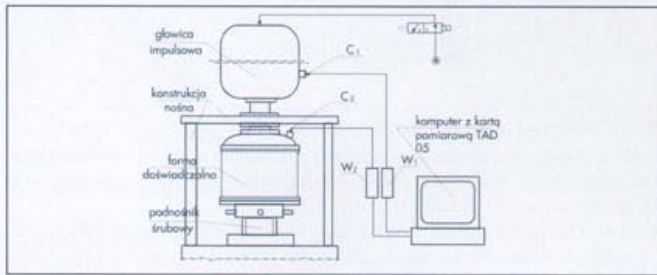
$\alpha$  - współczynnik natężenia przepływu powietrza: ze zbiornika do przestrzeni technologicznej oraz z zaworu impulsowego do atmosfery,  
 $f_1(x)$  - powierzchnia przepływu powietrza ze zbiornika do przestrzeni technologicznej,  
 $f_2$  - powierzchnia przepływu powietrza z komory zaworu impulsowego do atmosfery.

Natężenie przepływu  $G_3$  można wyznaczyć z zależności (5) po podstawieniu za  $f_1(x)$  powierzchni  $f_2$  przepływu powietrza z zaworu do atmosfery oraz za  $p_1$  ciśnienia  $p_3$  w komorze zaworu impulsowego. Poszczególne równania (1)-(4) opisują:

- równanie (1) ruch tłoka zaworu impulsowego,
- równania (2)-(4) przemiany gazowe odpowiednio: w przestrzeni technologicznej, w komorze zbiornika akumulacyjnego i w komorze zaworu impulsowego.

### Badania symulacyjne i eksperymentalne jednozaworowej głowicy impulsowej

Badania symulacyjne modelu matematycznego dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej w środowisku Matlab-Simulink, natomiast badania eksperymentalne dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej zrealizowano na stanowisku badawczym, które pokazano na rysunku 2. Stanowisko składa się z następujących podzespołów: jednozaworowej głowicy impulsowej, konstrukcji nośnej, formy doświadczałnej oraz podnośnika śrubowego.



Rys. 2 Schemat stanowiska do badania dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej:  $C_1, C_2$  - czujniki ciśnienia typ 601 H,  $W_1, W_2$  - wzmacniacze ładunku typ 5001

Stanowisko badawcze jest wyposażone w układ do pomiarów ciśnień dynamicznych, który stanowią czujniki ciśnienia i wzmacniacze ładunku firmy Kistler. Do rejestracji sygnałów ze wzmacniaczy ładunku zastosowano komputer PC z kartą pomiarową typu TAD 05.

Na rysunku 3 zamieszczono zależności zmian ciśnienia w zbiorniku akumulacyjnym głowicy impulsowej oraz w pustej przestrzeni technologicznej w funkcji czasu, wyznaczone na podstawie badań symulacyjnych modelu matematycznego oraz wyznaczone na podstawie badań eksperymentalnych.

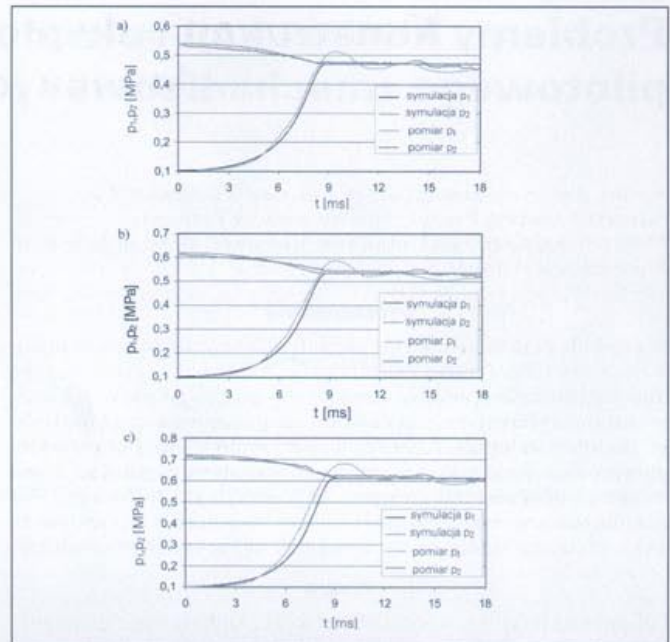
Na rysunku 4 zamieszczono zależności szybkości narastania ciśnienia w przestrzeni technologicznej wyznaczone na podstawie wyników badań: symulacyjnych modelu matematycznego oraz eksperymentalnych jednozaworowej głowicy impulsowej zrealizowanych z użyciem ciśnienia początkowego  $p_2 = 0,72$  MPa

Na podstawie uzyskanych wyników badań można stwierdzić, że głowica z samoczynnym zaworem impulsowym charakteryzuje się bardzo dobrą dynamiką wewnętrzną, o czym świadczy maksymalna wartość szybkości narastania ciśnienia wynosząca 191 MPa/s. Ponadto można stwierdzić, że zaprezentowany w pracy model matematyczny głowicy impulsowej opisuje jej dynamikę z bardzo dobrym - dla praktyki - przybliżeniem. Świadczy o tym różnica maksymalnych wartości szybkości narastania ciśnienia wyznaczonych podczas badań symulacyjnych i eksperymentalnych, która nie przekracza kilku procent.

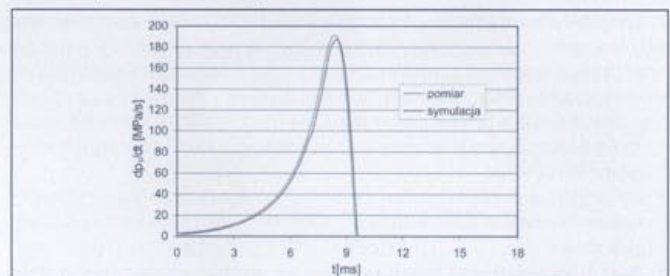
### Zakończenie

Zaprezentowany model matematyczny jednozaworowej głowicy impulsowej pozwala na ocenę jej dynamiki, np. pozwala określić szybkość narastania ciśnienia w przestrzeni technologicznej. Wielkość ta jest niezwykle istotna przy ocenie skuteczności zagęszczania mas formierskich.

Podstawowym elementem, decydującym o dynamice głowicy, jest impulsowy samoczynny zawór pneumatyczny, charakteryzujący się bardzo krótkim czasem otwierania oraz dużą wydajnością.



Rys. 3 Przebiegi zmian ciśnienia w zbiorniku akumulacyjnym głowicy impulsowej i w przestrzeni technologicznej, wyznaczone na podstawie badań symulacyjnych oraz zarejestrowane podczas badań eksperymentalnych z użyciem ciśnień początkowych o wartościach: a)  $p_2 = 0,54$  MPa, b)  $p_2 = 0,62$  MPa, c)  $p_2 = 0,72$  MPa



Rys. 4 Zależności szybkości narastania ciśnienia w przestrzeni technologicznej wyznaczone na podstawie wyników badań: symulacyjnych modelu matematycznego oraz eksperymentalnych jednozaworowej głowicy impulsowej dla ciśnienia początkowego  $p_2 = 0,72$  MPa

Na podstawie uzyskanych wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych można stwierdzić, że opracowany model matematyczny jednozaworowej głowicy impulsowej bardzo dobrze opisuje jej dynamikę wewnętrzną.

Zaprezentowany model matematyczny jednozaworowej głowicy impulsowej można zastosować do modelowania procesu impulsowego zagęszczania mas formierskich.

### Literatura

- [1] Gregoraszcuk M.: *Maszynoznawstwo odlewnicze*, Kraków, AGH, 2002.
- [2] Bast J.: *Mathematisch-naturwissenschaftliche Grundlagen der pneumatischen Verdichtungsverfahren*, Giessereiforschung, 45, 1993, Nr. 1.
- [3] Mikulczyński T., Bogdanowicz J.: *The assessment of effectiveness of moulding sands of a single-valve impulse head*, Acta Metalurgica Slovaca, 1998, 2.
- [4] Bogdanowicz J., Mikulczyński T., *Influence of selected factors on effectiveness of air impulse moulding*, Archiwum Budowy Maszyn, 1999, vol. 46, nr 3.
- [5] Mikulczyński T., Ganczarek M.: *Effect of selected factors on process of moulding sand dynamic pressing*, Acta Metall. Slovaca 2001 Roc. 7.
- [6] Mikulczyński T., Ganczarek M.: *Modelirovanie processa dinamického pressovania formovocnych smesej*. W: *Progressivnye technologičeskie processy i oborudovanie v litejnom proizvodstve*. Sbornik naučných trudov meždunarodnoj naučno-techničeskoj konferencii. Moskva, 3-4 grudnia 2002. Moskva: Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo techničeskogo universiteta MAMI
- [7] Ganczarek M.: *Model matematyczny procesu dynamicznego prasowania mas formierskich*. Praca doktorska, ITMiA PWR., Wrocław 2003.

# Problemy konstrukcji i eksploatacji układów sterowania pilotowego zmechanizowanych obudów ścianowych

mgr inż. Arkadiusz Cymerys, dr inż. Krzysztof Władziewicz

\*Georyt-Centrum Produkcyjne Sp. z o.o. w Krakowie

\*\* Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki.

## Streszczenie

W artykule przedstawiono problematykę związaną ze zmodernizowaną konstrukcją układów sterowania pilotowego, przeznaczoną do sterowania pracą zmechanizowanych obudów górniczych. Omówiono charakterystykę pracy sterowania pilotowego oraz konstrukcji zespołów wchodzących w skład układu sterowania. Poza krótkim opisem konstrukcji poszczególnych zespołów, zaprezentowano także ich schematy ideowe oraz charakterystyki techniczne. Na zakończenie przedstawiono podstawowe problemy związane z eksploatacją układów w rzeczywistych warunkach kopalnianych.

## Wstęp

Od początku lat 90. w górnictwie węgla kamiennego następuje stała modernizacja konstrukcji kompleksów ścianowych. Modernizacja ta, wymuszona względami ekonomicznymi, spowodowała wprowadzenie do eksploatacji w kopalniach wysoko wydajnych kompleksów ścianowych, pozwalających na uzyskanie wydajności powyżej 4500 ton/dobę, a tym samym na znaczne obniżenie kosztów wydobycia węgla.

Wprowadzenie do eksploatacji wysoko wydajnych kompleksów ścianowych, w skład których wchodzi również nowe konstrukcje zmechanizowanych obudów górniczych, wymusiło konieczność wprowadzenia do eksploatacji nowego typu sterowania cyklem pracy obudów. Sterownie to w porównaniu z poprzednimi układami, opartych na blokach rozdzielaczy sterownych ręcznie, musiało charakteryzować się m.in.:

- wyższym ciśnieniem zasilania (ok. 32 MPa) oraz możliwością zwiększenia wydatków dostosowaną do chłonności siłowników obudowy i ich ilości;
- możliwością łatwego dostosowania parametrów pracy obudowy do warunków górniczo-geologicznych danej ściany wydobywczej;
- niezawodnością działania we wszystkich cyklach pracy obudowy;
- łatwą i bezpieczną obsługą, co w warunkach przodkowych jest niezwykle trudne;
- możliwością zestawienia dowolnych sekwencji sterowania w zależności od konstrukcji obudowy zmechanizowanej i ich współpracy. Spełnienie tej cechy wymusiło konieczność zastosowania modułowej konstrukcji sterowania.

Jedynym i wieloletnim krajowym producentem układów sterowań pilotowych do obudów zmechanizowanych jest „Georyt-Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o. w Krakowie [1]. W wyniku prac zespołu konstrukcyjno-technologicznego w ww. firmie, zaprojektowano i wdrożono do produkcji zmodernizowane zespoły sterowania pilotowego typu SP, które spełniając wszystkie ww. cechy, stały się podstawowymi układami sterowania obudów zmechanizowanych w krajowym górnictwie węgla kamiennego.

## Charakterystyka sterowania pilotowego

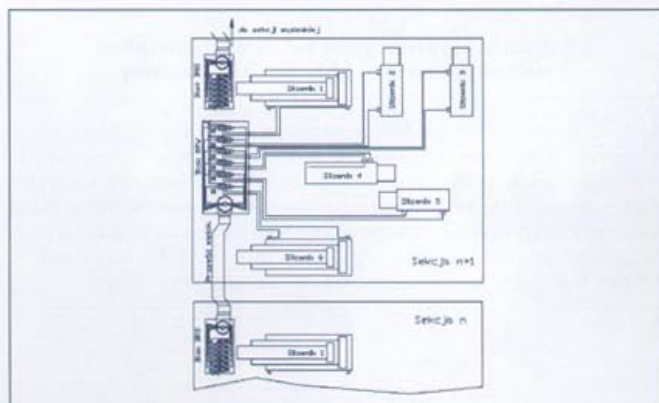
Zespoły sterowania pilotowego służą do sterowania pracą wszystkich siłowników hydraulicznych wchodzących w skład sekcji obudowy zmechanizowanej, tj. stojaków, siłowników przesuwnika, podpory stropnicy, korekcy osłon bocznych itp. (rys. 1). Ponieważ sterowanie pracą danej sekcji obudowy odbywa się z sekcji poprzedzającej, sterowanie pilotowe jest zaliczane do tzw. sterowania przyległego [2].

Jak wynika z rysunku 1, zespół sterowania pilotowego składa się z dwóch oddzielnych bloków:

- bloku rozdzielaczy sterujących (BRS),
- bloku rozdzielaczy wykonawczych (BRW).

Oba bloki (sterujący i wykonawczy) są połączone ze sobą przewodem wielokanałowym, za pośrednictwem złączy gwintowych, spełniającym rolę nośnika hydraulicznych impulsów sterujących. Warto w tym miejscu nadmienić, że przewód wielokanałowy oraz

przewody (odcinki) magistrali zasilającej i spływowej, są jedynymi przewodami giętkimi pomiędzy sekcjami obudowy. Przewody zasilania siłowników sekcji są, bowiem prowadzone pod sekcją, co wyeliminowało konieczność prowadzenia wiązek przewodów wysokociśnieniowych między sąsiednimi sekcjami, a tym samym pozwoliło na uniknięcie uszkodzeń tych przewodów, np. w czasie dostawiania sekcji do trasy przenośnika.



Rys. 1 Schemat ideowy sterowania pilotowego

W porównaniu z wcześniejszymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi, zmodernizowane sterowanie pilotowe typu SP charakteryzuje się następującymi głównymi zmianami:

- zastosowaniem nowej konstrukcji rozdzielaczy sterujących o niewielkich gabarytach i minimalnej sile przesterowania;
- w konstrukcji rozdzielaczy sterujących i wykonawczych zastosowano zawory zwrotne z uszczelnieniem metal-metal (zamiast metal-tworzywo);
- w rozdzielaczach wykonawczych wyeliminowano przepływ przez zwoje sprężyny i wprowadzono suwakowy zwór spływowy, co pozwoliło zmniejszyć liczby części w korpusie, korpusie tym samym podnieść niezawodność działania;
- stworzono możliwość zastosowania w rozdzielaczu wykonawczym przystawki z zespołem zaworów zwrotnych umożliwiającej hydrauliczne podtrzymanie dowolnej funkcji sterowniczej;
- wszystkie elementy zespołów zostały wykonane ze stali nierdzewnej lub brązu;
- wprowadzono przewód wielokanałowy z przyłączami gwintowanymi oraz końcówkami prostymi lub kątowymi;
- zapewniono pełną modułowość budowy bloków rozdzielaczy i ich parametrów roboczych, co pozwala na ich dowolne konfigurowanie w zależności od konstrukcji obudowy zmechanizowanej i wielkości zastosowanych w niej siłowników.

## Konstrukcja bloków rozdzielaczy sterujących.

Bloki rozdzielaczy sterujących typu BRS są montowane na sekcji obudowy, z której steruje się sekcją sąsiednią rys. 1.

Głównym elementem bloku jest płyta sterująca wyposażona w gniazdo wielostykowe do podłączenia przewodu wielokanałowego. Do płyty montowane są rozdzielacze sterujące (tzw. rozdzielacze pilotowe). Na rys. 2 przedstawiono ogólny widok 20-funkcyjnego bloku rozdzielczy sterujących typu SP-10.

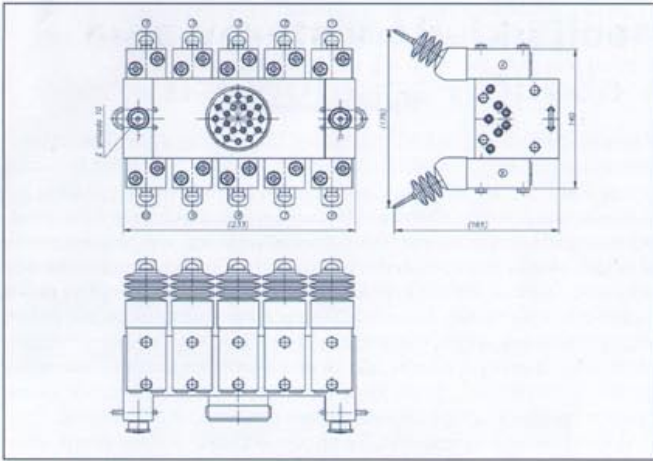
Rozdzielacze sterujące (rys. 3), zasilane są poprzez gniazda typu STECKO 10, znajdujące się w płycie przyłączeniowej bloku BRS.

Sterowanie poszczególnymi rozdzielaczami wchodzącymi w skład bloku rozdzielczy sterujących odbywa się poprzez przestawienie dźwigni sterujących, które umożliwiają:

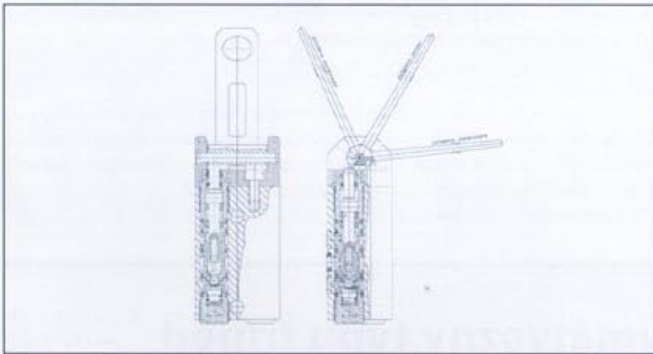
- zablokowanie w położeniu zasterowanym, tzn. dźwignia po zdjęciu nacisku nie powraca w położenie zerowe,
- zwolnienie dźwigni po zdjęciu nacisku i jej powrót do położenia zerowego.

Konstrukcja dźwigni umożliwia jej jedno- lub obustronne zablokowanie w zależności od potrzeb, przy czym dźwignia tego typu jest





Rys. 2 Widok bloku rozdzielaczy sterujących SP-10

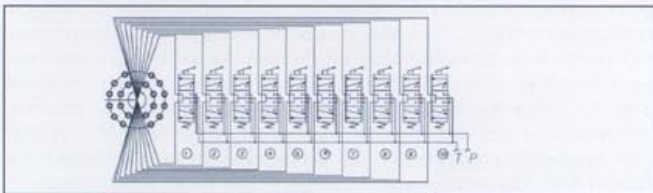


Rys. 3 Widok rozdzielacza sterującego DN3

stosowana w przypadku braku podtrzymania funkcji na drodze hydraulicznej.

Charakterystyka techniczna nowych konstrukcji rozdzielaczy sterujących [2]:

- ciśnienie nominalne 32 MPa,
- średnica nominalna DN 3 mm,
- wymiary gabarytowe 30×40×134 mm,
- masa 0,6 kg,
- rodzaj medium roboczego – emulsja wodno-olejowa typu A wg BN-78/535-47 lub ciecz HFA, HFB, HFC wg PN-84/C-96099,
- wymagana dokładność filtracji medium roboczego <40µm.



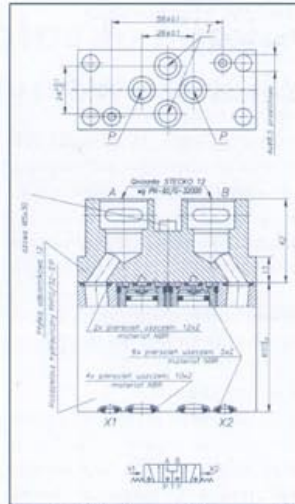
Rys. 4 Schemat ideowy bloku rozdzielaczy sterujących BRS SP-10

Na rys. 4 zaprezentowano schemat ideowy bloku rozdzielaczy sterujących dla sterowania pilotowego typu SP-10.

**Konstrukcja bloków rozdzielaczy wykonawczych.**

Podobnie jak bloki rozdzielaczy sterujących bloki rozdzielaczy wykonawczych typu BRW zbudowane są z płyty przyłączeniowej z zamontowanymi rozdzielaczami wykonawczymi oraz elementami służącymi do podłączenia zasilania, sphywu i przewodu wielokanałowego.

Zasadniczymi elementami bloków rozdzielaczy wykonawczych są rozdzielacze wykonawcze (rys. 5), które są rozdzielaczami typu zaworowego z suwakozaworami. Rozdzielacz wykonawczy zbudowany jest z korpusu, w którym znajdują się dwa zawory zasilające i sphywowe. Zawory zasilające tworzą stożki zaworów dociskane do krawędzi dolnej części gniazda sprężyny i ciśnieniem zasilania. Zawory sphywowe utworzone są przez tłoczki osadzone suwliwie w tulei. Po doprowadzeniu impulsu sterującego tłoczki powierzchnią stożkową stykają się z ostrą krawędzią w górnej części gniazda.



Rys. 5 Widok rozdzielacza wykonawczego DN10

Rozdzielacze wykonawcze można wyposażyć w przyłącza z gniazdami STECKO 10 lub STECKO 12, w zależności od wymiarów przyłączy odbiorników [2].

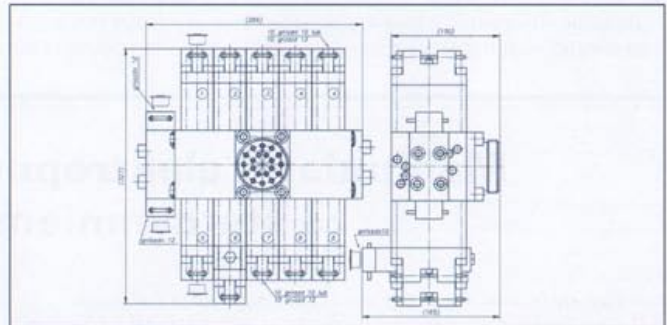
Charakterystyka techniczna rozdzielaczy wykonawczych:

- ciśnienie nominalne – 32 MPa,
- średnica nominalna DN 10 mm
- wymiary gabarytowe 90×40×107 mm,
- masa 2,5 kg,
- rodzaj medium roboczego – emulsja wodno-olejowa typu A wg BN-78/535-47 lub ciecz HFA, HFB, HFC wg PN-84/C-96099,
- wymagana dokładność filtracji medium roboczego <140µm.

Na rys. 6 przedstawiono widok bloku rozdzielaczy wykonawczych BRW do 20-funkcyjnego sterowania typu SP-10, a na rys. 7 – jego schemat ideowy.

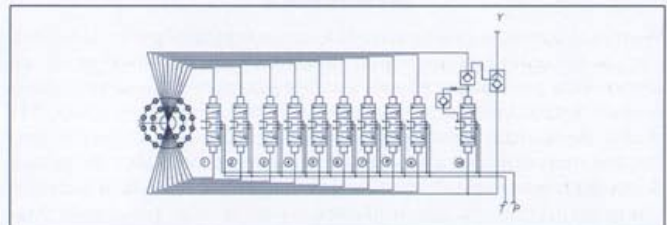
**Konstrukcja przewodu wielokanałowego**

Przewód wielokanałowy wyposażony jest obustronnie w przyłącza gwintowane z gwintem typu Rd, które gwarantują szczelność połą-



Rys. 6 Widok bloku rozdzielaczy wykonawczych BRW SP-10

czenia z blokami rozdzielaczy BRS i BRW. W zależności od potrzeb można stosować przewód z końcówkami prostymi lub kątowymi, co znacznie ułatwia prowadzenie przewodu między sekcjami.

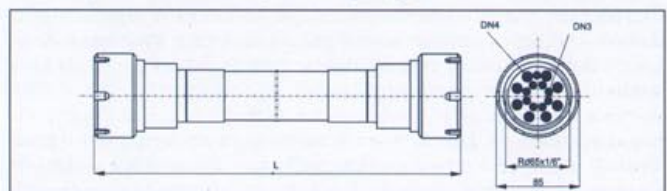


Rys. 7 Schemat ideowy bloku rozdzielaczy wykonawczych BRW SP-10

Przewód wielokanałowy składa się z zewnętrznego gumowego przewodu osłonowego, zabezpieczającego wewnętrzne wysokociśnieniowe przewody o średnicy nominalnej 4 mm, zakończone brązowymi końcówkami z pierścieniami uszczelniającymi. Liczba przewodów wysokociśnieniowych jest uzależniona od ilości realizowanych funkcji przez sterowanie pilotowe.

Z racji wymagań bezpieczeństwa górniczego przewód osłonowy musi być olejoodporny, trudnopalny i antyelektrostatyczny.

Na rys. 8 pokazano przykładową konstrukcję przewodu wielokanałowego dla sterowania pilotowego typu SP-8.



Rys. 8 Przewód wielokanałowy dla sterowania SP-8

## Problemy eksploatacji układów sterowania pilotowego w kopalniach

Wprowadzone udoskonalenia konstrukcji elementów sterowania pilotowego, wymienione w punkcie 1, spowodowały znaczne zwiększenie ich trwałości oraz niezawodności działania. W warunkach rzeczywistej eksploatacji układów ze sterowaniem pilotowym typu SP nadal jednak występuje szereg ich awarii, których głównymi przyczynami są:

- charakter używanego medium roboczego (w kopalniach powszechnie stosowana jest emulsja wodno-olejowa, często o stężeniu mniejszym niż zalecane w normie);
- nieprzestrzeganie przez użytkowników wymaganych dokładności filtracji medium roboczego, zwłaszcza w odniesieniu do rozdzielaczy sterujących;
- niewłaściwy montaż uszczelnień przy ich wymianie;
- przypadkowe uszkodzenia mechaniczne zespołów sterowania pilotowego.

Pomijając ostatni czynnik, trzeba zdawać sobie sprawę, że emulsja wodno-olejowa jest bardzo agresywnym medium roboczym, które poddane wysokiemu ciśnieniu roboczymu może spowodować wypłukiwanie kanałów, gniazd, w korpusach rozdzielaczy, zwłaszcza w miejscach gwałtownych zmian ich przekrojów. Jeśli dodatkowo emulsja jest źle oczyszczona, charakter jej działania na elementy rozdzielaczy przybiera postać „strumienia ściernego”. Zła filtracja medium powoduje również zatykanie się kanałów, zwłaszcza w rozdzielaczach sterujących oraz przedwczesne zużywanie się uszczelnień.

Pomimo stosowania w konstrukcjach sterowań pilotowych wysokiej jakości stali nierdzewnych oraz brązu, problem ograniczenia

agresywnego wpływu medium na elementy sterowania i ich uszczelnienia nadal stanowi wyzwanie dla zespołu konstruktorów i technologów i jest przedmiotem ich stałego zainteresowania.

### Podsumowanie

Zaprezentowane w artykule problemy konstrukcji i eksploatacji sterowania pilotowego zmechanizowanych obudów górniczych, z racji szczupłości miejsca, nie odzwierciedlają w pełni zakresu tematyki.

Nie opisano szczegółowo problemów związanych z oporami przepływu i spadkiem ciśnienia w układach zasilania oraz w poszczególnych sekcjach obudowy i sposobami eliminacji ich wpływu na sterowanie pilotowe. Należy również dodać, że cały czas prowadzone są prace badawczo-rozwojowe nad udoskonaleniem konstrukcji zespołów sterowania pilotowego, mające na celu przede wszystkim wydłużenie czasu ich pracy. Prace te, zarówno konstrukcyjne jak i technologiczno-materiałowe, pozwalają na stopniowe zwiększanie czasu pracy zespołów i ograniczenie wpływu medium na ich zużycie.

Warto również nadmienić, że notuje się stały wzrost zainteresowania kopalń węgla kamiennego zmodernizowanymi układami sterowań pilotowych, zaprezentowanych w artykule. Świadczy to o tym, że konstrukcja, jakość wykonania i walory techniczno-ruchowe spełniają wysokie wymagania użytkowników.

### Literatura

- [1] Chylaszek R. Tylek J.: *Wybrane zagadnienia rozwoju sterowania hydraulicznego zmechanizowanymi obudowami ścianowymi realizowane w FAH „Georyt” S.A., II Międzynarodowa Konferencja „Techniki Urabiania 2002, Kraków-Krynica 2002, s. 439-449.*
- [2] *Katalog wyrobów FAH „Georyt” S.A., Kraków 2002.*

## Manipulator elektropneumatyczny typu tripod ze sterowaniem logiką rozmytą

*mgr Tomasz Gawor, mgr inż. Paweł Łaski, mgr Jakub Takosoglu*

\* Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, tomasz@ds4.tu.kielce.pl \*\* Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, laskip@eden.tu.kielce.pl \*\*\* Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, qba@asystent.tu.kielce.pl

### Streszczenie

W artykule przedstawiona została konstrukcja manipulatora o kinematyce równoległej typu tripod zbudowanego z beztłoczkowych siłowników pneumatycznych. Została przeprowadzona symulacja ruchu modelu bryłowego manipulatora w oprogramowaniu CAD oraz wyprowadzony został model matematyczny serwonapędu elektropneumatycznego ze sterowaniem opartym na logice rozmytej. Zaprezentowana została symulacja komputerowa modelu z regulatorem rozmytym dla manipulatora typu tripod w programie Matlab-Simulink. Szczególną uwagę zwrócono na jakość sterowania serwonapędem przy zmiennych siłach obciążających napęd pneumatyczny.

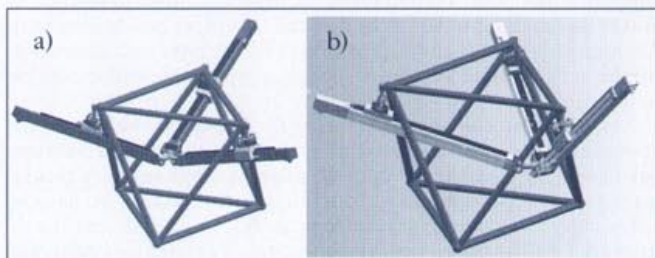
### Wstęp

Wraz z rozwojem automatyzacji i robotyzacji produkcji zwiększa się zapotrzebowanie na przestrzenne systemy pozycjonowania: elektromechaniczne, elektrohydrauliczne i elektropneumatyczne. W dziedzinie elektropneumatyki coraz częściej stosowane są układy regulacji ciągłej oparte na zaworach z czynnikiem strumienia (serwozaworach lub zaworach proporcjonalnych). Serwozaworowe układy regulacji zapewniają dobre właściwości dynamiczne napędu pneumatycznego, krótki czas regulacji oraz dużą dokładność i powtarzalność pozycjonowania. Problemy związane z doborem parametrów i algorytmów regulacji narastają przy wielosiowym pozycjonowaniu napędów pneumatycznych. Zastosowanie inteligentnego sterowania w znacznym stopniu poprawia ten stan rzeczy. W latach 90-tych nastąpił gwałtowny rozwój konstrukcji obrabiarek i manipulatorów konstruowanych z wykorzystaniem kinematyki równoległej. Użycie serwozaworów pneumatycznych w konstrukcji manipulatora o kinematyce

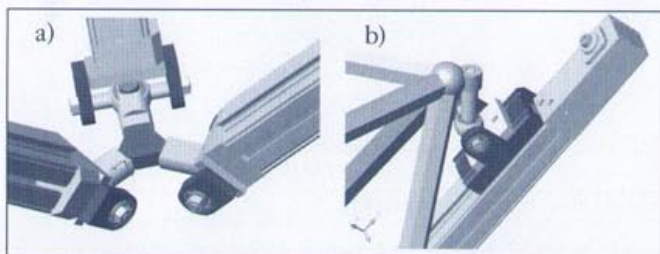
równoległej, pozwala budować bardzo dynamiczne i nowoczesne systemy pozycjonowania przestrzennego.

### Budowa manipulatora

Złożoność mechanizmów o kinematyce równoległej wyklucza tradycyjne projektowanie dwuwymiarowe oraz wymusza konieczność korzystania z bardziej zaawansowanych programów do symulacji ruchu w przestrzeni trójwymiarowej. W Zakładzie Mechatroniki zbudowany został prototyp manipulatora o kinematyce równoległej typu tripod (rys. 1a,b) o napędzie elektropneumatycznym. Na etapie projektowania robota wymagane jest określenie przestrzeni roboczej oraz możliwych kolizji elementów napędowych, konstrukcji nośnej, platformy roboczej oraz łączących je przegubów (rys.2a,b). W programie CAD zostały zaprojektowane i sparymetryzowane elementy bryłowe wchodzące w skład manipulatora oraz przeprowadzona została analiza MES podstawowych elementów konstrukcji. Zaprojektowany manipulator o kinematyce równoległej typu tripod składa się z trzech beztłoczkowych siłowników pneumatycznych z prowadnicami tocznymi połączonych za pomocą trzech przegubów do podstawy, oraz trzech w platformie roboczej. Użyte do budowy siłowniki beztłoczkowe są członami napędowymi i jednocześnie konstrukcyjnymi manipulatora o kinematyce równoległej. Tak zaprojektowany manipulator posiada trzy stop-



Rys. 1 Model manipulatora o kinematyce równoległej typu tripod a) przykładowa pozycja manipulatora, b) manipulatora po zakończonej symulacji ruchu



Rys. 2 Elementy manipulatora a) platforma robocza, b) wózek roboczym z przegubem

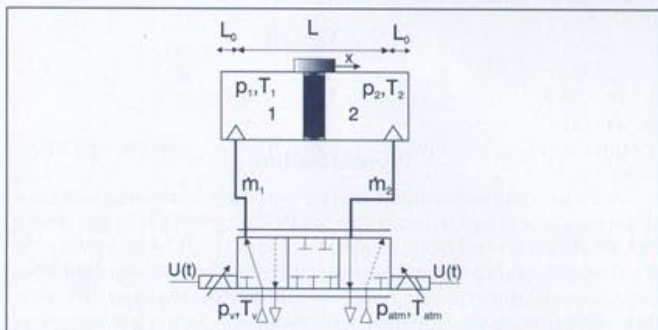
nie swobody. Poruszanie się platformy w przestrzeni roboczej manipulatora wymaga jednoczesnego sterowania trzema członami napędowymi. Przemieszczenie platformy jest wypadkową przesunięć siłowników wraz z łączącymi je przegubami. Podczas projektowania i symulacji ruchu konstrukcja manipulatora wielokrotnie ulegała przebudowie i modyfikacji w celu uzyskania możliwie jak największej przestrzeni roboczej oraz unikania kolizji elementów napędowych o konstrukcję nośną.

**Model matematyczny**

Na rysunku 3. przedstawiono konstrukcję i schemat obliczeniowy pneumatycznego, napędowego układu pozycyjnego. Model matematyczny opisujący działanie napędu pneumatycznego uwzględnia zjawiska zachodzące podczas napełniania i opróżniania komór siłownika przy wykorzystaniu zaworu proporcjonalnego. Do najważniejszych zjawisk fizycznych uwzględnionych przy budowie modelu matematycznego należą: przemiany gazu w komorach siłownika, dynamika tłoka z modelem sił tarcia, masowe natężenie przepływu w zaworze.

Oznaczenia symboli wykorzystanych w modelu matematycznym układu pozycyjnego:

- A – powierzchnia tłoka siłownika
- d – średnica tłoka siłownika
- M – masa osprzętu
- m<sub>o</sub> – masa obciążająca napęd
- m<sub>1</sub>, m<sub>2</sub> – masowe natężenia przepływu
- V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub> – objętości komór siłownika
- p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub> – ciśnienia w komorach siłownika
- p<sub>v</sub> – ciśnienie zasilania
- κ – wykładnik adiabaty
- L<sub>o</sub> – obszar martwy siłownika
- L – długość siłownika
- x – bieżące położenie suwaka siłownika
- ρ<sub>v</sub> – gęstość powietrza
- b – krytyczny stosunek ciśnień
- U – napięcie na cewce zaworu u – stan otwarcia zaworu
- C<sub>m</sub> – przewodność dźwiękowa
- g – przyspieszenie ziemskie
- f – współczynnik tarcia suwnego
- f<sub>p</sub> – współczynnik tarcia od różnicy ciśnień
- f<sub>w</sub> – współczynnik tarcia wiskotycznego
- k<sub>m</sub> – część maksymalnej siły [%] biorącej udział w F<sub>C</sub>



Rys. 3 Konstrukcja i schemat obliczeniowy napędu pneumatycznego

Równania opisujące model dynamiczny napędu elektropneumatycznego przedstawiono następująco:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\kappa}{A(L_0+x)} \left( RT \frac{dm_1}{dt} - p_1 A \frac{dx}{dt} \right) \quad (1)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\kappa}{A(L_0-x)} \left( RT \frac{dm_2}{dt} + p_2 A \frac{dx}{dt} \right) \quad (2)$$

gdzie:

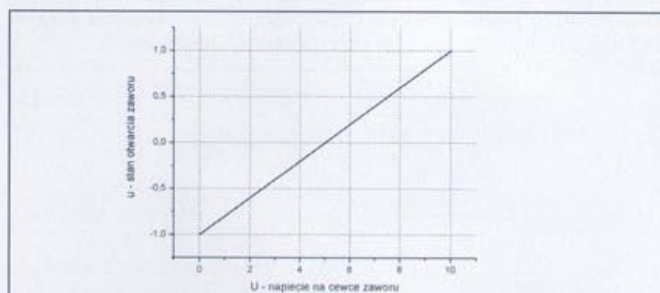
$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3)$$

Opis masowego natężenia przepływu w zaworze proporcjonalnym przedstawiają zależności:

$$\frac{dm_1}{dt} = \begin{cases} \rho_0 C_m p_v \sqrt{1 - \left( \frac{p_1 - b}{1 - b} \right)^2} u \\ 0 \\ \rho_0 C_m p_1 u \end{cases} \quad \frac{dm_2}{dt} = \begin{cases} -\rho_0 C_m p_v \sqrt{1 - \left( \frac{p_2 - b}{1 - b} \right)^2} u \\ 0 \\ -\rho_0 C_m p_2 u \end{cases} \quad (4)$$

gdzie:

$$u = f(U) \quad (5)$$



Rys. 4 Funkcja stanu otwarcia zaworu w zależności od napięcia na cewce zaworu

Część mechaniczna układu opisana została równaniami Newtona:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = A_1 p_1 - A_2 p_2 - F_T - F_Z \quad (6)$$

gdzie:

F<sub>z</sub> – siła zewnętrzna obciążająca napęd:  
 $F_z = f m_o g \quad (7)$

F<sub>T</sub> – siła tarcia:  
 $F_T = F_w + F_f + F_C \quad (8)$

gdzie:  
 $F_w = f_w \frac{dx}{dt} \quad (9)$

$$F_f = f_p |\Delta p| \quad (10)$$

$$F_C = \rho_v A \frac{k_m}{100} \quad (11)$$

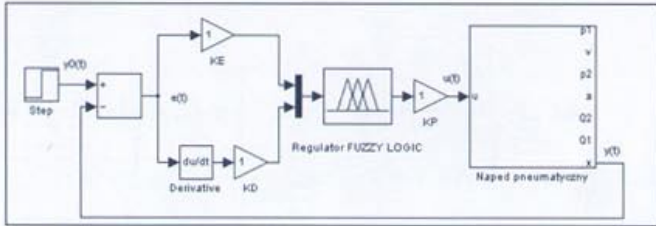
**Model w programie Matlab-Simulink**

Model matematyczny siłownika pneumatycznego i zaworu proporcjonalnego został zaimplementowany do programu Matlab-Simulink. Został stworzony model zaworu o trzech wejściach p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub> oraz u i dwóch wyjściach m<sub>1</sub>, m<sub>2</sub>. Siłownik beztłoczkowy posiada dwa wejścia m<sub>1</sub>, oraz m<sub>2</sub> i pięć wyjść p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub>, x, a, v.

W badaniach symulacyjnych przyjęto następujące wartości parametrów:

- d=0,025 [m] – średnica cylindra siłownika
- L<sub>o</sub>=0,02 [m] – obszar martwy
- L= 0,6 [m] – długość siłownika
- M=3,5 [kg] – masa osprzętu
- p<sub>v</sub>=6e5 [Pa] – ciśnienie zasilania
- κ=1,4 – wykładnik adiabaty

$R=287$  [Nm/kgK] – stała gazowa  
 $T=293$  [K] – temperatura powietrza  
 $\rho_0=1,2$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstość powietrza przy  $T_0=293$  [K] i  $p_0=1e5$  [Pa]  
 $C_m=14e-9$  [m<sup>4</sup>s/kg] – przewodność dźwiękowa  
 $b=0,28$  – krytyczny stosunek ciśnień  
 $f=0,6$  – współczynnik tarcia suwnego  
 $f_p=4e-5$  [N/Pa] – współczynnik tarcia od różnicy ciśnień  
 $f_w=70$  [kg/s] – współczynnik tarcia wiskotycznego  
 $k_m=10$  – część maksymalnej siły [%] biorącej udział w  $F_c$

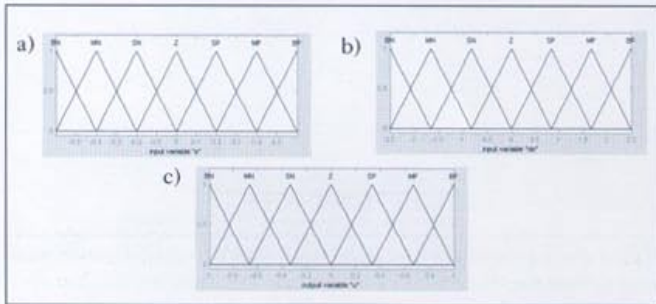


Rys. 5 Rozmyty regulator PD

Z modeli, beztłoczkowego siłownika pneumatycznego i zaworu proporcjonalnego zbudowano napęd pneumatyczny wraz z regulatorem rozmytym FLC (Fuzzy Logic Controller) typu PD rys. 5.

**Regulator rozmyty FLC**

Zaproponowano regulator FLC typu Mamdaniego o dwóch wejściach  $e(t)$  (uchyb) i  $De(t)$  (zmiana uchybu) oraz jednym wyjściu  $u(t)$ . Sygnały wejściowe i wyjściowe regulatora poddano procesowi rozmywania z równomiernym rozmieszczeniem 7 zbiorów rozmytych typu trójkąt o funkcjach przynależności jak na rys. 6.



Rys. 6 Rozmywanie a) wejścia  $e(t)$ , b) wejścia  $De(t)$ , wyjścia  $u(t)$

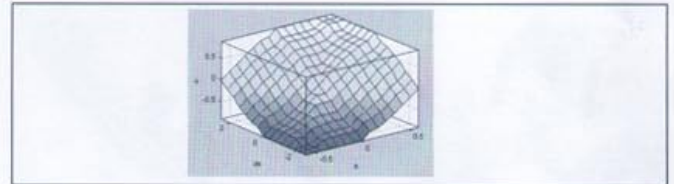
Wykorzystano bazę 49 reguł Mac Vicara-Whelena opisanej w tabelicy decyzyjnej rys. 7.

$\Delta e \setminus e$	BN	MN	SN	Z	SP	MP	BP
BN	BN	BN	BN	BN	MN	SN	Z
MN	BN	BN	MN	MN	SN	Z	SP
SN	BN	MN	SN	SN	Z	SP	MP
Z	BN	MN	SN	SN	Z	SP	MP
SP	MN	SN	Z	SP	SP	MP	BP
MP	SN	Z	SP	MP	MP	BP	BP
BP	ZSP	MP	BP	BP	BP	BP	

Rys. 7 Tablica decyzyjna

Skróty użyte do opisu reguł rozmytych:  
 BN – big negativ (duży ujemny)  
 MN – medium negativ (średni ujemny)  
 SN – small negativ (mały ujemny)  
 Z – zero (zerowy)  
 SP – small positiv (mały dodatni)  
 MP – medium positiv (średni dodatni)  
 BP – big positiv (duży dodatni)

Wartości uchybu  $e(t)$ , zmiany uchybu  $De(t)$  i wyjścia  $u(t)$  wyznaczono na podstawie analogii do wcześniej zbudowanego regulatora PID. Na rys. 8 przedstawiona została powierzchnia przetwarzania zbudowanego regulatora FLC. W procesie przetwarzania rozmytego zastosowano wyznaczanie poziomu zapłonu typu *min*, implikacji rozmytej typu *min* oraz agregacji poszczególnych wyjść reguły typu *max*. W celu uzyskania ostrej wartości wyjścia zastosowano metodę środka obszaru COA (*Center of Area*). W regulatorze rozmy-



Rys. 8 Powierzchnia przetwarzania

tym PD wartości nastaw  $k_p$  i  $k_d$  zostały dobrane dla rozmytego regulatora PD przy użyciu bloku NCD w programie Matlab-Simulink i wynoszą  $k_p=2$ ,  $k_d=0,2$ .

**Badania symulacyjne**

Zostały przeprowadzone symulacje z regulacją przestawną i nadążną. W celu sprawdzenia jakości sterowania serwonapędem elektropneumatycznym dokonano zadania polioptymalizacji i przyjęto następujące wskaźniki jakości:

- a) czas regulacji  $T_R$
- b) przeregulowanie  $\delta$

$$\delta = \frac{y_m - y_0}{y_0} \cdot 100\% \tag{15}$$

- c) błąd statyczny (uchyb)  $e$

$$e_{st} = |y(t) - y_0| \tag{16}$$

- d) zmodyfikowane kryterium Sartoriusa

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \tag{17}$$

- e) całka z kwadratu błędu regulacji

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) dt \tag{18}$$

- f) całka z iloczynu czasu i błędu regulacji

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt \tag{19}$$

- g) całka z iloczynu kwadratów czasu i błędu regulacji

$$ITAE = \int_0^{\infty} t^2 |e(t)| dt \tag{20}$$

Dodatkowo dla regulacji nadążnej wprowadzono kryteria:

- h) bezwzględna odchyłka nadążania sygnału położenia

$$\epsilon_s = \frac{\sum_{i=1}^N |s_0[i] - s[i]|}{N} \tag{21}$$

gdzie:

$N$  – ilość punktów pomiaru

- i) bezwzględna odchyłka nadążania sygnału prędkości

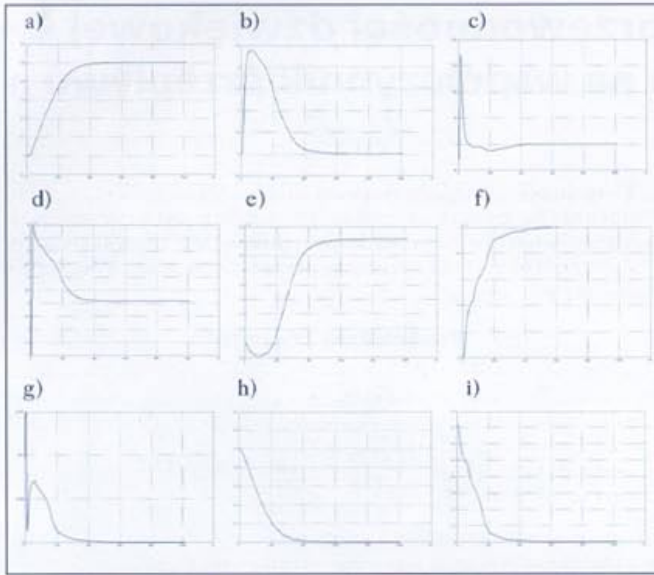
$$\epsilon_v = \frac{\sum_{i=1}^N |v_0[i] - v[i]|}{N} \tag{22}$$

**Wyniki badań**

Zostało przeprowadzonych szereg symulacji serwonapędu elektropneumatycznego z regulatorem PD i rozmytym regulatorem PD. W układzie pozycjonowania z regulatorem PD występują przeregulowania, układ nie jest odporny na zmiany obciążenia masowego oraz występuje niedoregulowanie do wartości zadanej. Przykładowe wykresy na rys. 9 zostały wykonane dla regulacji przestawnej do pozycji 0,5 m z rozmytym regulatorem PD. Na rys.10 znajdują się wyniki regulacji przestawnej i nadążnej z obciążeniem masowym 0-16,5 kg zadawanym po 0,25 m ruchu siłownika.

**Sterowanie manipulatorem tripod**

W oparciu o analizę sterowania jednoosiowym, pneumatycznym układem napędowym z regulatorem FLC typu PD został stworzo-



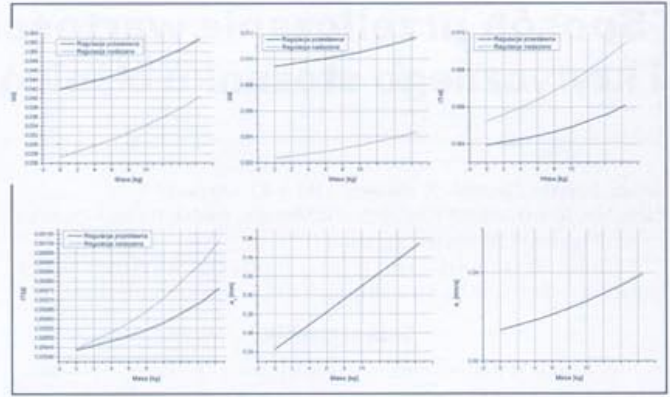
Rys. 9 Wykresy w funkcji czasu a) położenia, b) prędkości, c) przyspieszenia, d) ciśnienia w 1 komórce, e) ciśnienia w 2 komórze, f) masowego natężenia przepływu w 1 komórze, g) masowego natężenia przepływu w 2 komórze, h) błędę statycznego (uchybu), i) sygnału sterującego z-worcjonalnym

Regulacja przestawna na rozmytym sterowniku PD						
Masa [kg]	$T_R$ [s]	$\delta$ [%]	IAE	ISE	ITAE	ITSE
0	0,57	0	0,04197	0,009440	0,003949	0,0004372
5	0,58	0	0,04426	0,009940	0,004342	0,0004967
7,5	0,58	0	0,04561	0,010210	0,004596	0,0005341
10	0,59	0	0,04719	0,010520	0,004901	0,0005794

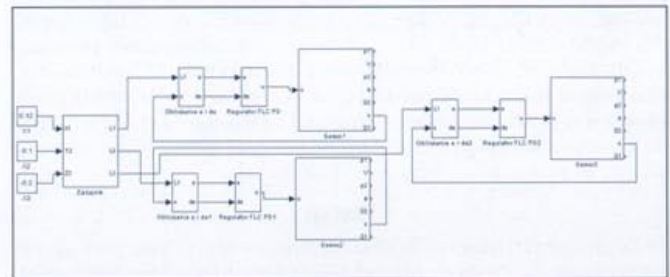
**Działanie układu**

Na rysunku 7 pokazano przykładowe przebiegi sygnałów  $u_1, u_2, u_3$ . Wzrost przepływu w  $m^3/h$  ( $l/min$ ) cieczy o gęstości  $1000 kg/m^3$  i lepkości  $10^{-6} m^2/s$  przepływającej przez element i wyśnięcia 1kG/cm<sup>2</sup>. W rzeczywistości strumienia masy  $\dot{m}$  do strumienia odniesienia. Obecnie stosuje się strumień izentropowy. Zmierzona jest eksperymentalnie. Jest największą wartością stosunku elementem ( $b < 1$ ), przy której występuje przepływ niezależny od stosunku  $C$  jest stosunkiem strumienia a przed elementem i gęstości gazu  $\rho$  i gęstości obu wielkości wyznaczone są lokalne parametry gazu, które występują w punkcie przepływu, gdyby gaz w tym punkcie został zatrzymany przepływu [9]. Norma PN-92/M-73763

[3] Grymek Sz., Kiczowski T.: Application of ANN to the Selection of a Valve from the Catalogue. In Springer-Verlag series: Perspectives in Neural Computing. London 1998, p. 851-856.  
 [4] Grymek Sz., Kiczowski T.: Metody obliczeń i doboru rozdzielaczy. Analiza możliwości zastosowania w systemach CAD. Materiały XI Konferencji „PNEUMA'98”. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej. Koszalin 1998, s. 24-30.  
 [5] Grymek Sz., Kiczowski T.: About certain optimisation task in pneumatics. In Nikos E. Matorakis (Ed.): Systems and Control: Theory and Applications. WSES Press 2000, p.316-319.  
 [6] Iwaszko J.: Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne. Prace naukowe, Mechanika Z.177. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.  
 [7] Kiczowski T., Tarnowski W., Grymek Sz.: Robust Procedure for Flow Coefficient Calculation. In Nikos E. Matorakis (Ed.): Recent Advances in Simulation, Computational Methods and Soft Computing. WSEAS Press 2002, p.152-155



Rys. 11 Wykresy wskaźników jakości w funkcji masy obciążającej



Rys. 12 Układ sterowania FLC PD manipulatorem tripod

gdzie:

$L1, L2, L3$  – wysunięcie 1, 2, 3 silownika ( $XA, YA, ZA$ ), ( $XB, YB, ZB$ ), ( $XC, YC, ZC$ ) – współrzędne punktów A, B, C manipulatora  
 $(X1, Y1, Z1)$  – współrzędne punktu zadanego przemieszczenia końcówki manipulatora  
 $U$  – silnikiem krokowym pneumatycznym jako członem wykonawczym, który jest sterowany sygnałem  $u_1$  według algorytmu opisanego powyżej.

**Podsumowanie**

W artykule przedstawiono rozwiązanie przepływu gazu przez element i wyśnięcia 1kG/cm<sup>2</sup> definiowany [6] jako stosunek przepływającego przez element do strumienia odniesienia. Wartość współczynnika wyznaczonego jest krytyczny stosunek ciśnień  $b_c$  ciśnienia statycznych po i przed elementem. Przewodność dźwiękowa masy gazu do iloczynu ciśnienia w warunkach normalnych. Wyniki eksperymentalne. Parametry spęczenia są to lokalne parametry gazu w punkcie przepływu w danym punkcie pola przepływu. Został sprężony izentropowo w celu pomiaru realizowany zgodnie z normą PN-92/M-73763

# Sposób przeliczania wartości przewodności dźwiękowej $C$ i krytycznego stosunku ciśnień $b$ na współczynnik przepływu $\mu$

dr inż. Szymon Grymek\*\*, dr inż. Tomasz Kiczowski\*\*

\*Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Gdańska, e-mail: sgrymek@sunrise.pg.gda.pl

\*\*Katedra Systemów Sterowania, Politechnika Koszalińska, e-mail: kiczko@lew.tu.koszalin.pl, www.tu.koszalin.pl/~kpst/

## Streszczenie

W przypadku symulacyjnej weryfikacji osiągnę napędu pneumatycznego jednym z problemów jest, stosowany w praktyce, różny opis właściwości przepływowych elementów. Inne wielkości stosuje się w procesie obliczeń i doboru elementów z katalogu, a inne w symulacji komputerowej, zaś jeszcze inne zaleca aktualna norma PN-92/M-73763 (ISO 6358). W pracy zaproponowano algorytm przeliczania wartości przewodności dźwiękowej  $C$  i krytycznego stosunku ciśnień  $b$  zalecanych przez normę na współczynnik przepływu  $\mu$  wykorzystywany w symulacji komputerowej. Ze względu na iteracyjność części obliczeń zaprojektowano i wyuczono sztuczną sieć neuronową realizującą powyższe zadanie.

## Wstęp

Jednym z podstawowych problemów pojawiających się przy próbie weryfikacji na drodze obliczeniowej (symulacji komputerowej) osiągnę projektowanego pneumatycznego układu napędowego [5] są różnice w opisie właściwości przepływowych elementów pneumatycznych. W procesie obliczeń i doboru elementów z katalogu wykorzystywane są [4]:

- średnica przyłącza rozdzielacza  $d_1^1$ ,
  - objętościowe natężenie przepływu powietrza w warunkach normalnych  $Q_v^2$ ,
  - współczynnik wymiarowy zaworu  $K_v$  (wg normy VDI/VDE 2173)<sup>3</sup>.
- W przypadku symulacji komputerowych, gdzie jest wykorzystywany model różniczkowy zaproponowany przez E.W.Gerc [1, 2], właściwości przepływowe opisuje współczynnik przepływu  $m^4$ . Współczynnik ten ( $m$ ) nie jest podawany jednak w katalogach i nie jest możliwym wyznaczenie go na podstawie wielkości wyznaczanych w procesie obliczeń i doboru elementów z katalogu.

Aktualna norma PN-92/M-73763<sup>5</sup> (będąca odpowiednikiem normy ISO 6358) zaleca stosowanie przewodności dźwiękowej  $C$  i krytycznego stosunku ciśnień  $b$ . Wielkości te są podawane w katalogach przez niektóre firmy [6] i umożliwiają wyznaczenie współczynnika przepływu  $m$ . Brak jednak było dotychczas sposobu wyznaczenia ich wartości w procesie doboru elementów (na podstawie wymagań stawianych przed układem).

Zaproponowany w [8] sposób daje możliwość określenia wartości  $C$  i  $b$  na podstawie wartości innych wielkości wyznaczanych w procesie doboru elementów. Tym samym możliwym staje się również wyznaczenie

$Y$  – stosunek ciśnień absolutnych spiętrzenia na wyjściu i wejściu elementu (dla komory napełnianej z instalacji jest to stosunek ciśnienia powietrza w komorze do ciśnienia panującego w instalacji).

Zależność na masowe natężenie przepływu zgodna z PN-92/M-73763 ma postać:

$$\dot{m} = \frac{p_1}{\sqrt{T_0}} \rho_{ANR} \sqrt{T_{ANR}} Y_{st} \quad (3)$$

$$Y_{st} = \begin{cases} C & \text{dla } 0 \leq p_2/p_1 \leq b \\ C \sqrt{1 - \left( \frac{p_2/p_1 - 1}{1-b} \right)^2} & \text{dla } b < p_2/p_1 \leq 1 \end{cases} \quad (4)$$

gdzie:

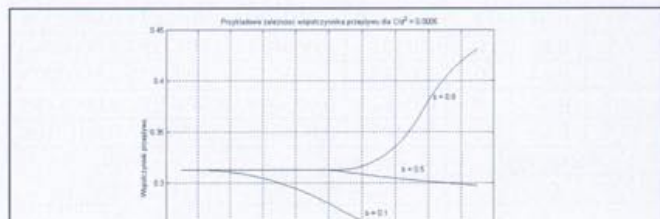
- $C$  – przewodność dźwiękowa elementu,
- $p_1$  – absolutne ciśnienie statyczne przed elementem<sup>7</sup>,
- $p_2$  – absolutne ciśnienie statyczne za elementem<sup>7</sup>,
- $T_0$  – bezwzględna temperatura gazu przed elementem<sup>7</sup>,
- $\rho_{ANR}$  – gęstość gazu w warunkach znormalizowanej atmosfery odniesienia ANR<sup>8</sup>,
- $b$  – krytyczny stosunek ciśnień.

Zastąpienie w obliczeniach symulacyjnych zależności (1) opisującej masowe natężenie przepływu w funkcji  $\mu$  zależnością (3) (zgodną z PN-92/M-73763) nie jest możliwe mimo dużego podobieństwa tych zależności. W pierwszej z nich (1) wykorzystuje się ciśnienie absolutne spiętrzenia gazu (liczone jest ono w modelu E. W. Gerc), a w drugiej (3) absolutne ciśnienie statyczne.

Z powyższego wynika potrzeba stworzenia sposobu przeliczania wartości wielkości opisujących właściwości przepływowe elementów (co jest możliwe dla wartości przewodności dźwiękowej  $C$  i krytycznego stosunku ciśnień  $b$  [6]) na współczynnik przepływu  $\mu$ .

## Wymagania

Zadaniem, jakie powinna rozwiązywać poszukiwana procedura, jest przeliczenie wartości przewodności dźwiękowej  $C$ , krytycznego stosunku ciśnień  $b$ , średnicy przekroju  $d$  i stosunku ciśnień absolutnych spiętrzenia  $Y$  na wartość współczynnika przepływu  $\mu$  (rys. 1).



- wprowadza dodatkowe błędy obliczeń, wynikające z nieuniknionych błędów aproksymacji,
- nie umożliwia wygenerowania równomiernego (względem wartości  $Y$ ) zbioru punktów ułatwiających aproksymację (i często zmniejszających jej błędy).

Powyższe było przyczyną podjęcia prób znalezienia algorytmu pozwalającego bezpośrednio wyznaczyć wartość współczynnika przepływu  $\mu$ .

**Proponowany algorytm**

Poniżej przedstawiono proponowany algorytm, będący modyfikacją algorytmu dostępnego w literaturze [6]. Danymi wejściowymi są  $C/d^2$ ,  $b$ ,  $Y$ . Obliczenia są prowadzone w następujący sposób:

1. Wyznaczamy maksymalną liczbę Macha:

$$M_{max} = \sqrt[1 + \frac{32(\kappa-1) \left( \frac{C \cdot p_{ANR}}{d^2 \pi} \right)^2}{\kappa \cdot R T_{ANR}} - 1]{\kappa - 1} \quad (5)$$

2. Wyznaczamy graniczną wartość stosunku ciśnień spiętrzenia:

$$Y_{gr} = b \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_{max}^2 \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \quad (6)$$

3. Jeżeli  $Y < Y_{gr}$  to dla  $Y \leq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

wartość współczynnika przepływu wyznaczamy ze wzoru

$$\mu = \frac{M_{max} \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_{max}^2 \right)^{\frac{\kappa+1}{2(1-\kappa)}}}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}} \cdot \varphi(Y_{gr})} \quad (7)$$

zaś dla  $Y > \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  z zależności

$$\mu = \frac{M_{max} \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_{max}^2 \right)^{\frac{\kappa+1}{2(1-\kappa)}}}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}} \cdot \varphi(Y)} \quad (8)$$

6. Jeżeli  $Y > Y_{gr}$  to wyznaczamy liczbę Macha z równania

$$Y = \left( b + (1-b) \cdot \sqrt{1 - \frac{\pi \cdot M \sqrt{\kappa \cdot R T_{ANR}}}{4 p_{ANR} \cdot \frac{C}{d^2}} \cdot \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right)} \right) \cdot \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \quad (9)$$

i dla  $Y \leq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

wartość współczynnika przepływu wyznaczamy ze wzoru

$$\mu = \frac{M \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{\kappa+1}{2(1-\kappa)}}}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}} \cdot \varphi(Y_{gr})} \quad (10)$$

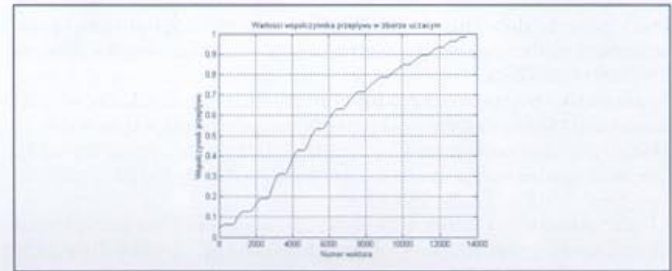
zaś dla  $Y > \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  z zależności

$$\mu = \frac{M \cdot \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{\kappa+1}{2(1-\kappa)}}}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}} \cdot \varphi(Y)} \quad (11)$$

Istotną, z punktu widzenia wspomaganie komputerowego, niedogodnością prezentowanego algorytmu jest konieczność iteracyjnego rozwiązywania równania (9).

**Sposób wyznaczania wartości współczynnika przepływu  $\mu$**

W związku ze wspomnianą wyżej niedogodnością zdecydowano się zweryfikować możliwość wykorzystania sztucznej sieci neuronowej (ANN) do aproksymacji zależności  $\mu = f(C/d^2, b, Y)$ . Przykładowe



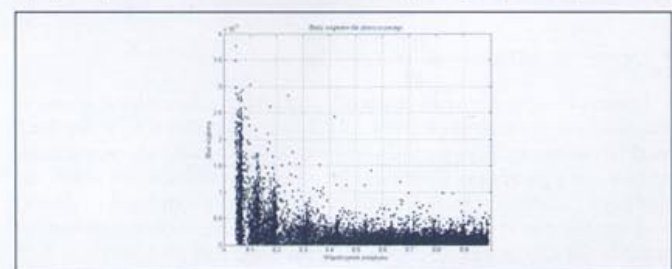
Rys. 2 Wartości współczynnika przepływu  $\mu$  w zbiorze uczącym

przebiegi aproksymowanych zależności pokazano na rysunku 1. Stosując prezentowany algorytm (patrz punkt 3) wygenerowano zbiór uczący liczący 13440 wektorów. Pokrywa on w miarę równomiernie szeroki zakres  $\mu$  (patrz rysunek 2 – linia ciągła jest efektem liczebności zbioru). Zakres zmian wielkości niezależnych był następujący:  $C/d^2 = 1 \times 10^{-4} - 25 \times 10^{-4}$  co  $2 \times 10^{-4}$ ,  $b = 0 - 0.95$  co  $0.05$ ,  $Y = 0.05 - 0.99$  co  $0.02$ . W celu zagęszczenia małych wartości  $\mu$  do zbioru uczącego dodano wektory dla  $C/d^2 = 2 \times 10^{-4}$ .

W efekcie prac projektowych określono wymaganą strukturę jednokierunkowej sztucznej sieci neuronowej jako sieci z dwiema warstwami ukrytymi, trzema wejściami, jednym wyjściem. W pierwszej warstwie ukrytej przyjęto 81 neuronów, a w drugiej – 9. Obie warstwy ukryte oraz warstwa wyjściowa posiadają jednostki progujące. W warstwie wyjściowej neuron posiada liniową funkcję aktywacji. Pozostałe neurony posiadają funkcje aktywacji typu tangens hiperboliczny. Tak określona sieć była uczona przy użyciu algorytmu Levenberga – Marquarda i po 1000 epokach uzyskała założony średni błąd kwadratowy na poziomie  $8.18 \times 10^{-9}$ . Maksymalny błąd względny ANN, rozumiany jako stosunek różnicy wartości uzyskanych z ANN i z proponowanego algorytmu (zbioru uczącego) do wartości zbioru uczącego, wynosił  $37.6 \times 10^{-4}$  (patrz rysunek 3). Dla potrzeb testów wygenerowano zbiór liczący 54 wektory, na którym uzyskano maksymalny błąd względny  $7.7 \times 10^{-4}$ .

**Podsumowanie**

Zaproponowany w pracy algorytm przeliczania przewodności dźwiękowej  $C$  i krytycznego stosunku ciśnień  $b$  na współczynnik przepływu  $\mu$  pozwala na zmniejszenie nakładów obliczeniowych potrzebnych na realizację tego zadania oraz na uniknięcie procesu aproksymacji zależności. Równocześnie przeprowadzone z wykorzystaniem prezentowanego algorytmu obliczenia pozwoliły na wygenerowanie danych do wyuczenia sztucznej sieci neuronowej. Uzyskana ANN charakteryzuje się małym (poniżej 0.4%) błędem względnym i może być praktycznie stosowana do obliczeń wspomaganym komputerowo.



Rys. 3 Błąd względny wyznaczenia współczynnika przepływu  $\mu$  dla ANN

<sup>1</sup> jest to najczęściej średnica gwintu służącego do wkręcenia króćca. Rzeczywista średnica przepływu zależy od zastosowanego króćca i przewodu.

<sup>2</sup> objętościowe natężenie przepływu powietrza przez element przy nadciśnieniu 0.6 MPa (niektórzy producenci stosują nadciśnienie

1) ustalony:

$$h > 0 \Rightarrow p_z > p_d > p_k > p_a \quad \dot{m}_k = \dot{m}_{i,j} \text{ dla } P_r(t) = const \text{ dla } P_r(t) = const$$

- prawidłowa praca podpory

$$h = 0 \Rightarrow p_a = p_d = p_k \quad \dot{m}_{i,j} = 0 \text{ dla } P_r(t) = P_{r,max}$$

- przeciążenie podpory

2) przejściowy:

$$h - \Delta h \Rightarrow p_k + \Delta p_k ; \dot{m}_{i,j}$$

maleje, dla rosnącego  $P_r(t)$  - przybliżanie podpory do podstawy

$$h + \Delta h \Rightarrow p_k - \Delta p_k ; \dot{m}_{i,j}$$

rośnie, dla malejącego  $P_r(t)$  - oddalanie podpory od podstawy

gdzie:

$\Delta h$  - przyrost (spadek) wysokości szczeliny powietrznej

$\Delta p_k$  - przyrost (spadek) wartości ciśnienia w komorze nośnej podpory

$\dot{m}_{i,j}$  - strumienia masy powietrza płynącego przez elementarny prostokąt  $D_{i,j}$

$$D_{i,j} = \left\{ (x,y) : x_{i-\frac{1}{2}} \leq x \leq x_{i+\frac{1}{2}}, y_{j-\frac{1}{2}} \leq y \leq y_{j+\frac{1}{2}} \right\}$$

Literatura

[1] Gerc E.W. Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie. WNT Warszawa 1973.

[2] Gerc E.W. Dinamika pneumaticzna. Wprowadzono analizę warunków pracy płaszczyznowej podpory współrzędnościowej. Przedstawiono wyniki badania związane z przepływem powietrza przez układ podpora - linia powietrzna - podstawa.

Przedmiot badań

Na rysunku 1 przedstawiono czwartą część prostokątnej powierzchni roboczej podpory podzieloną za pomocą siatki dyskretyzacji, za pomocą której dokonano podziału powierzchni roboczej podpory. Ponieważ geometria powierzchni roboczej podpory (rozłożenie otworów zasilających i mikrokanałów) jest centralnie symetryczna, to wystarczy wyznaczyć rozkład ciśnienia dla czwartej części powierzchni roboczej podpory

określenie:

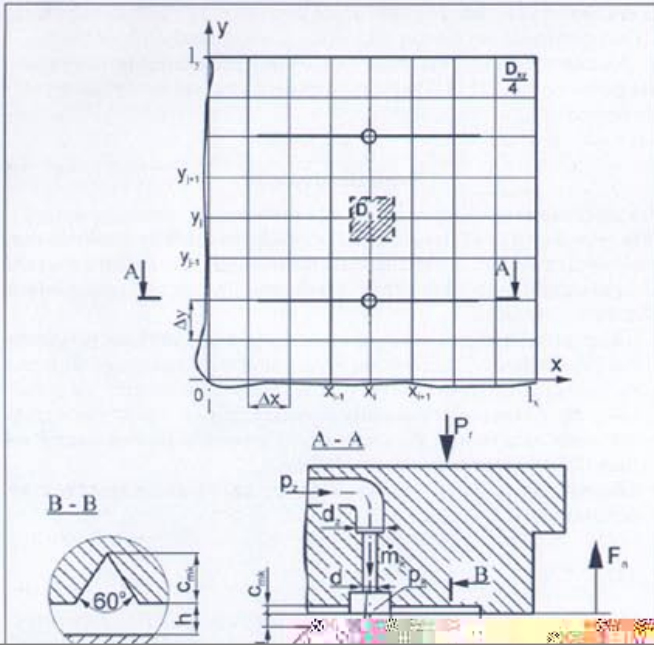
- rozkładu ciśnienia powietrza  $p$  w szczelinie i wynikającą z tego rozkładu siły nośnej  $F_p$ ,
- strumienia masy zużywanego gazu,

- sztywności układu  $j = \frac{dF_p}{dh}$ .

Poszukiwanie wartości ciśnienia powietrza w szczelinie odbywa się do wyznaczenia wartości dyskretnych ciśnień  $\bar{p}_{i,j}$  w siatki dyskretyzacji, za pomocą której dokonano podziału powierzchni roboczej podpory. Ponieważ geometria powierzchni roboczej podpory (rozłożenie otworów zasilających i mikrokanałów) jest centralnie symetryczna, to wystarczy wyznaczyć rozkład ciśnienia dla czwartej części powierzchni roboczej podpory

$$0 \leq x \leq l_x, 0 \leq y \leq l_y$$





gdzie:

$$C = \frac{h^3 \cdot \rho_a}{24\mu \cdot p_a} \quad C_1 = \frac{f_x \cdot p_a}{2\mu \cdot p_a}$$

$\mu$  - lepkość dynamiczna  $\left[ \frac{Ns}{m^2} \right]$

$\rho_a$  - gęstość powietrza atmosferycznego  $[kg/m^3]$

Strumień masy powietrza  $\dot{m}_k$  płynącego przez element dławiący opisuje równanie:

$$\dot{m}_k = \xi \cdot \dot{m}_{kr} \cdot \Theta \left( \frac{p_d}{p_z} \right) \quad (3)$$

gdzie:

$\xi$  - współczynnik wypływu wyznaczany eksperymentalnie  $0,7 \leq \xi \leq 0,9$ ;

$\Theta \left( \frac{p_d}{p_z} \right) = \sqrt{1 - \left( \frac{p_d}{p_z} \right)^4}$  - funkcja wypływu;

$\dot{m}_{kr}$  - krytyczny przepływ strumienia masy przez otwór dławiący (kapilarę) o średnicy  $d$

gdzie:

$\psi_{i,j}$  – wyrażenie zależne od występowania otworu zasilającego w węźle:

$$\psi_{i,j} = P_z \cdot \omega \cdot \Theta \left( \frac{p_d}{p_z} \right)$$

jeżeli punkt  $(x_p, y_p)$  jest węzłem siatki położonym w otworze zasilającym szczelinę,

$\psi_{i,j} = 0$  w pozostałych węzłach siatki.

$a_{i,p}, b_{i,p}, c_{i,p}, d_{i,p}, e_{i,p}$  - współczynniki stałe dla każdego węzła siatki, zależne od rozmieszczenia mikrokanalów na powierzchni roboczej podpory.

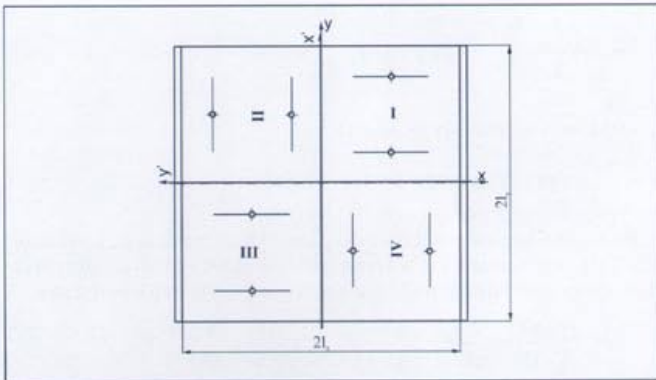
W celu wyznaczenia dyskretnych ciśnień  $\bar{p}_{i,j}$  dla powierzchni (I) roboczej podpory (rysunek 2):

$$0 \leq x \leq l_x, 0 \leq y \leq l_y$$

należy rozwiązać  $m \times n$  nieliniowych równań różnicowych w postaci (5) i  $(m+n+1)$  zależności wynikających z równości ciśnień w węzłach położonych na obwodzie powierzchni roboczej podpory z ciśnieniem atmosferycznym:

$$P_{m,j} = 1; \quad 0 \leq j \leq n$$

$$P_{i,m} = 1; \quad 0 \leq i \leq m$$



Rys. 2 Powierzchnia robocza podpory

Do wyznaczenia dyskretnych ciśnień  $\bar{p}_{i,j}$  dla powierzchni (III) roboczej podpory wykorzystano zależności wynikające z warunku symetrii geometrii powierzchni roboczej podpory:

$$P_{i,j} = P_{i,j} \quad 0 \leq i \leq m \quad 0 \leq j \leq n$$

W celu wyznaczenia dyskretnych ciśnień  $\bar{p}_{i,j}$  dla powierzchni (II) i (IV) wprowadzono pomocniczy układ współrzędnych z osiami  $x'$  i  $y'$ . Następnie odwzorowano w nim dyskretno ciśnienia otrzymane dla powierzchni (I) i (III) z zachowaniem związku między współrzędnymi:

$$x_i = x'_i, y_i = y'_i$$

### Podsumowanie

Przedstawiona numeryczna metoda rozwiązania równania opisującego przepływ powietrza w układzie podpora-szczelina powietrzna-podstawa umożliwi uzyskanie przydatnych praktycznie rozwiązań. Dzięki uzyskanym obliczeniom zostaną opracowane następujące charakterystyki:

- przestrzenny rozkład ciśnienia powietrza  $p$  w szczelinie powietrznej przedstawiony za pomocą wykresu aproksymującego wartości ciśnienia pomiędzy obliczonymi w węzłach siatki dyskretyzacji wartościami dyskretnego ciśnienia powietrza  $\bar{p}_{i,j}$ ,
- zależność siły nośnej  $F_n$  i wysokości szczeliny powietrznej  $h$  od wartości ciśnienia w punkcie zasilania  $p_d$ ,
- zależność siły nośnej  $F_n$  od wysokości szczeliny powietrznej  $h$  (sztywność podpory

$$j = \frac{dF_n}{dh}$$

Opracowane charakterystyki będą porównane z charakterystykami uzyskanymi z badań doświadczalnych. Umożliwi to przeprowadzenie weryfikacji wyników uzyskanych z symulacji a w rezultacie metodyki badań numerycznych.

### Literatura:

[1] Kazimierski Z., Krysiński J.: Łożyskowanie gazowe i napędy mikro-turbinowe. WNT, Warszawa 1981  
 [2] Hebda M., Wachal A.: Trybologia. WNT, Warszawa 1980  
 [3] Šenberga S. A., \*ed W. P., Šišeev M. D.: Opory skolženja z gazovoy smazkoj. Izd. Mašinostroenie, Moskva 1979  
 [4] Mikielewicz J.: Maszyny przepływowe. Tom 17. Modelowanie procesów ciepło-przepływowych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich – Wydawnictwo, Wrocław 1995  
 [5] Hušcio T., Siemieniako F.: Physical model of Planar Aerostatic Two-coordinate Basas. Piąte Polsko-Niemieckie Seminarium: Innowacje i postęp w hydraulice i pneumatyce. Warszawa 2003.  
 [6] Hušcio T., Siemieniako F., Karpovich S.: Modelling of aerostatic bearings. Izvestija Belorusskoj In \*enernoj Akademii. 2003, nr 1(15)/4. s.200-202. Sovremennye sredstva svjazi : 8. me \*dunarodnaja nauč7. no-technič eskaja konferencija, Naroč, 20 sentjabrja - 3 oktjabrja 2003.  
 [7] Karpowicz S.E., Żarskij W.W., Liaszuk J.F., Mežynskij J.S.: Precyzyjne systemy współrzędne na zasadzie napędu elektrycznego bezpośredniego działania. Mińsk, GNPKTM „Planar” 2001.

## Pomiary czasu ruchu suwaka w zaworze rozdzielającym

dr hab. inż. Jerzy Iwaszko\*, mgr inż. Tomasz Stanisławski\*\*  
 Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Produkcji:  
 \*Instytut Mechaniki i Konstrukcji,  
 e-mail: j.iwaszko@imik.wip.pw.edu.pl  
 \*\*Instytut Technologii Maszyn,  
 e-mail: tstaniszewski@cim.pw.edu.pl

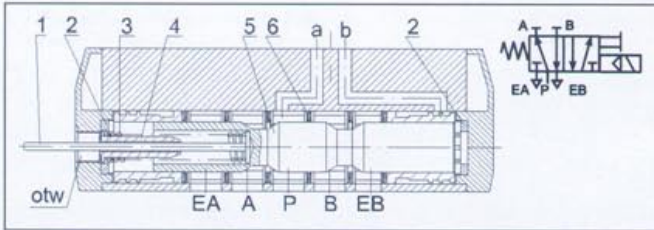
### Streszczenie

Podczas przesterowywania pneumatycznego zaworu rozdzielającego ruch suwaka powoduje pobudzenie korpusu zaworu do drgań. Obiektem badań był zawór rozdzielający 5/2 przesterowywany elektromagnesem, z powrotem sprężynowym. Przeprowadzono rejestrację następujących trzech wielkości podczas pracy zaworu: przyspieszenia korpusu oraz przemieszczenie, suwaka i przemieszczenie korpusu względem nieruchomego układu odniesienia. Na przebiegu przys-

pieszenia udaje się wskazać punkt, w którym suwak rozpoczął ruch, i punkt, w którym ruch się zakończył. Możliwy jest więc pomiar czasu ruchu suwaka w zaworze w sposób „bezinwazyjny”, tj. nie wymagający demontażu zaworu w celu przyłączenia czujników do suwaka.

### Wstęp

Czas zadziałania zaworu rozdzielającego jest jednym z istotnych parametrów funkcjonalnych tego elementu pneumatycznego. Czas ten jest zdefiniowany w [1] jako czas upływający od chwili wysłania sygnału przesterowującego do chwili osiągnięcia w wylotowym otworze zaworu ciśnienia równego 90% wartości ciśnienia zasilania. Czas zadziałania zależy więc zarówno od prędkości ruchu suwaka, w korpusie i kształtu suwaka jak i od objętości przestrzeni, która musi zostać napełniona. Badania wpływu objętości tej przestrzeni były przedmiotem pracy [2]. Prowadząc prace nad zmniejszaniem

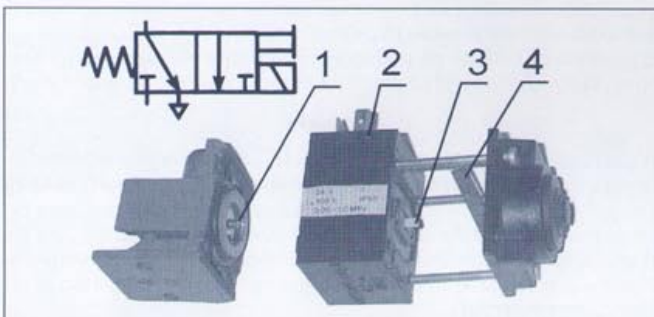


Rys. 1 Badany zawór rozdzielający (zaworu wspomagającego i płyty przyłączeniowej nie pokazano): 1) końcówka rdzenia czujnika przemieszczenia, 2) pierścień amortyzujący, 3) sprężyna, 4) tuleja prowadząca sprężynę, 5) suwak, 6) uszczelka, EA...EB – otwory przepływowe do przyłączenia płyty, a i b – otwory do przyłączenia zaworu wspomagającego

czasu zadziałania, konstruktor powinien dążyć do skrócenia czasu ruchu suwaka, dlatego poprawny sposób pomiaru tego czasu ma duże znaczenie. Instalowanie styków wewnątrz zaworu lub przyłączanie czujnika przemieszczenia do suwaka są sposobami kłopotliwymi. Wymagają demontażu zaworu lub powodują obciążanie suwaka dodatkowymi siłami lub masami. W referacie zaproponowano pomiar czasu ruchu metodą „bezinwazyjną” – za pomocą przyspieszoniomierza przymocowanego do korpusu zaworu. Sposób jest tak prosty, że można go polecić do okresowej kontroli poprawności działania zaworów rozdzielających wprost na stanowisku roboczym, bez wymontowywania zaworu.

**Obiekt badań**

Obiektem badań był zawór rozdzielający suwakowy 5-drogowy dwu-położeniowy, sterowany elektrycznie prądem stałym 24V za pomocą zaworu wspomagającego. Ruch powrotny suwaka był wywoływany za pomocą sprężyny. Zawór był przeznaczony do montażu płytowego i był połączony z płytą o przyłączach G 3/8.



Rys. 2 Zawór wspomagający elektropneumatyczny: 1) grzybek, 2) elektromagnes, 3) trzpień, 4) zwora

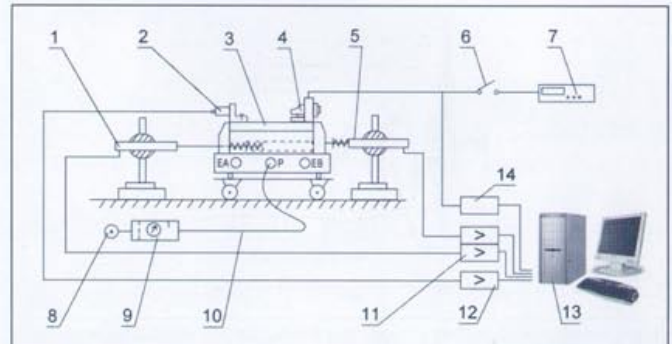
Zawór przygotowany do badania pokazano na rys. 1. Przygotowanie polegało na usunięciu pastylki ze spieku z otworu „otw” (rys. 1) i związaniu rdzenia czujnika przemieszczenia z suwakiem za pomocą cienkiej tarczki. Tarczkę podłożono pod sprężynę, pogłębiwszy uprzednio otwór w suwaku. Dla interpretacji oscylogramów duże znaczenie ma znajomość budowy zaworu wspomagającego, który przedstawiono na rys. 2. Stosunek masy kompletnego zaworu do masy suwaka z przyłączoną końcówką rdzenia był równy ok. 30. Nominalny skok suwaka miał wartość ok. 14 mm.

**Metoda badań**

Badania przeprowadzono na stanowisku zbudowanym wg schematu przedstawionego na rys. 3. Jako zmienną niezależną przyjęto ciśnienie zasilania zaworu, które nastawiano w granicach od 0,2 do 0,7 MPa. Podany przez producenta zakres ciśnień pracy zaworu był natomiast równy od 0,3 do 1 MPa. Pomiarów dokonywano zarówno, gdy zawór był umieszczony na wózku, jak i po sztywnym zamocowaniu do stołu stanowiska. Przebiegi były rejestrowane przy obu kierunkach ruchu suwaka.

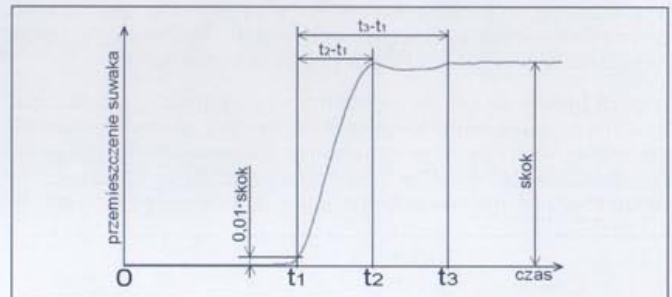
**Badania wstępne**

Przy ciśnieniach zasilania zaworu mniejszych od 0,3 MPa suwak nie wykonywał pełnego skoku. Przy ciśnieniach większych od 0,4 MPa typowy przebieg przemieszczenia suwaka w funkcji czasu miał postać pokazaną na rys. 4. Jego cechą charakterystyczną jest odbicie



Rys. 3 Schemat stanowiska badawczego: 1) czujnik PTx50 firmy Peltron do pomiaru przemieszczenia suwaka, 2) czujnik KD29 firmy Metra Mess und Frequenztechnik Radebeul do pomiaru przyspieszenia korpusu zaworu, 3) badany zawór wraz z płytą przyłączeniową, umieszczony na wózku, otwory przyłączeniowe oprócz otworu P – zaślepienie, 4) zawór wspomagający (patrz rys. 2), 5) czujnik PTx2 do pomiaru przemieszczenia korpusu, 6) wyłącznik, 7) zasilacz DC24V, 8) źródło sprężonego powietrza, 9) blok przygotowania powietrza, 10) cienki elastyczny przewód pneumatyczny, 11) wielokanałowy wzmacniacz z falą nośną MPL 104 firmy Peltron, 12) wzmacniacz firmy Bruel & Kjaer typ 2626, 13) komputer z kartą pomiarową PCL-812PG firmy Advantech, 14) dzielnik napięcia

się suwaka od pierścienia amortyzującego (poz. 2 lewa na rys. 1). W zakresie ciśnień od 0,3 do 0,4 MPa odbicie nie występowało. Odbijanie się suwaka nie jest wadą, o ile nie powoduje przesłaniania przez suwak kanałów przepływowych. Odbicie powoduje niejednoznaczność określenia „czas ruchu suwaka”. Dla jej uniknięcia

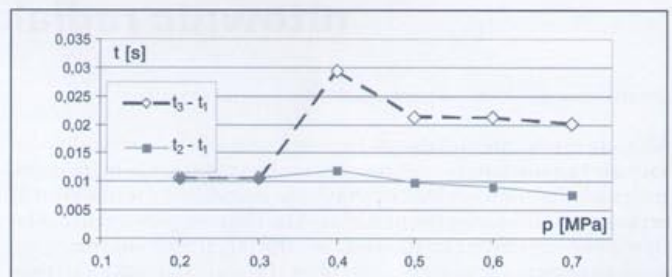


Rys. 4 Przeszyczenie suwaka zaworu w funkcji czasu przy ciśnieniu zasilania 3 0,3 MPa z zaznaczeniem charakterystycznych czasów. Zasilanie cewki zaworu wspomagającego nastąpiło w chwili t=0

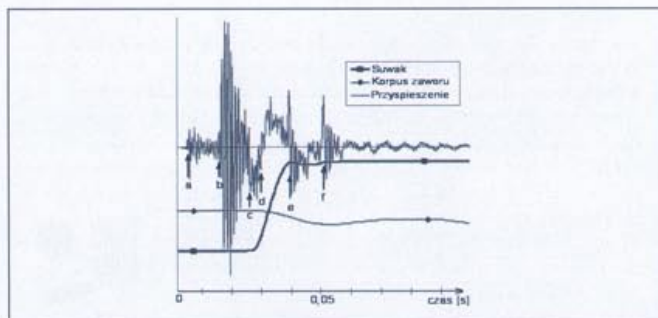
czas ( $t_2 - t_1$ ) nazwano umownym, a czas ( $t_3 - t_1$ ) – całkowitym czasem ruchu suwaka. Zależność tak określonych czasów od ciśnienia zasilania przedstawiono na rys. 5. Czasy odczytano z oscylogramu przemieszczeń suwaka. Nie stwierdzono istotnego wpływu sposobu zamocowania korpusu zaworu na wartość rozpatrywanych czasów. Daje się to wyjaśnić korzystnym stosunkiem masy zaworu z płytą do masy samego suwaka.

**Badania zasadnicze**

Wyniki badań zasadniczych pokazano na rys. 6 i rys. 7. Rys. 6 jest oscylogramem zawierającym przebiegi w funkcji czasu: przyspieszenia korpusu zaworu, przemieszczenia suwaka i przemieszczenia

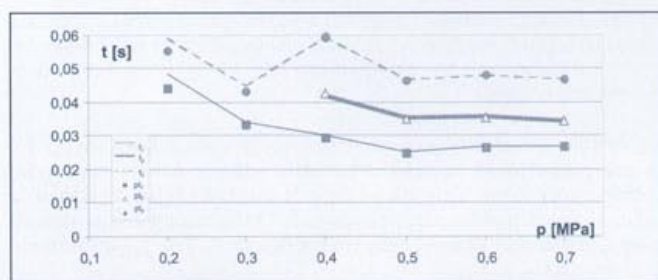


Rys. 5 Czasy ruchu suwaka: ( $t_2 - t_1$ ) – do chwili odbicia, ( $t_3 - t_1$ ) – całkowity czas ruchu. Oznaczenia patrz rys. 4



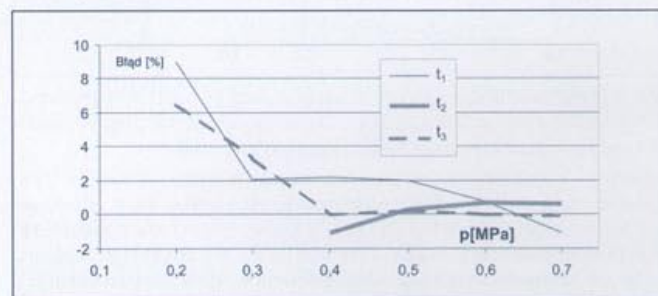
Rys. 6 Przebiegi charakteryzujące działanie zaworu rozdzielającego gdy ruch suwaka odbywa się pod działaniem ciśnienia powietrza, uginanie sprężyny. Na osi pionowej nie zachowano skal

korpusu – obu względem nieruchomego podłoża. Przebieg przyspieszenia zinterpretowano następująco. W chwili  $t = 0$  zostało doprowadzone napięcie do cewki elektromagnesu, a w chwili „a” rosnące wraz z prądem natężenie pola magnetycznego powoduje ruszenie zwory (poz. 4 na rys. 2). W chwili „b” zwora uderza w

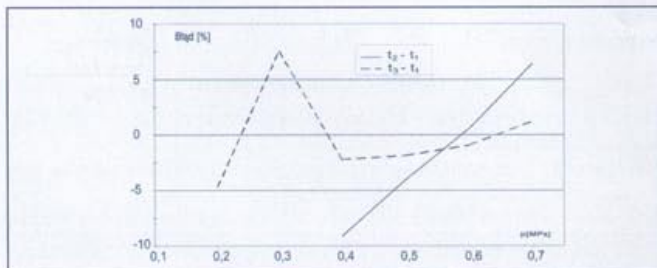


Rys. 7 Czasy  $t_1$ ,  $t_2$  i  $t_3$  oznaczone na rys. 4. Linie – czasy obliczone na podstawie przebiegów przemieszczenia suwaka. Punkty ( $pt_1$ ,  $pt_2$  i  $pt_3$ ) – czasy odczytane na podstawie przebiegów przyspieszenia

trzcinę (poz. 3 na rys. 2), czemu towarzyszą procesy powodujące znaczne przyspieszenie korpusu (kilkanaście g, g – przyspieszenie ziemskie). W chwili „c” następuje ruszenie suwaka w rozdzielaczu. Na odcinku od „c” do „d” suwak porusza się z dodatnim przyspieszeniem, więc przyspieszenie korpusu jest skierowane przeciwnie. W



Rys. 8 Wartości błędów obliczone ze wzoru (1)



Rys. 9 Zależność błędów określania czasów ruchu suwaka: czasu umownego ( $t_2 - t_1$ ) i całkowitego ( $t_3 - t_1$ ) na podstawie przebiegu przyspieszenia korpusu w porównaniu z metodą wykorzystującą przebieg przemieszczenia suwaka

okresie od „d” do „e” suwak hamuje, przy czym występujące w „e” lokalne maksimum przyspieszenia sygnalizuje początek wstępnego ruchu suwaka. Ruch suwaka kończy się w „f” – jest to chwila drugiego lokalnego maksimum przyspieszenia korpusu. Przy ciśnieniu zasilania 0,7 MPa średnia prędkość suwaka jest równa ok. 1,4 m/s. Poprawne zidentyfikowanie charakterystycznych chwil przy powrotnym ruchu suwaka, gdy jest on napędzany sprężyną, jest trudniejsze.

Wprawa nabyta podczas opracowywania wielu oscylogramów umożliwia dobrą identyfikację chwil charakterystycznych dla przemieszczania suwaka. Na rys. 7 podano w funkcji ciśnienia zasilania wartości charakterystycznych czasów określanych na podstawie znajomości przemieszczenia suwaka i na podstawie znajomości przyspieszenia korpusu. Dla ilościowej oceny błędów posłużono się następującym kryterium

$$\text{Błąd [\%]} = \frac{t_{\text{przem}} - t_{\text{przysp}}}{t_{\text{przem}}} \cdot 100\%$$

gdzie:

$t_{\text{przem}}$  – czas obliczony na podstawie przebiegu przemieszczenia suwaka (ten sposób uznano za „wzorcowy”),

$t_{\text{przysp}}$  – czas określony na podstawie przebiegu przyspieszenia korpusu. Tak określony błąd przedstawiono graficznie na rys. 8 i rys. 9.

### Wnioski

Wykazano możliwość określenia czasu ruchu suwaka w korpusie zaworu rozdzielającego metodą pośrednią, polegającą na pomiarze przyspieszenia korpusu. W typowym zakresie ciśnień zasilania zaproponowana metoda zapewnia dokładność lepszą niż 3% (rys. 8). Warunkiem powodzenia jest dobra znajomość budowy zaworu rozdzielającego, niezbędna do prawidłowego zinterpretowania przebiegu przyspieszenia.

### Literatura

- [1] Dokument ISO/DIS 12238 Pneumatic fluid power – Directional control valves – Measurement of shifting time.
- [2] Iwaszko J.: Doświadczalna weryfikacja opisanej w dokumencie ISO/DIS 12238 metody pomiaru czasu zadziałania rozdzielacza. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej, Seria Elektryka 39, str. 103-110, Kielce 2000.

## Ewolucja i różnicowanie napędów nitownic radialnych „TEKOMA”

Jerzy Łunarski, Jerzy Lenczewski, Maciej Łabęda

Metody nitowania radialnego znajdują zastosowanie w wielu operacjach bez udziału łączników nitowych, np. łączenie elementów przez ich deformowanie, kształtowanie zakończeń prętów i rurek, wykorzystanie przewężeń na rurkach i in. Obecne rozwiązania układów wykonawczych i sterowania umożliwiają stosowanie tego procesu do łączenia kruchych elementów (ceramika), miękkich (tworzyw sztucznych) oraz ukierunkowanego deformowania radialnego zakończeń prętów (do 35 mm) i rur (80 – 100 mm).

### Wprowadzenie

Od szeregu lat OBR Podstaw Technologii i Konstrukcji Maszyn TEKOMA Warszawa wytwarza różne odmiany nitownic radialnych, w których system zamiany ruchu obrotowego wrzeciona na ruch wahliwy stempla nitującego realizowany był za pomocą mechanizmu ze ślizgową czaszą kulistą [1]. W nitownicach tych napęd ruchu posuwowego stempla deformującego, wykonującego ruch wahliwy, realizowany był za pomocą siłownika pneumatycznego i dźwigni dwustronnej z jednej strony korpusu nitownicy unoszonej do góry

tłoczkami siłownika, a z drugiej strony (osi obrotu) opuszczającą po prowadnicach układ roboczy ze stemplem deformującym.

### Sformułowanie wymagań

Sterowanie i regulacja takiego napędu stwarzały pewne problemy z następujących powodów:

- Konieczna była realizacja szybkiego dosuwu stempla deformującego do zetknięcia z elementem deformowanym.
- W momencie zetknięcia z elementem deformowanym konieczna była zmiana prędkości dosuwu z szybkiego na posuw roboczy wynikający z dopuszczalnej prędkości obniżania wysokości elementu deformowanego (deformacja przebiegu w kierunku radialnym z jednoczesną zmianą wysokości). Siła przesuwa w tym etapie powinna początkowo wzrastać, aby pokonać wzrastające opory deformowania (spowodowane umacnianiem materiału).
- W końcowym etapie deformowania, aby uniknąć nadmiernego zgniotu i jako jego skutku spękania powierzchni lub stref deformowanych, konieczne jest zmniejszanie siły dociskanej.
- Czas trwania procesu jest ściśle uzależniony od właściwości plastycznych materiału i ukształtowania stref deformowanych. Przeważnie ustala się go eksperymentalnie i powinien być zsynchronizowany z ustalonym lub zmiennym przesułem roboczym stempla dociskanego o dokładnie ustalonej sile wywołującej uplastycznienie materiału w strefie kontaktu i jego płynięciu w kierunku radialnym oraz obniżeniem elementu deformowanego.

W różnych specjalnych operacjach zachodzi konieczność spełnienia innych warunków, na przykład:

- przy łączeniu elementów kruchych (ceramika, szkło) za pomocą deformowanego elementu metalowego, przebieg jego deformowania nie powinien wywierać nacisku na elementy łączone, aby uniknąć ich uszkodzenia [2];
- przy łączeniu elementów, które powinny przemieszczać się względem siebie, deformowanie należy realizować w taki sposób, aby zachować wymagany luz w połączeniu [3];
- w połączeniach elementów pracujących na ścianie należy uzyskać dużą siłę zacisku, wywołującą odpowiednio duże siły tarcia między łączonymi elementami [4] i innymi;

Należy jeszcze dodać, że nitowanie radialne wykonywano w wielu różnych wariantach wykonawczych, umożliwiających wykonywanie połączeń prasowanych radialnie, znacznie różniących się od połączeń nitowych, na przykład:

- zawijanie (na zewnątrz lub do wewnątrz) stref czołowych rur o średnicach do 80 mm i grubościach do 2 mm w celu wykonania odpowiednich kołnierzy [5];
- kształtowanie plastyczne jedno- lub dwustopniowych końcówek o średnicach do 30 mm na końcach prętów o średnicy do 20 mm [6];
- kształtowanie różnych zewnętrznych i wewnętrznych zakończeń metalowych rurek w celu ich wzajemnego łączenia, z zachowaniem szczelności połączenia [7] i innymi.

### Charakterystyka napędów

W zależności od wymagań technologicznych realizowanej operacji, nitownice radialne wykonywano z różnym rozwiązaniem układu napędowego ruchu posuwowego, przy czym stosowano następujące ważniejsze odmiany napędów:

- Napęd pneumatyczny oddzielony od głowicy deformującej, w których ruch i nacisk przekazywany był za pomocą pojedynczej dźwigni dwustronnej lub bardziej złożonego napędu kolanowego [8].

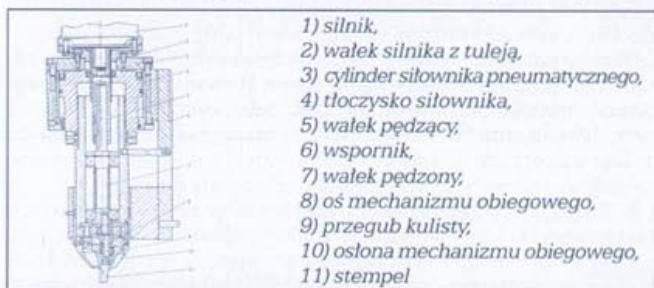


- 1) głowica z elektrycznym silnikiem napędu ruchu wahliwego stempla,
- 2) dźwignia dwuramienna (stosowana w typowych napędach), 3, 6) osie łącznika,
- 4) łącznik,
- 5) dźwignia kolanowa,
- 7, 8) osie dźwigni,
- 9) ogranicznik,
- 10, 11, 12) mechanizm regulacji położenia osi
- 8, 13 i 14, 15) siłownik ze wspornikiem,
- 16) korpus nitownicy,
- 17) oś dźwigni dwuramiennej,
- 18) suwak kolana

Rys. 1 Schemat napędu zewnętrznego kolanowego głowicy typu NR16

Schemat takiego napędu pokazano na rys. 1. W mechanizmie takim istnieje możliwość przemieszczania punktu podparcia kolana, dzięki czemu uzyskano możliwość odpowiednich zmian siły naciskowej w trakcie trwania procesu deformowania (początkowo wzrost a następnie zmniejszenie). W układzie tym zastosowano dwa mechanizmy regulacji wielkości geometrycznych – zderzak 9 i śruba regulacyjna 12. Pozwala to na szeroki dobór charakterystyk siłowych maszyny w celu dostosowania do spęczania materiałów o różnych właściwościach plastycznych.

- W przypadku braku specjalnych wymagań dotyczących precyzyjnego regulowania zmian siły stosowane są głowice typu NRW z wewnętrznym układem naciskowym za pomocą siłownika pneumatycznego, wbudowanego w głowicę deformującą. Przy takim rozwiązaniu nie występuje mechanizm dźwigniowy, lecz uzyskiwane

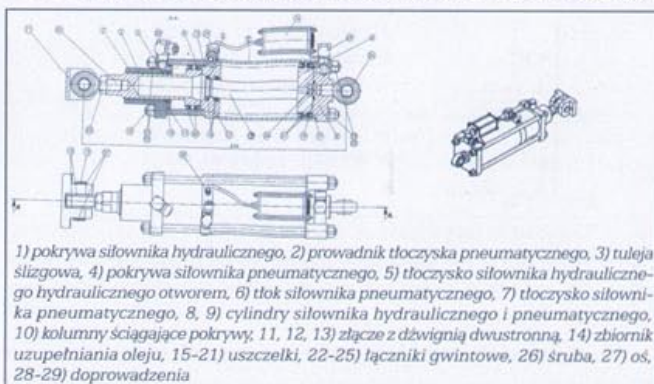


- 1) silnik,
- 2) wałek silnika z tuleją,
- 3) cylinder siłownika pneumatycznego,
- 4) tłoczek siłownika,
- 5) wałek pędzący,
- 6) wspornik,
- 7) wałek pędzony,
- 8) oś mechanizmu obiegowego,
- 9) przegub kulisty,
- 10) osłona mechanizmu obiegowego,
- 11) stempel

Rys. 2 Schemat konstrukcyjny głowicy typu NRW

siły są ograniczone, w związku z czym głowice takie stosowane są do deformowania małych elementów o ograniczonych przekrojach. Głowice charakteryzują się zwartą budową i są często stosowane w wielopozycyjnych stanowiskach montażowych. Przykład głowicy z takim napędem pokazano na rys. 2 [1].

- W celu zwiększenia sił naciskowych do napędu zastosowano specjalnie zaprojektowany siłownik pneumohydrauliczny, przekazujący

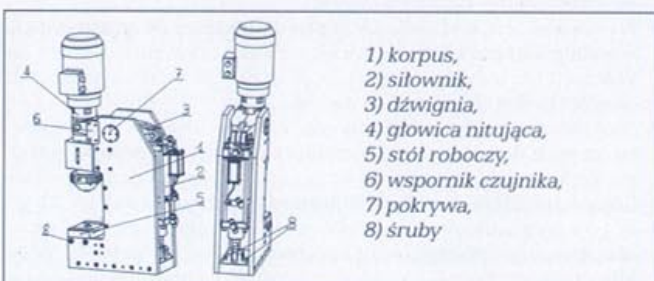


- 1) pokrywa siłownika hydraulicznego, 2) prowadnik tłoczyska pneumatycznego, 3) tuleja ślizgowa, 4) pokrywa siłownika pneumatycznego, 5) tłoczek siłownika hydraulicznego, 6) tłoczek siłownika pneumatycznego, 7) tłoczek siłownika pneumatycznego, 8, 9) cylindry siłownika hydraulicznego i pneumatycznego, 10) kolumny ściągające pokrywy, 11, 12, 13) złącze z dźwignią dwustronną, 14) zbiornik uzupełniania oleju, 15-21) uszczelki, 22-25) łączniki gwintowe, 26) śruba, 27) oś, 28-29) doprowadzenia

Rys. 3 Schemat specjalnego siłownika pneumohydraulicznego do nitownicy radialnej Nr16: powietrza, 30) doprowadzenia oleju

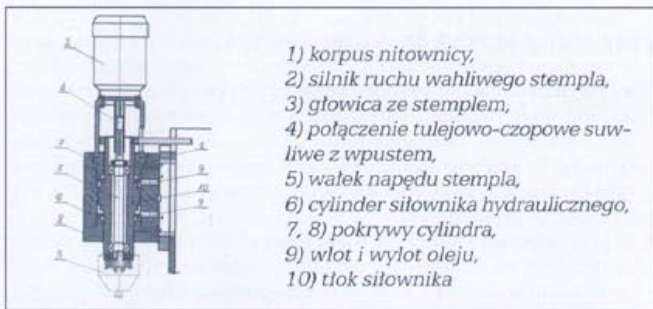
napęd na głowicę radialną za pośrednictwem dwuramiennej dźwigni. Schemat tego siłownika pokazano na rys. 3, a zasada jego pracy jest podobna do opisanej w pracy [9].

Usytuowanie opracowanego siłownika pneumohydraulicznego w korpusie nitownicy pokazano na rys. 4. W rozwiązaniu tym zastosowano: zawory proporcjonalne dla uzyskania zmiennej siły o określonej charakterystyce, czujniki rejestrujące wielkość siły nitujące oraz czujniki pomiaru przemieszczenia stempla za pomocą liniału



- 1) korpus,
- 2) siłownik,
- 3) dźwignia,
- 4) głowica nitująca,
- 5) stół roboczy,
- 6) wspornik czujnika,
- 7) pokrywa,
- 8) śruby

Rys. 4 Schemat usytuowania siłownika pneumohydraulicznego w korpusie nitownicy



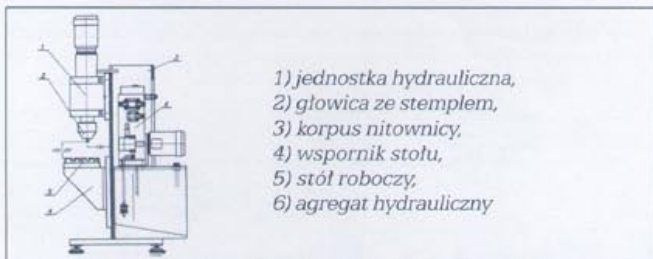
Rys. 5 Schemat hydraulicznej jednostki posuwu roboczego stempla

pomiarowego. W opracowanym rozwiązaniu uzyskano maksymalną siłę 45 kN przy całkowitym skoku roboczym stempla 30 mm.

Główne parametry siłownika to: średnica cylindra pneumatycznego 125 mm, cylindra hydraulicznego 100 mm, średnica i skok roboczy nurnika 45 mm x max 190 mm, wymiary gabarytowe 140x140x675 mm. Nitownica umożliwia spęczanie naddatków do 20 mm na prętach o średnicy do 20 mm w czasie do 10 sekund (średnice spęczanej części mogą powiększać się do 34 mm).

Nowym rozwiązaniem napędu posuwu roboczego w nitownicach jest opracowanie specjalnego siłownika hydraulicznego. Związane jest to z koniecznością zastosowania zasilającego agregatu hydraulicznego o zmiennym „wydatku” czynnika roboczego. Pozwala to na uzyskanie znacznych nacisków, dochodzących do 63 kN przy małych gabarytach nitownicy oraz stwarza rozszerzone możliwości programowania cyklu pracy. Schemat opracowanej hydraulicznej jednostki posuwu roboczego stempla pokazano na rys. 5.

W trakcie pracy urządzenia cylinder siłownika wraz z silnikiem napędu stempla pozostają nieruchome, a przesuwa się jedynie głowica ze stemplem zamontowana na końcu tłoczyska siłownika hy-



Rys. 6 Widok nitownicy radialnej z hydrauliczną jednostką posuwową z agregatem hydraulicznym wraz z wałkiem napędzającym ruch wahliwy stempla, który wysuwa się w tulei 4. Usytuowanie jednostki na nitownicy radialnej pokazano na rys. 6.

**Automatyczna kontrola procesu nitowania**

W nitownicy zastosowano przetwornik piezoelektryczny dla pomiaru i kontroli siły dociskającej, liniął z czujnikiem firmy BALLUFF do pomiaru i kontroli przemieszczenia głowicy roboczej oraz mikroprocesorowy układ sterujący z klawiaturą i wyświetlaczem alfa-numerycznym oraz z wizualizacją wielkości siły i przemieszczania na wyświetlaczu cyfrowym.

Układ sterowania umożliwia wybór dwóch trybów pracy: „programowanie” i „praca”. W trybie „programowanie” możliwy jest wybór jednego z czterech następujących programów kontroli parametrów technologicznych:

- Zadawany jest tylko ustalony i wymagany czas procesu nitowania ze stałą siłą nastawioną mechanicznie.
- Nastawiony jest, podobnie jak poprzednio, czas nitowania oraz maksymalnie dopuszczalna siła nacisku. Proces nitowania zostanie zakończony po upływie nastawionego czasu lub wcześniej, gdy siła osiągnie maksymalną zadaną wartość.
- Nastawiony jest czas nitowania oraz wielkość końcowego wysunięcia stempla deformującego w momencie zakończenia procesu – zajęcie takiego położenia przerywa proces radialnego deformowania (ograniczenie czasowe stanowi barierę bezpieczeństwa).
- W tym programie nastawia się wartości siły minimalnej i roboczej oraz kontrolne, początkowe i końcowe wysunięcia stempla. W takim procesie stempeł z szybkim posuwem dochodzi do połączenia kontrolnego, w którym następuje przełączenie na posuw roboczy. Jeśli przed osiągnięciem położenia początkowego siła nie wzrośnie

ponad wartość siły minimalnej, następuje proces nitowania do momentu osiągnięcia wartości siły roboczej lub końcowego położenia stempla. Jeżeli przed osiągnięciem położenia początkowego stempla nastąpi wzrost siły ponad wartość minimalną, nastąpi wycofanie stempla i wyświetli się napis „NIT ZA WYSOKI”. Natomiast, jeśli przed osiągnięciem końcowego położenia stempla nie uzyska się wartości siły roboczej, nastąpi wycofanie stempla i wyświetli się napis „NIT ZA NISKI LUB JEGO BRAK”.

Po wybraniu jednego z wymienionych programów i zadaniu odpowiednich parametrów, przechodzi się do trybu „praca”, w którym proces nitowania przebiega automatycznie według wybranej procedury nitowania.

W nowych nitownicach zastosowano również nowy mechanizm zmiany ruchu obrotowego (od silnika) na ruch wahliwy (obiegowy) stempla z zastosowaniem łożysk tocznych, co znacznie poprawia trwałość tego mechanizmu [10].

**Prognozowanie dalszych ewolucji**

Nitownice radialne w większości są projektowane i wytwarzane na indywidualne zamówienie klientów, na życzenie, których można je wykonywać w następujących wersjach:

- podwyższonym bezpieczeństwie pracy przez zastosowanie kurtyn świetlnych, specjalnych osłon i automatycznych wyłączników awaryjnych itp.;
- przygotowane do obsługi przez osoby w różnych rodzajach i stopniach niepełnosprawności (sygnalizacja świetlna, dźwiękowa, układy automatycznego podawania i kontroli i in.);
- o zwiększonym zakresie sił naciskowych i mocy silnika nadającego ruch wahliwy stemplowi deformującemu co pozwoli wykonywać różne operacje na większych elementach (zawijanie kołnierzy na rurach, kształtowanie zakończeń wałów o małych średnicach, łączenie większych elementów itp.)

**Podsumowanie**

- Nitownice radialne stosowane są do wykonywania różnorodnych połączeń prasowanych radialnie [1] wymagających każdorazowo dopracowania parametrów technologicznych takiej operacji i następnie zaprojektowania układu napędowego pozwalającego uzyskać te parametry.
- Poszczególne wersje i odmiany różnorodnych układów napędowych były determinowane konkretnymi wymaganiami użytkownika, a zwłaszcza wymaganą wydajnością, stopniem zautomatyzowania i związanym z tym kosztem wytworzenia oraz względami bezpieczeństwa obsługi [11].
- Doświadczenia zdobyte w dotychczas zrealizowanych procesach wdrożeniowych tego typu urządzeń umożliwiają spełnianie różnorodnych, specyficznych wymagań przy budowie nitownic radialnych przeznaczonych do realizacji złożonych, szczełnych, wytrzymałych i estetycznych połączeń prasowanych radialnie.

**Literatura**

[1] J. Łunarski, F. Stachowicz: *Prasowanie radialne w procesach kształtowania i łączenia małych elementów maszyn. OW PRz, Rzeszów, 1999.*  
 [2] J. Łunarski, B. Łagodzka: *Zastosowanie procesu nitowania radialnego w przemyśle meblowym. Technologia i Automatyzacja Montażu (TiAM) nr 1, 1997.*  
 [3] J. Łunarski, A. Żurawski: *Połączenia prasowane radialnie w zespołach samochodów. TiAM nr 4, 1997.*  
 [4] J. Łunarski, A. Żurawski: *Systemy technologiczne do wykonywania połączeń montażowych i ich możliwości technologiczne. Zeszyty Naukowe PRz nr 97, Mechanika z. 33, Rzeszów, 1992.*  
 [5] J. Łunarski, A. Żurawski: *Radialnoe pressowanie trubczatych elementow w sborocznych processach. Prec. Inter. Conf. „New trends in mechanical engineering on the threshold of the third millenium”. Koszycze, Słowacja, 1997.*  
 [6] J. Łunarski, A. Żurawski: *Stupieniczataja osadka końców prutkow metodom radialnoj kliopki. Mat. Konf. „Technology’97”, Bratysława, 1997.*  
 [7] J. Łunarski, A. Żurawski: *Połączenia pierścieniowe plastycznie odkształtne prasowane radialnie. TiAM nr 4, 1999.*  
 [8] J. Łunarski, A. Żurawski: *Zalety zastosowania napędu kolanowego w nitownicach radialnych. TiAM nr 1, 1997.*  
 [9] J. Łunarski, J. Lenczewski: *Innowacyjne zmiany w budowie nitownic radialnych OBR TEKOMA. TiAM nr 3, 2000.*  
 [10] J. Lenczewski, J. Łunarski: *Technologia nitowania obwiedniowego. TiAM nr 4, 2002.*  
 [11] M. Grabiński, J. Łunarski: *Przeciwdziałania zagrożeniom urazowym w konstrukcjach nitownic radialnych. TiAM nr 4, 2002.*

## Zastosowanie zaworów różniczkujących w pneumatycznych układach napędowych

mgr inż. Arkadiusz Mystkowski

Politechnika Białostocka, Mechaniczny, mystek@pb.bialystok.pl

### Streszczenie

Artykuł ten przedstawia zastosowania zaworów o działaniu różniczkującym w pneumatycznych układach napędowych. W pracy opisano działanie zaworu różniczkującego w pneumatycznych układach napędowych. Przedstawiono budowę typowych zaworów różniczkujących spotykanych w układach napędowych. Zamieszczono strukturę pneumatycznego układu napędowego z zaworem różniczkującym. Przedstawiono różnice w działaniu zaworu różniczkującego, w zależności od sposobu stosowania w układzie napędowym. W końcowej części pracy opisano rodzaje układów hamulcowych oraz znaczenie działania różniczkującego w tych układach.

### Wprowadzenie

Pneumatycznym układom napędowym w nowoczesnych systemach przemysłowych stawia się coraz to wyższe wymagania. Dotyczą one przede wszystkim dużej szybkości działania i niezawodności. Głównym celem zastosowania zaworu różniczkującego jest zwiększenie szybkości działania urządzenia wykonawczego.

Szybkość działania określa się na podstawie przebiegu procesu przejściowego. Miarą tej cechy jest czas mierzony od momentu przemieszczenia członu sterującego do momentu zmiany ciśnienia w organie wykonawczym do wartości  $0,9p_{max}$ .

### Zawory różniczkujące

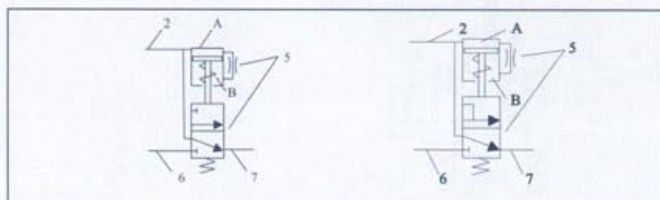
**Cel stosowania zaworu różniczkującego.** Z teorii sterowania wiadomo, że zastosowanie członu różniczkującego powoduje duże wzmocnienie sygnału w chwili jego podania (teoretycznie do nieskończoności), natomiast z upływem czasu wzmocnienie zmniejsza się do momentu całkowitego wyłączenia działania różniczkującego.

W układach napędowych z zaworem różniczkującym wymaga się jednocześnie zachowania nadążnego charakteru działania w procesach przejściowych oraz działania proporcjonalnego w procesach ustalonych. Oznacza to śledzenie sygnału wymuszenia przez sygnał wyjściowy w sposób jak najdokładniejszy z zachowaniem dynamiki układu. Zachowanie odpowiedniej jakości pracy układu wiąże się ze śledzeniem sygnału sterującego w odpowiednim paśmie przeniesienia, czyli tak, aby działające zakłócenia na układ nie były przenoszone, lecz tłumione.

Do najważniejszych zastosowań zaworów o działaniu różniczkującym zalicza się:

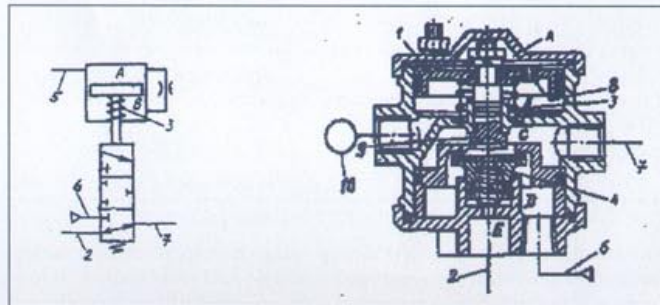
- pneumatyczne układy hamulcowe jednoprzewodowe i dwuprzewodowe,
  - układy hamulcowe pneumoelektryczne,
  - podukłady przyspieszające działanie układów hamulcowych,
  - układy korygujące pracę głównych układów sterowania,
- Do głównych korzyści wynikających ze stosowania elementów różniczkujących w pneumatycznych układach napędowych zalicza się:
- uzyskanie większej szybkości pracy organów wykonawczych,
  - wzmocnienie sygnału w procesach szybkozmiennych,
  - praca nadążna układu w powolnych procesach przejściowych,
  - polepszenie charakterystyki dynamicznej urządzeń i jakości sterowania.

**Budowa zaworu różniczkującego.** W zaworze różniczkującym z rysunku 1a. magistrala sterująca 2 jest odłączana od magistrali



Rys. 1 Zawór różniczkujący: a) zawór bez połączenia magistrali 7 z magistralą 2, b) zawór z połączeniem magistrali 7 z magistralą 2

przenoszenia 7 podczas szybkiego wzrostu ciśnienia w komorze A. Natomiast, gdy ciśnienie w komorze A wzrasta powoli zawór 5 nie działa łącząc magistralę 2 z magistralą 7 oraz odcinając magistralę zasilającą 6. Dzieje się tak, ponieważ ciśnienia w komorach A i B zostają wyrównane. Rysunek 1b. ilustruje zawór, w którym magistrala 7 przez cały czas działania zaworu połączona jest z magistralą 2. Daje to większą prędkość napełniania komory A zaworu, przez co zawór szybciej zostaje włączony.

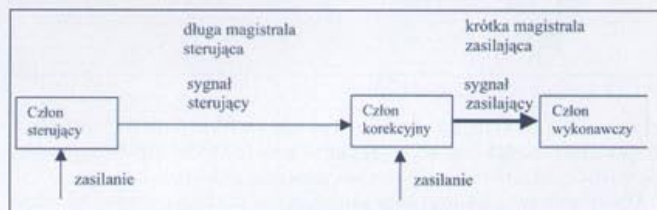


Rys. 2 Pneumatyczny zawór różniczkujący trzypołożeniowy: a) symbol umowny; b) przekrój zaworu

Zawór pokazany na rysunku 2 może pracować jako zawór proporcjonalny, oraz jako zawór inwersyjny. W szybko zachodzących procesach przejściowych zawór pełni rolę urządzenia różniczkującego wzmocniając sygnał wyjściowy, natomiast w procesach przejściowych wolno zachodzących pełni on rolę urządzenia śledzącego.

### Struktura układu z zaworem różniczkującym.

**Układ korekcyjny szeregowy.** Działanie elementu korekcyjnego w szeregowym układzie napędowym (rys. 3) sprowadza się do śledzenia sygnału sterującego i odpowiedniego jego wzmocnienia w procesach przejściowych szybkozachodzących. Wprowadzenie urządzenia korekcyjnego powoduje „skrócenie długości magistrali”, po której biegnie sygnał zasilający do członu wykonawczego. W wyniku tego zwiększa się szybkość jego działania.



Rys. 3 Schemat układu napędowego z urządzeniem korekcyjnym

W układzie szeregowym człon różniczkujący jest aktywny przez cały czas w sensie przenoszenia sygnału sterującego. Natomiast jest czasowo aktywny wtedy, gdy sygnał sterujący zmienia się z określoną szybkością. Występujące wtedy wzmocnienie sygnału wyjściowego zaworu różniczkującego proporcjonalnie jest do rzeczywistej wartości sygnału sterującego. Nadążny charakter pracy układu jest zachowany przez cały czas jego działania.

**Układ korekcyjny równoległy.** Układ z równoległe wprowadzonym członem korekcyjnym do głównego układu roboczego na-



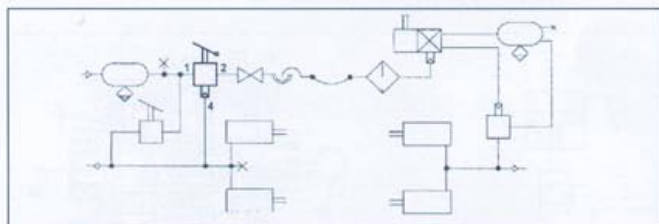
Rys. 4 Schemat układu napędowego z równoległym urządzeniem korekcyjnym

pędu pokazano na rysunku 4. W układzie tym na organ wykonawczy działają łącznie dwa sygnały: sygnał od urządzenia sterującego, oraz sygnał od urządzenia korekcyjnego.

Układ równoległy w odróżnieniu od szeregowego możliwa także oddziaływać tylko jednego sygnału – o większej wartości - na człon wykonawczy. Cechą charakterystyczną układu równoległego jest brak obciążania głównego układu napędowego. Działanie równoległego układu napędowego przejawia się tylko w stanach przejściowych, szybkozachodzących.

**Rodzaje układów hamulcowych.**

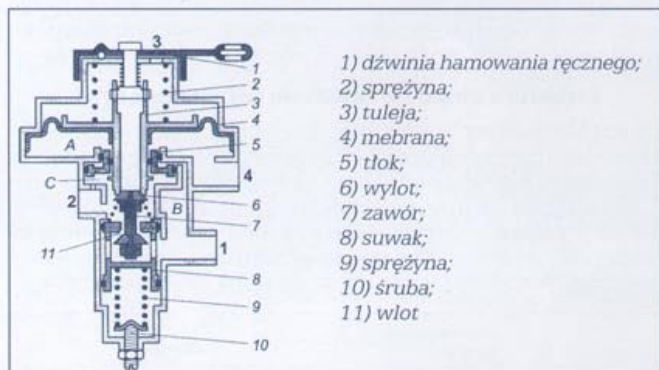
**Układy hamulcowe jedнопrzewodowe.** W jedнопrzewodowym układzie hamulcowym przewód pneumatyczny jest jednocześnie przewodem zasilającym i sterującym. Układ taki charakteryzuje się



Rys. 5 Schemat jednoobwodowego układu hamulcowego

prostą budową, ponieważ jest mniej złączy przewodowych oraz mniejsza ilość przewodów, co zmniejsza straty powodowane nieszczelnościami. Rysunek 5 pokazuje jednoobwodowy układ hamulcowy pojazdu samochodowego przystosowanego do ciągnięcia przyczep.

Na rysunku 6 pokazano zawór sterujący hamulcami przyczepy. Wyprzedzenie hamowania przyczepy jest realizowane w wyniku progresywnej charakterystyki zaworu. Działanie różniczkujące za-



Rys. 6 Jedнопrzewodowy zawór sterujący

woru polega na tym, że zawór powoduje szybki spadek ciśnienia w przewodzie zasilająco-sterującym w stosunku do liniowego przebiegu ciśnienia w siłownikach pneumatycznych przyczepy.

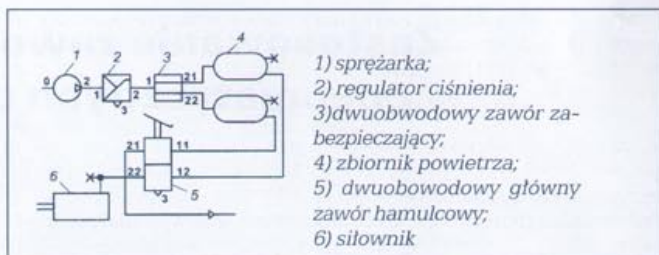
Wyprzedzenie hamowania pojazdu nie podlega w tym zaworze regulacji, ponieważ wynika ono z przyjętych proporcji powierzchni czynnych tłoków w zaworze, ustalających warunki równowagi sił.

Przy zwolnionych hamulcach membrana 4 i tuleja 3 znajdują się w dolnym położeniu, sprężone powietrze przepływa z ciągnika do przyłącza 1 połączonego z przyłączem 21 komory C. Z chwilą, gdy w przyłączy 2 ciśnienie osiągnie 5,2 bar następuje zamknięcie wlotu 11, w ten sposób ograniczone jest ciśnienie dostarczane do układu hamulcowego przyczepy.

Podczas hamowania membrana 4 i tuleja 3 podnoszą się do góry w skutek wzrostu ciśnienia w komorze A (komora A połączona jest z siłownikami układu hamulcowego pojazdu ciągnącego). Powoduje to szybkie odpowietrzanie przyłącza 2 z odpowiednim wyprzedzeniem w stosunku do pojazdu ciągnącego (przyczepa hamuje szybciej niż ciągnik).

**Układy hamulcowe dwuprzewodowe.** W układzie dwuprzewodowym jeden przewód pneumatyczny służy do zasilania w sprężone powietrze, a drugi do sterowania układem hamulcowym.

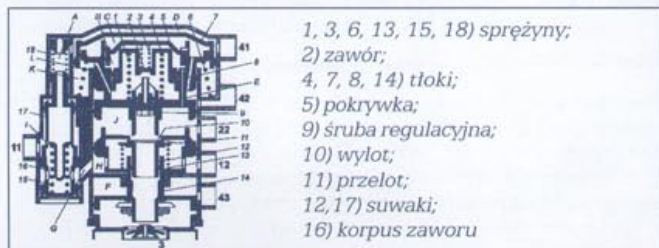
Nowoczesne zawory charakteryzują się możliwością regulacji statycznego wyprzedzenia ciśnieniowego, co wiąże się z koniecznością zwiększenia sygnału sterującego. Wyprzedzenie ciśnieniowe ma bezpośredni wpływ na czas reakcji siłowników, który ulega skróceniu ze wzrostem wyprzedzenia.



Rys. 7 Schemat dwuobwodowego układu sterowania i uruchamiania sprężonym powietrzem

Na rysunku 8 pokazano konwencjonalny system sterowania zaworem hamulcowym stosowanym w większości układów hamowania pojazdów samochodowych.

Na rysunku 8 pokazano dwuprzewodowy zawór stosowany w dwuobwodowych układach hamulcowych przyczep. Stan równowagi sił zdeterninowany jest wielkością powierzchni czynnych zespołów tłoków 7 i 8. Ponieważ powierzchnia tłoka 7 jest większa od po-



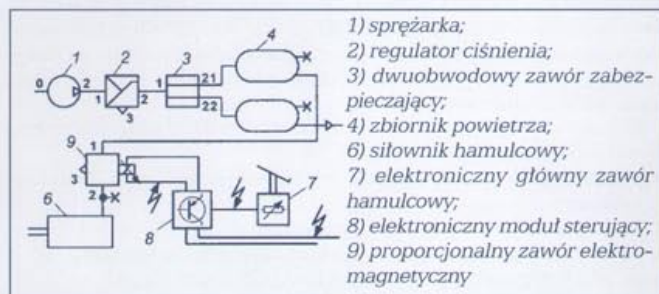
Rys. 8 Zawór dwuprzewodowy z instalacją wyprzedzającą

wierzchni tłoka 8, wobec tego ciśnienie w komorze J będzie ustalało się w odwrotnej proporcji do stosunku obu powierzchni.

Wzmocnienie sygnału ciśnieniowego regulowane jest za pomocą śruby 9 wkręcanej do gniazda tłoka 8.

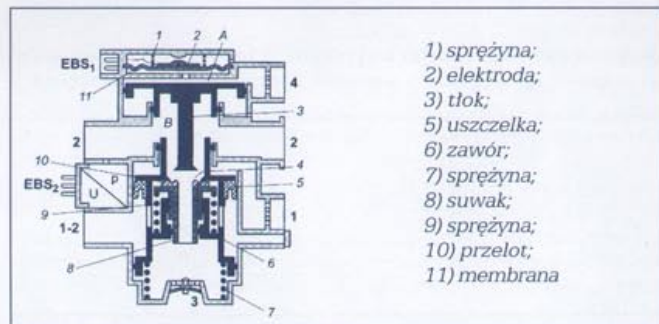
**Elektropneumatyczne układy hamulcowe.** Pneumatyczne układy hamulcowe posiadają wady, których nie można wyeliminować, gdyż wynikają one z konstrukcji układu. Do podstawowych wad należy długi czas zwłoki zadziałania układu wynikający z czasu potrzebnego na przesył pneumatycznego sygnału sterującego.

Takich wad pozbawione są układy elektropneumatyczne charakteryzujące się mniejszym (prawie pomijalnym) czasem zwłoki. Układy takie zwane są EBS (ang. Electronic Braking System).



Rys. 9 Elektrycznie sterowany układ hamulcowy

Na rysunku 9 pokazano elektrycznie sterowany, uruchamiany pneumatycznie układ napędowy, w którym zawór hamulcowy jest zaworem o działaniu różniczkującym.



Rys. 10 Elektropneumatyczny zawór hamulcowy



Sposób funkcjonowania zaworu z rysunku 10 jest analogiczny jak zaworu konwencjonalnego, z tym, że sterowanie zaworem odbywa się sygnałem elektrycznym.

### Podsumowanie

Zastosowanie zaworu różniczkującego w układzie pneumatycznym pozwala uzyskać elastyczne sprzężenie zwrotne układu. Charakteryzuje się ono działaniem tylko w szybkozmiennych procesach przejściowych, natomiast w procesach powolnych sprzężenie to jest nie aktywne. Sprzężenie zwrotne powoduje wzmocnienie sygnału wykonawczego przy szybkim wzroście wartości sygnału wymuszenia. Powoduje to znaczne polepszenie charakterystyki dynamicznej urządzenia, i zapewnia wyższą jakość działania całego układu.

Na podstawie danych literaturowych można stwierdzić, że poprawne działanie układu z zaworem różniczkującym zależy również od jego umiejscowienia w magistrali obwodu przenoszenia. Dokładne, optymalne umiejscowienie zaworu jest trudne i będzie przedmiotem przyszłych badań. Chodzi o to, aby zapewnić zwiększenie szybkości działania zarówno przy napełnianiu komory organu wykonawczego, jak i przy jej opróżnianiu.

Ponadto należy przeprowadzić badania celem określenia wpływu parametrów konstrukcyjnych zaworu różniczkującego na działanie układu napędowego. W szczególności należy określić, jaki wpływ ma średnica otworu dławiącego i wielkość komory B na poprawność i skuteczność działania zaworu. Należy również określić wpływ parametrów zaworu na szybkość wzrostu sygnału wyjściowego, czas reakcji zaworu na sygnał sterujący oraz czas działania zaworu. Badania te dadzą odpowiedź na szereg pytań nurtujących konstruktorów pneumatycznych układów napędowych.

### Literatura

- [1] Kościelny W.J., Woźniak C.: *Eksperymentalna ocena modeli przepływu w oporach pneumatycznych. IX Ogólnopolska Konferencja Pneumatyka i Sterowanie w Przemysle PNEUMA'95, Kielce 1995, wydaw. WSI w Koszalinie, 83-92.*  
 [2] Dmitrij M., Łomako L., Stańczyk, Grzyb J.: *Pneumatyczne układy hamulcowe w pojazdach samochodowych. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2002.*  
 [3] Szenajch W.: *Napęd i sterowanie pneumatyczne. WNT, Warszawa, 1992.*

## Sterowanie analogowe pneumatycznym silnikiem krokowym

dr inż. Józef Niegoda, dr inż. Cezary Orlikowski

\* Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, e-mail: jniegoda@pg.gda.pl \*\* Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, e-mail: corlikow@pg.gda.pl

### Streszczenie

Pneumatyczny silnik krokowy sterowany zaworami elektropneumatycznymi jest, pod względem własności, urządzeniem porównywalnym z napędem elektrycznym. W pracy zaprezentowano rozwiązanie sterowania analogowego pneumatycznym silnikiem krokowym, tak aby mógł pełnić rolę urządzenia wykonawczego w układach regulacji ciągłej. Wymagało to realizacji układu przetwarzającego analogowy sygnał pochodzący z regulatora na ciąg sygnałów sterujących silnikiem krokowym w taki sposób, aby zmiana położenia wału silnika była proporcjonalna do wartości sygnału z regulatora. Pneumatyczny silnik krokowy można wykorzystać jako urządzenie wykonawcze w układach regulacji ciągłej.

### Wstęp

Napęd pneumatyczny znajduje szerokie zastosowanie w automatyce procesów przemysłowych oraz w robotyce. Przez połączenie urządzeń pneumatyki z zaworami sterowanymi sygnałami elektrycznymi (sterowanie elektropneumatyczne) uzyskuje się bardzo elastyczny, programowalny układ wykonawczy. W standardowych silownikach i silnikach pneumatycznych pojawia się jednak problem uzyskania jednoznacznych położeń pośrednich pomiędzy połozeniami krańcowymi oraz kształtowania przebiegu ruchu. Przyczyną tego problemu jest ściśłość czynnika roboczego, jakim jest sprężone powietrze. W pneumatycznym silniku krokowym problem ten wyeliminowano. Parametry techniczne pneumatycznych silników krokowych są porównywalne z ich odpowiednikami – elektrycznymi silnikami krokowymi. W silniku krokowym pneumatycznym pozycjonowanie wału odbywa się poprzez sprzężenie mechaniczne i praktycznie nie ma możliwości „zgubienia kroku”. W silniku elektrycznym sprzężenie dokonywane jest z pomocą pola elektromagnetycznego i przy dużych drganiach lub dużych obciążeniach może nastąpić zgubienie kroku. Dodatkowo, na korzyść silnika pneumatycznego przemawia jego niższa cena.

Podobnie jak w przypadku silnika elektrycznego (choć odbywa się to w inny nieco sposób) praca krokowa silnika taktowana jest ciągiem impulsów. Pneumatyczne silniki krokowe, w zależności od wielkości, dysponują momentem od 0,2 do 20 Nm. Częstotliwość pracy natomiast zależy od zespołu zaworów dołączonego do silnika i natężenia przepływu czynnika roboczego.

Budowę i zasadę działania silnika SMM firmy Hans Rychiger AG Maschinenfabrik opisano w pracy [1]. W pracy [2] przedstawiono sposób sterowania takim silnikiem w układach regulacji dyskretniej z zastosowaniem sterownika FEC-FC20 [3].

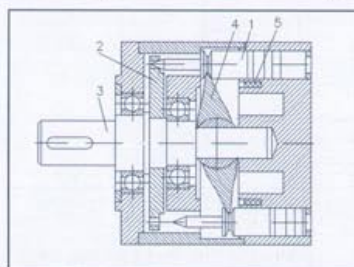
Celem prezentowanej pracy jest realizacja sterowania analogowego pneumatycznym silnikiem krokowym, tak aby mógł pełnić rolę urządzenia wykonawczego w układach regulacji ciągłej. Wymaga to realizacji układu przetwarzającego analogowy sygnał pochodzący z regulatora na ciąg sygnałów sterujących silnikiem krokowym w taki sposób, aby zmiana położenia wału silnika była proporcjonalna do wartości sygnału z regulatora.

### Działanie silnika

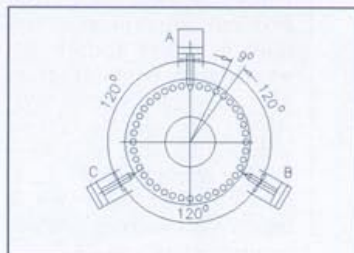
Jak wspomniano wyżej, budowa i działanie silnika zostały przedstawione w [1] i [2], jednak dla lepszego wyjaśnienia rozważanego tutaj zagadnienia poniżej zostaną przytoczone elementarne informacje na temat działania pneumatycznego silnika krokowego silnika, którego budowę pokazano na rys. 1.

Silnik posiada trzy tłoczki A, B i C (rys. 2) rozmieszczone co 120°. Tłoczki są zakończone stożkami, które współpracują z cylindrycznymi otworami wykonanymi w tarczy 2 osadzonej na wałku wyjściowym 3. W tarczy wykonano 40 otworów rozmieszczonych co 9°. W chwili zasilenia powietrzem tłoczek jego stożkowa część wprowadzana jest w otwór, natomiast dwa pozostałe tłoczki są wycyfowane przez wahlnię 4. Liczba otworów 40 nie jest podzielna przez liczbę tłoczków 3, więc tylko jeden tłoczek może znajdować się w położeniu współosiowym z otworkiem.

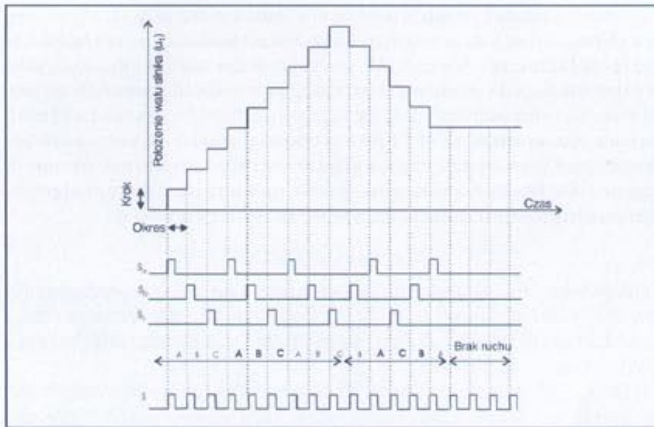
Osie pozostałych tłoczków są przesunięte względem osi otworków o 3°, co obrazuje rys. 1 i 2. W przypadku takiej konstrukcji wał uzyskuje 120 jednoznacznych położeń, a elementarny krok wynosi 3°.



Rys. 1 Budowa silnika SMM

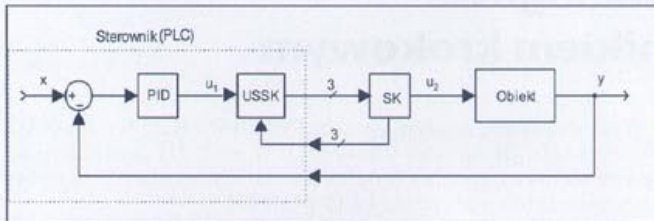


Rys. 2 Zasada współpracy tłoczków z tarczą



Rys. 3 Przebiegi sygnałów  $S_a$ ,  $S_b$ ,  $S_c$ ,  $u_1$ , oraz  $S$

O kierunku obrotu wału decyduje kolejność podawania powietrza do poszczególnych cylindrów. Obrót w prawo powoduje następująca sekwencja:  $A, B, C, A, B, C, A, B, C, \dots$ ; obrót w lewo spowodowany jest sekwencją:  $A, C, B, A, C, B, A, C, B, A, \dots$  (patrz rys. 3). W silniku każdy tłoczek posiada własny czujnik hallotronowy – pozycja 5 na rys. 1. Z każdego czujnika wyprowadzony jest przewód, na którym generowany jest sygnał w momencie zajęcia przez tłoczek

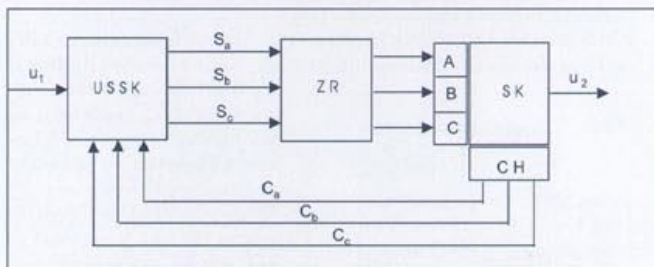


Rys. 4 Silnik krokowy pneumatyczny w układzie regulacji ciągłej

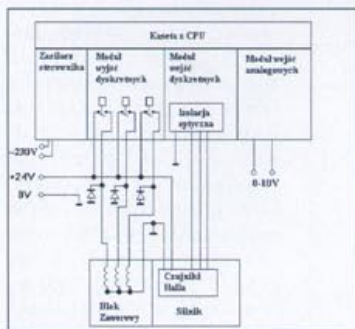
skrajnego przedniego położenia. Każdy tłoczek silnika sterowany jest oddzielnym zaworem rozdzielającym typu 3/2 ze sterowaniem elektromagnetycznym. Blok zaworowy może stanowić oddzielny zespół lub być zintegrowany z silnikiem [4].

**Silnik skokowy w układzie regulacji ciągłej**

Założono, że silnik krokowy (SK) będzie pracował w układzie regulacji ze sterownikiem programowalnym, zatem odpowiedni układ sterujący silnikiem krokowym (USSK na rys. 4) został zrealizowany



Rys. 5 Sterowanie analogowe pneumatycznym silnikiem krokowym



Rys. 6 Schemat połączeń sterownika PLC z silnikiem

programowo. Typowy, przemysłowy układ regulacji zawierający blok regulatora PID realizowany programowo musi więc być dodatkowo wyposażony w podprogram przetwarzający sygnał wyjściowy z regulatora PID na odpowiedni ciąg trzech sygnałów sterujących  $S_a$ ,  $S_b$ ,  $S_c$  (rys. 3, 5) pracą tłoczków  $A, B$  oraz  $C$  sterowanych zaworami rozdzielającymi ZR.

Sygnał analogowy, wprowadzony poprzez wejściowy

moduł analogowy, podawany jest do bloku regulatora PID (rys.4). Tam, na podstawie porównania z wielkością zadaną, generowany jest sygnał ustawiający  $u_1$ . Sygnały  $C_a, C_b, C_c$  z czujników hallotronowych (CH) wykorzystane są do potwierdzenia wykonanego kroku. Zatem sygnałami wejściowymi do sterownika PLC są: wielkość regulowana  $y$  oraz sygnały z czujników hallotronowych, natomiast sygnałami wyjściowymi:  $S_a, S_b, S_c$  (patrz rys. 5). Schemat elektrycznego podłączenia sygnałów pokazuje rys. 6.

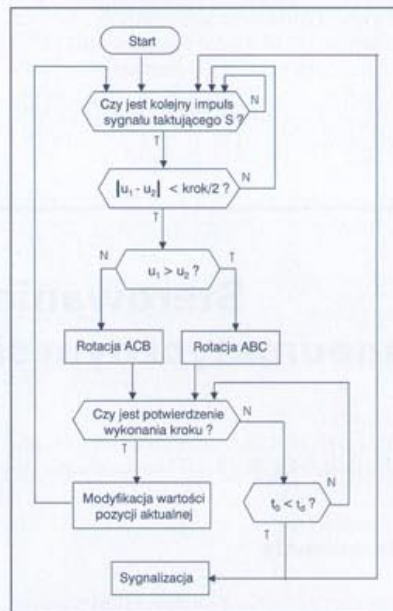
**Algorytm sterowania analogowego pneumatycznym silnikiem krokowym**

Schemat blokowy algorytmu sterowania silnikiem za pomocą sygnału analogowego pokazano na rys. 7. Przedstawiony tam algorytm realizowany jest cyklicznie, w takt sygnału będącego ciągiem impulsów (sygnał  $S$  na rys. 3). Częstotliwość tego sygnału powinna być mniejsza od dopuszczalnej maksymalnej częstotliwości silnika wraz z zaworami elektropneumatycznymi (dla silnika SMM jest to w zakresie 20-40 Hz) przy danym poziomie obciążenia. Jednemu okresowi sygnału  $S$  odpowiada jeden skok silnika (jeśli powinien być w danym cyklu wykonany). Przedstawiony algorytm generuje ciąg trzech sygnałów  $S_a, S_b, S_c$  (patrz rys. 3) podanych na zawory silnika. Warunkiem wykonania skoku w lewo lub w prawo jest porównanie wartości sygnału analogowego  $u_1$  z regulatora PID i wartości aktualnej pozycji wału silnika (przy uwzględnieniu odpowiedniego skalowania). Warunkiem wykonania kroku jest więc spełniona zależność

$$|u_1 - u_2| < \frac{\text{krok}}{2}$$

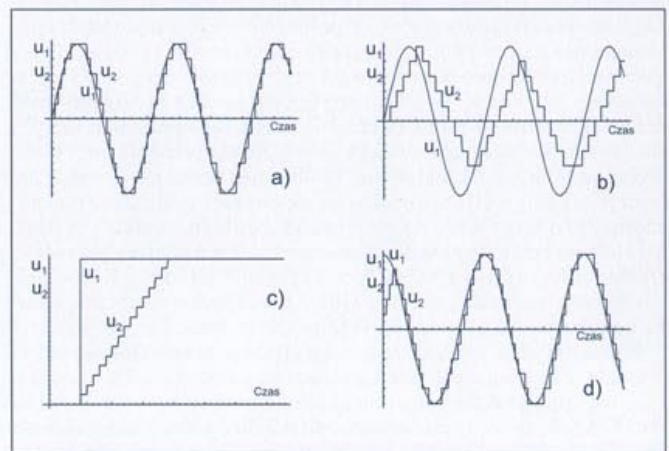
natomiast znak różnicy  $u_1 - u_2$  decyduje o kierunku, w którym silnik powinien się obrócić.

Następstwem spełnienia odpowiednich warunków jest wygenerowanie sekwencji impulsów sygnałów  $S_a, S_b, S_c$ , jak to pokazano na rys. 3. Po potwierdzeniu wykonania kroku (z wykorzystaniem sygnałów z czujników hallotronowych) zostaje zmodyfikowana wartość zmiennej przedstawiającej aktualną pozycję wału silnika. Jeśli, pomimo polecenia wykonania kroku, brak potwierdzenia jego wy-



Rys. 7 Schemat blokowy algorytmu sterowania (układ USSK z rys.5)

wego  $u_1$  z regulatora PID i wartości aktualnej pozycji wału silnika (przy uwzględnieniu odpowiedniego skalowania). Warunkiem wykonania kroku jest więc spełniona zależność



Rys. 8 Przykładowe przebiegi sygnałów  $u_1$  i  $u_2$  dla układu z rys. 5

konania w czasie oczekiwania na potwierdzenie  $t_o < t_d$  (gdzie czas dopuszczalny  $t_d$  jest czasem odpowiednio dobranym do okresu sygnału taktującego  $S$ ), następuje przejście do kolejnego cyklu.

Powyższy algorytm zrealizowano w języku narzędziowym Cimplicity Logic Developer PLC dla sterownika GE Fanuc [5]. Odpowiedni typ rotacji  $ABC$  lub  $BCA$  można zrealizować np. za pomocą funkcji BIT SEQ przesuwającej jedynkę w zakresie trzech bitów, z

### Wyniki badań

Zostało przeprowadzonych szereg symulacji serwonapędu elektropneumatycznego z regulatorem PD i rozmytym regulatorem PD. W układzie pozycjonowania z regulatorem PD występują przebiegi regulowania, układ nie jest odporny na zmiany obciążenia masowego oraz występuje niedoregulowanie do wartości zadanej. Przykładowe wykresy na rys. 9 zostały wykonane dla regulacji przestawnej do pozycji 0,5 m z rozmytym regulatorem PD. Na rys.10 znajdują się wyniki regulacji przestawnej i nadążnej z obciążeniem masowym 0-16,5 kg zadawanym po 0,25 m ruchu siłownika.

### Sterowanie manipulatorem tripod

W oparciu o analizę sterowania jednoosiowym, pneumatycznym układem napędowym z regulatorem FLC typu PD został stworzo-

czaniu szybkości zmian sygnału nie jest czymś wyjątkowym. Na przykład typowy przemysłowy regulator  $PID$  posiada możliwość wprowadzenia ograniczenia szybkości zmian sygnału wyjściowego z regulatora. Na rysunku 9 przedstawiono przebiegi trzech sygnałów  $u_1$ ,  $u_2$  oraz  $y$  (wielkości regulowanej) dla przykładowego układu regulacji z regulatorem  $PI$  (bez ograniczenia wartości sygnału wyjściowego z regulatora) oraz  $PI$ .

MS – medium negativ (średni ujemny)

SN – small negativ (mały ujemny)

Z – zero (zerowy)

SP – small positiv (mały dodatni)

MP – medium positiv (średni dodatni)

BP – big positiv (duży dodatni)

Wartości uchybu  $e(t)$ , zmiany uchybu  $De(t)$  i wyjścia  $u(t)$  wyznaczono na podstawie analogii do wcześniej zbudowanego regulatora  $PID$ . Na rys. 8 przedstawiona została powierzchnia przetwarzania zbudowanego regulatora FLC. W procesie przetwarzania rozmytego zastosowano wyznaczenie poziomu zapłonu typu  $min$ , implikacji rozmytej typu  $min$  oraz agregacji poszczególnych wyjść reguły typu  $max$ . W celu uzyskania ostrej wartości wyjścia zastosowano metodę środka obszaru COA (*Center of Area*). W regulatorze rozmy-

ci i metodologicznej i funkcji technicznej, sterowania i klasyfikacji elementów technicznych i elektronicznych. Kolejnym etapem jest rozdzielność i funkcjonalność stanowiąca podział na podzestawę informacyjną i sterującą, która umożliwia sterowanie i nadzór nad procesem.

**Zawory do sterowania**  
**ich ogólna klasyfikacja**

Wymagania stawiane sterownikom i zaworom w sterowaniu procesem

Wzrost wymagań stawianych sterownikom i zaworom w sterowaniu procesem

Wzrost wymagań stawianych sterownikom i zaworom w sterowaniu procesem

Wzrost wymagań stawianych sterownikom i zaworom w sterowaniu procesem

**Podstawy i sterowniki**

Wzrost wymagań stawianych sterownikom i zaworom w sterowaniu procesem

Podstawy i sterowniki

Podstawy i sterowniki

**Zawory analogowe i ich ogólna struktura**

Zadaniem zaworu jest sterowanie przepływem medium w układach hydraulicznych, pneumatycznych i elektrycznych. Zawory analogowe charakteryzują się tym, że sterują one przepływem medium w sposób ciągły, w zależności od sygnału sterującego.



Struktura ogólna zaworu analogowego

Każdy zawór analogowy składa się z przelicznika elektrycznego, który przetwarza sygnał sterujący na sygnał mechaniczny, który może być w postaci ciśnienia, siły lub przemieszczenia. Ten sygnał mechaniczny jest przekazywany do zaworu, który steruje przepływem medium.

Podstawy i sterowniki

Podstawy i sterowniki

Podstawy i sterowniki



Struktura ogólna zaworu cyfrowego

Każdy zawór cyfrowy składa się z przelicznika elektrycznego, który przetwarza sygnał sterujący na sygnał mechaniczny, który może być w postaci ciśnienia, siły lub przemieszczenia. Ten sygnał mechaniczny jest przekazywany do zaworu, który steruje przepływem medium.

Podstawy i sterowniki

Podstawy i sterowniki

Podstawy i sterowniki



Struktura ogólna zaworu cyfrowego

Każdy zawór cyfrowy składa się z przelicznika elektrycznego, który przetwarza sygnał sterujący na sygnał mechaniczny, który może być w postaci ciśnienia, siły lub przemieszczenia. Ten sygnał mechaniczny jest przekazywany do zaworu, który steruje przepływem medium.

**Kryteria zastosowania**  
**proporcjonalnego i**

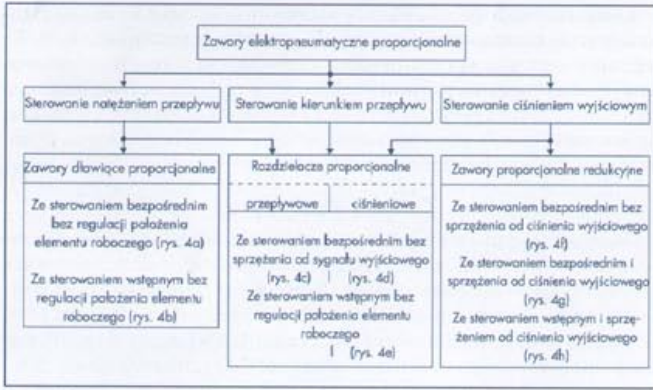
- czas reakcji
- precyzja
- trwałość
- koszt

Podstawy i sterowniki



Charakterystyka przeniesienia zaworu

Podstawy i sterowniki

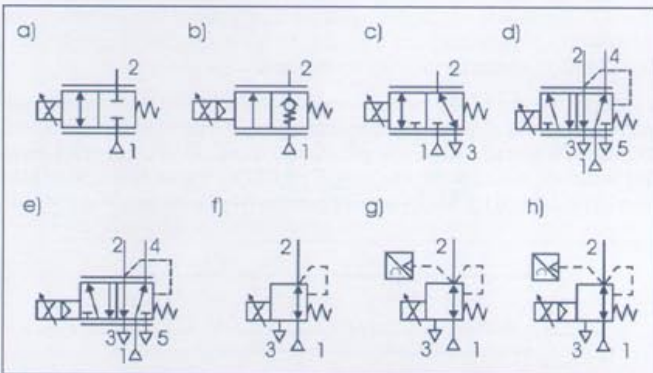


Rys. 3 Schemat klasyfikacyjny zaworów proporcjonalnych

pneumatyczne zaworów analogowych budowane są tylko jako jedno- lub dwustopniowe. We wzmacniaczach dwustopniowych pierwszy stopień jest najczęściej rozwiązywany jako zespół (lub zespoły) kaskady pneumatycznej, zbudowanej ze stałego i zmiennego oporu pneumatycznego. Drugi stopień w zaworach dwustopniowych i pierwszy w jednostopniowych stanowi zwykle konstrukcja grzybkowa lub suwakowa. W dalszej części artykułu przedstawione zostaną dwie podstawowe grupy zaworów analogowych: zawory proporcjonalne i serwozawory.

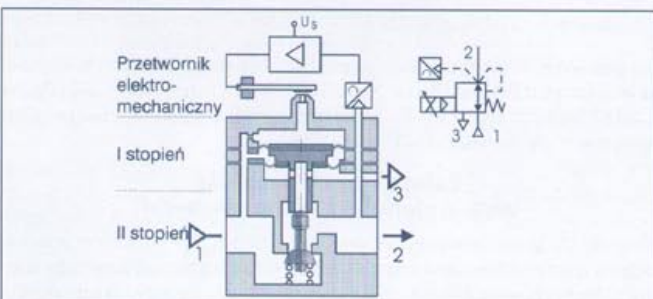
**Zawory proporcjonalne**

Dostępne obecnie na rynku elektropneumatyczne zawory proporcjonalne można sklasyfikować według następujących kryteriów: realizowanych funkcji, rodzaju i sposobu sterowania oraz rodzaju konstrukcji ostatniego stopnia wzmacniacza pneumatycznego. Schemat klasyfikacyjny zaworów proporcjonalnych opracowany według dwóch pierwszych kryteriów zamieszczono na rys. 3, a ich symbole graficzne na rys. 4. Przedstawione symbole uwzględniają obowią-



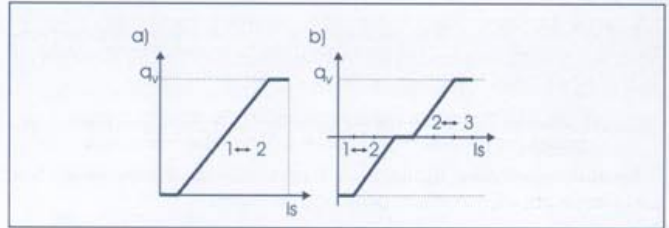
Rys. 4 Symbole graficzne zaworów proporcjonalnych: a, b) dławiących, c) rozdzielacza przepływowego, d, e) rozdzielaczy ciśnieniowych, f, g, h) redukcyjnych

zujące zasady tworzenia symboli graficznych dla elementów płynowych, podawane przez normę PN-ISO 1219-1. Jak widać zawory proporcjonalne są elementami dwu-, trzy- lub pięćdrogowymi. Należy zwrócić uwagę, że zawory przedstawione symbolami na rys. 4d,e (rozdzielacze proporcjonalne redukcyjne) nie mają swoich odpowiedników w zaworach elektrohydraulicznych.



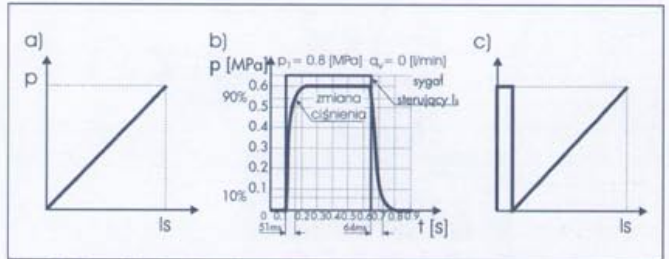
Rys. 5 Przykład konstrukcji i symbol graficzny dwustopniowego proporcjonalnego zaworu redukcyjnego

Przykład konstrukcji oraz symbol graficzny dwustopniowego proporcjonalnego zaworu redukcyjnego pokazano na rys. 5. W zaworze tym występują wszystkie podzespoły zaznaczone schematycznie na rys. 2. Elektroniczne układy sterowania zaworów proporcjonalnych mogą być zintegrowane z ich obudową lub też mogą występować w postaci osobnych modułów.



Rys. 6 Przykłady charakterystyk przepływowych: a) zaworu proporcjonalnego dławiącego, b) rozdzielacza proporcjonalnego trójdrogowego

Do podstawowych charakterystyk zaworów proporcjonalnych, zamieszczanych w katalogach przez producentów, należą charakterystyki przepływowe (rys. 6). W przypadku zaworów proporcjonalnych redukcyjnych i rozdzielaczy proporcjonalnych ciśnieniowych obok charakterystyk statycznych ciśnieniowych (rys. 7a,c),



Rys. 7 Przykłady charakterystyk; a), b) zaworu proporcjonalnego redukcyjnego, c) rozdzielacza proporcjonalnego ciśnieniowego zamieszcza się dodatkowo charakterystyki czasowe (rys. 7b).

**Serwozawory**

Najczęściej pod pojęciem serwo rozumie się działanie, którego wynikiem jest znaczne wzmocnienie sygnału wejściowego. W technice serwozaworowej działanie to realizowane jest w elementach nazywanych serwozaworami. Budowa i zasada działania serwozaworów nie różni się zasadniczo od budowy i zasady działania zaworów proporcjonalnych. Stosuje się w nich trzy typy przetworników elektromechanicznych: silniki momentowe, cewki zanurzeniowe i elektromagnesy proporcjonalne. Istotną różnicą wynika z dokładności wykonania i sposobu uszczelniania końcowego stopnia wzmacniacza pneumatycznego, mająca na celu poprawę właściwości dynamicznych serwozaworu. Ponadto serwozawory wymagają znacznie mniejszej mocy sterowania niż zawory proporcjonalne.

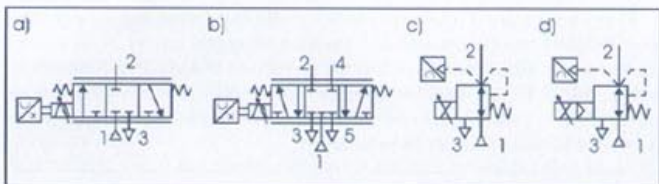
Wszystkie obecnie produkowane serwozawory elektropneumatyczne sklasyfikowano według tych samych kryteriów co zawory proporcjonalne (rys. 8), a ich symbole graficzne przedstawiono na



Rys. 8 Schemat klasyfikacyjny serwozaworów

rys. 9. Serwozawory przepływowe produkowane są jako elementy trój- lub pięćdrogowe, a serwozawory ciśnieniowe tylko jako elementy trójdrogowe. Liczba typów produkowanych serwozaworów jest znacznie mniejsza niż w przypadku zaworów proporcjonalnych (rys. 4 i 9).

Przykład konstrukcji oraz symbol graficzny jednostopniowego serwozaworu przepływowego 5/3, o konstrukcji suwakowej wzmacniacza pneumatycznego, przedstawiono na rys. 10. W zaworze



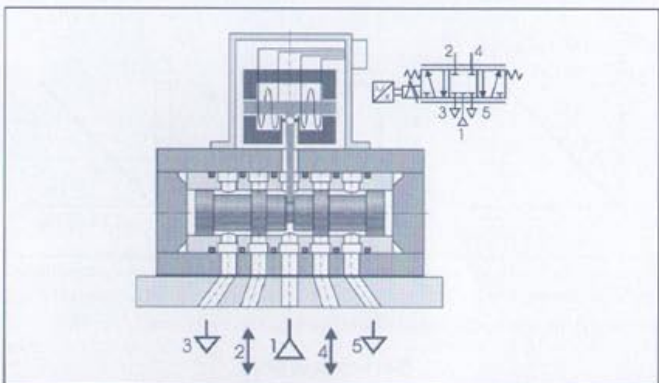
Rys. 9 Symbole graficzne serwozaworów: a) b) serwozaworów przepływowych jednostopniowych, c) d) serwozaworów ciśnieniowych redukcyjnych (jedno- i dwustopniowego)

tym zastosowano przetwornik elektromechaniczny w postaci silnika momentowego.

Symbole graficzne niektórych typów serwozaworów mogą być takie same jak dla zaworów proporcjonalnych.

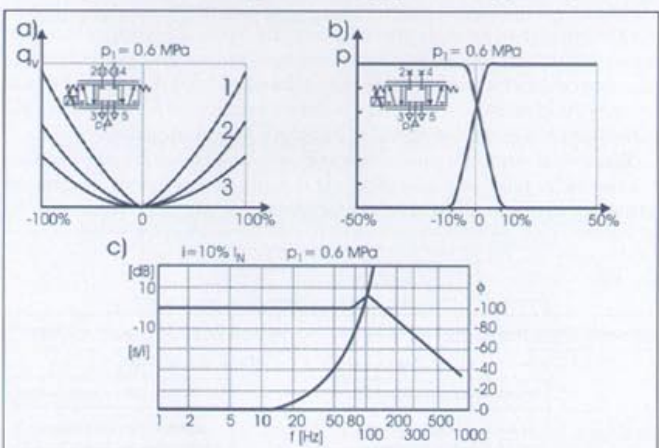
**Parametry techniczno-eksploatacyjne zaworów analogowych**

Do opisu właściwości statycznych zaworów analogowych stosuje się najczęściej charakterystyki przepływowe lub ciśnieniowe, a do opisu właściwości dynamicznych charakterystyki skokowe i logarytmiczne charakterystyki częstotliwościowe. Ponadto podawane są inne parametry techniczne, jak np.: współczynnik przewodności



Rys. 10 Przykład konstrukcji i symbol graficzny serwozaworacza przepływowego 5/3

dźwiękowej  $G$  i krytyczny stosunek ciśnień  $b$ , ciśnienie dopuszczalne, nominalne natężenie przepływu, natężenie przepływu przecieków przy zerowym sygnale sterującym, rodzaj przekrycia ele-



Rys. 11 Przykłady charakterystyk serwozaworacza przepływowego: a) charakterystyki przepływowe, b) charakterystyki ciśnieniowe, c) charakterystyka częstotliwościowo-fazowa

mentu roboczego (suwaka), czułość progowa i czułość przy zmianie znaku sygnału, histereza, liniowość, powtarzalność, minimalna nastawa, rodzaj i zakres elektrycznego sygnału sterującego, maksymalny pobór mocy, napięcie zasilania, maksymalny prąd, rodzaj przyłącza elektrycznego, średnica nominalna przelotu, rodzaj i wymiary przyłączy pneumatycznych. Dla każdego typu zaworu powinien być podany rodzaj dopuszczonego do pracy gazu wraz z wymaganiami dotyczącymi jego temperatury, filtracji oraz zawar-

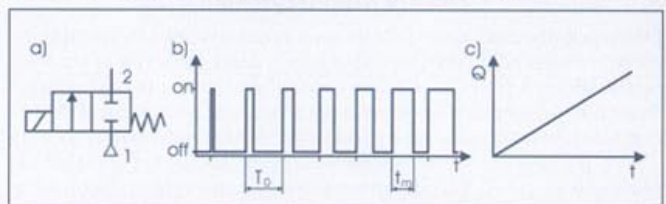
tości kondensatu i oleju. Należy nadmienić, że tylko w nielicznych katalogach można znaleźć pełną informację o parametrach techniczno-eksploatacyjnych prezentowanych tam zaworów. Najczęściej brakuje opisu właściwości dynamicznych elementów oraz parametrów przepływowych (są one w ogół niekompletne). Przykłady charakterystyk dla pięciodrogowego serwozaworacza przepływowego przedstawiono na rys. 11.

**Zawory dyskretne**

Zawory o działaniu dyskretnym mają ściśle określoną liczbę położeń, najczęściej dwa lub trzy. Są one sterowane elektrycznym sygnałem cyfrowym, który powoduje nieciągłą wartość sygnału wyjściowego w postaci natężenia przepływu lub ciśnienia gazu przy odciętych kanałach wyjściowych [6]. Najlepsze właściwości sterowania proporcjonalnego w układach pneumatycznych uzyskuje się dzięki stosowaniu zaworów dyskretnych, które charakteryzują się:

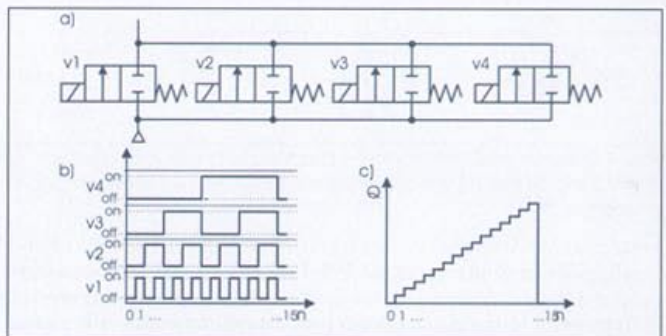
- krótkim czasem przełączania,
- małą bezwładnością ruchomych elementów zaworu,
- małymi oporami przepływu przy małych gabarytach,
- dużą trwałością,
- możliwością łączenia w bloki zaworów o jednakowych lub różnych funkcjach i parametrach.

W przypadku niektórych zastosowań zaworów dyskretnych, częstotliwość ich przełączania jest parametrem decydującym o możliwości realizacji sterowania proporcjonalnego w układach regulacji. W grupie tej możemy wyróżnić szybkie zawory przełączane z dużą częstotliwością oraz zawory binarne, montowane w odpowiednio



Rys. 12 Sterowanie natężeniem przepływu z wykorzystaniem zaworów dyskretnych przełączanych z dużą częstotliwością; a) symbol, b) modulacja PWM, c) charakterystyka przepływowa

konfigurowalne bloki zaworowe, które mogą działać z mniejszą częstotliwością. Zmianę natężenia przepływu lub ciśnienia sprężonego powietrza dla zaworów przełączanych z dużą częstotliwością uzyskuje się stosując sterowania typu PWM (Pulse Wide Modulation – rys. 12) lub PFM (Pulse Frequency Modulation). W przypad-



Rys. 13 Sterowanie natężeniem przepływu z wykorzystaniem zaworów binarnych; a) układ czterech zaworów o natężeniach przepływów spełniających warunek:  $Q_{v4} = Q_{v3} = Q_{v2} = Q_{v1}$ , b) sygnał modulacji PCM, c) charakterystyka przepływowa

ku zaworów binarnych zmianę natężenia przepływu zapewnia sterowanie typu PNM (Pulse Number Modulation) lub PCM (Pulse Code Modulation – rys. 13). Możliwa jest również kombinacja kilku sposobów sterowania, np. PNM + PWM.

**Zalety i wady techniki proporcjonalnej i serwotechniki**

Zawory elektropneumatyczne o działaniu proporcjonalnym pozwalają na zaprojektowanie napędów pneumatycznych o nowych, niespotykanych wcześniej możliwościach, które mogą konkurować z innymi rodzajami napędów. Dzięki swym właściwościom zawory te umożliwiają osiągnięcie większej elastyczności w przebiegu pracy



Stawianie napędem pneumatycznym wymagania działania nadążnego jest sprzeczne z wymaganiem szybkości działania napędu. Znane są różne sposoby podwyższenia szybkości działania układów pneumatycznych [1], [2], np. takie jak:

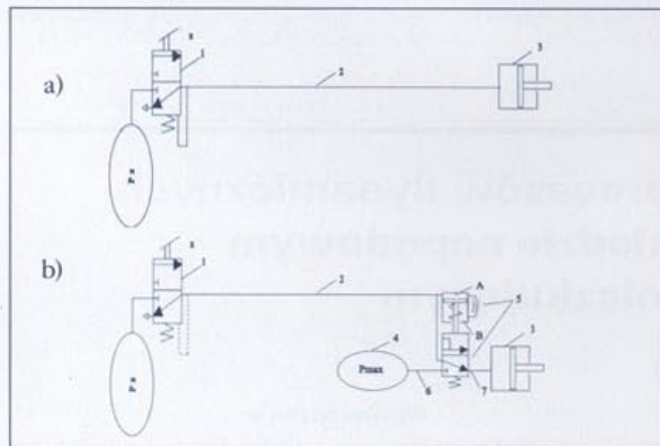
- dobór optymalnych średnic przewodów,
- dobór optymalnej przepustowości zaworów,
- zastosowanie w długich obwodach przenoszących dodatkowego zaworu przyspieszającego (wzmocniacza mocy),
- zastosowanie różnego rodzaju urządzeń korekcyjnych w tym także urządzeń różniczkujących.

### Działanie pneumatycznego układu napędowego z zaworem różniczkującym

Z teorii sterowania znane są układy korekcyjne, wykorzystywane głównie w celu zwiększania zapasu stabilności bez zmniejszania dokładności regulacji. Podobnie urządzenia korekcyjne można stosować w pneumatycznych układach napędowych lub sterujących w celu zwiększenia szybkości działania bez utraty nadążnego charakteru działania układu. Przykładem takiego rozwiązania jest obwód przenoszący pokazany na rys. 1b, w którym w magistrali 2, pomiędzy zaworem sterującym 1 a organem wykonawczym 3 umieszczono szeregowo dodatkowy zawór różniczkujący 5.

Układ ten działa w sposób następujący. W momencie nagłego zwiększenia ciśnienia na wyjściu zaworu sterującego 1, a następnie w objętości A zaworu różniczkującego 5, tłok (lub membrana) zaworu zostaje gwałtownie przemieszczony do dołu na skutek pojawienia się znacznej różnicy ciśnień w objętościach A i B. W rezultacie komora robocza siłownika 3 zostaje poprzez zawór różniczkujący 5 i krótki przewód zasilający 6 połączona ze źródłem sprężonego powietrza 4, więc ciśnienie w siłowniku 3 zaczyna szybko wzrastać. Po wyrównaniu ciśnień w objętościach A i B element zamykający zaworu 5 powraca w położenie wyjściowe i komora siłownika zostaje z powrotem połączona przez magistralę 2 i 7 z zaworem sterującym 1. Dalsze sterowanie ciśnieniem w siłowniku 3 realizowane jest bezpośrednio przez zawór nadążny 1.

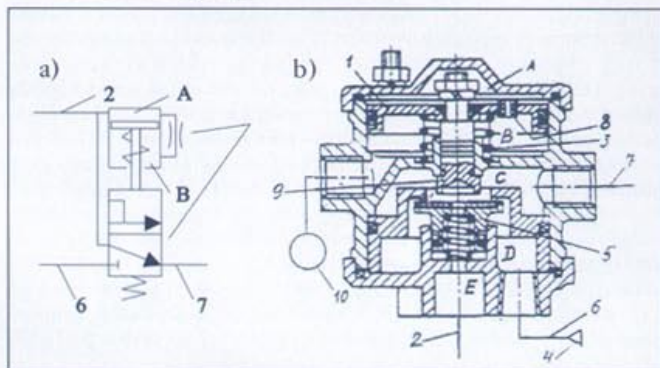
Zawór 5 na rys. 1b nie posiada sprężenia zwrotnego i służy przyspieszeniu wzrostu ciśnienia w siłowniku 3 przy gwałtownym zadziałaniu zaworu 1. Przy powolnym przemieszczeniu dźwigni zaworu sterującego zawór 5 nie działa z uwagi na dostatecznie szybkie wyrównanie się ciśnień w komorach A i B, a więc układ działa w sposób nadążny.



Rys. 1 Schematy układów pneumatycznych: a) układ napędowy z nadążnym zaworem sterującym 1; b) układ napędowy z zaworem różniczkującym 5

Na rys. 2 pokazano drugi wariant zaworu różniczkującego, w którym podczas jego działania magistrala 7 jest odłączana od magistrali 2. Sygnał sterujący (ciśnienie powietrza) podawany jest do komory A. Przy szybkim procesie przejściowym, gdy ciśnienie w komorze A jest znacznie wyższe od ciśnienia w komorze B, tłok 1 gwałtownie przemieszcza się w dół, przy czym siedło 9 opierając się o zawór 5 odłącza komorę C od magistrali 2 (czyli komory E), a następnie otwiera zawór 5. W rezultacie następuje szybkie zwiększenie ciśnienia w komorze wyjściowej C połączonej z organem wykonawczym, gdyż wpływa do niej sprężone powietrze z komory D połączonej ze zbiornikiem. Z upływem czasu dzięki przepływowi powietrza przez dławik 8 ciśnienia w komorach nadtlókowej A

i podtlókowej B wyrównują się, a tłok 1 i zawór 5 wskutek działania sprężyn przemieszczają się do góry, co prowadzi do odizolowania komory D i połączenia komór E i C, to jest połączenia magistrali 2 i 7. Dalej układ pracuje w zwykłych warunkach, to jest bez udziału zaworu różniczkującego.



Rys. 2 Zawór różniczkujący bez połączenia magistrali 7 z magistralą 2: a) schemat umowny; b) przekrój zaworu

Tak więc zawór różniczkujący uruchamiany jest jedynie przy skokowej zmianie położenia zaworu 1, kiedy niezbędne jest szybkie zadziałanie układu, a nie jego działanie nadążne. W tym przypadku szybkość działania układu można znacznie zwiększyć jeżeli przewody 6 i 7 łączące zbiornik sprężonego powietrza 4 z organem wykonawczym poprzez zawór są krótkie i mają wystarczające przekroje poprzeczne. W związku z tym przy powolnym działaniu zaworu 1 magistrale 2 i 7 cały czas są ze sobą połączone, a zawór 5 nie jest otwierany.

### Modelowanie pneumatycznych układów napędowych

Dla matematycznego opisu obwodów przedstawionych na rys. 1a i 1b należy zestawić odpowiednie schematy obliczeniowe rys. 3.

**Założenia.** Przy tworzeniu modelu matematycznego przyjmuje się następujące założenia:

- ciśnienie  $p_1$  na wyjściu zaworu sterującego 1 zmienia się w zależności od czasu otwarcia zaworu 1, ponieważ przewodność przewodu zasilającego ( $\mu A$ )<sub>0</sub> i elementu zamykającego zaworu sterującego 1 ( $\mu A$ )<sub>1</sub> jest dostatecznie wysoka (równanie 10),
- objętość organu wykonawczego przyjmujemy jako stałą,
- temperatura powietrza przed oporem miejscowym (dławikiem) i za nim jest jednakowa,
- element zamykający zaworu różniczkującego otwiera się skokowo przy osiągnięciu zadanej różnicy ciśnień w komorach A i B,
- ciśnienie powietrza w zbiornikach nie zmienia się w czasie procesów przejściowych i jest równe  $p_{max}$ ,
- współczynnik  $m$  zależy od kształtu oporu i jest stały w czasie procesu przejściowego.

Masowy przepływ powietrza przez opór miejscowy przyjmuje się w postaci (funkcja Miatluka – Awtuszko) [1]:

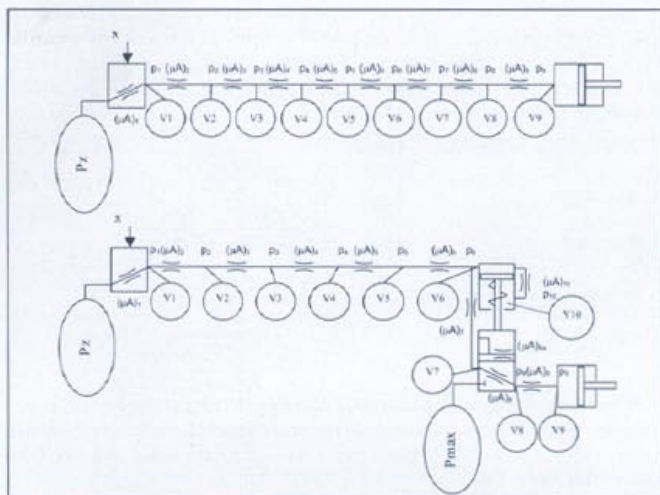
$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{op} = (\mu A)_i v_{kr} \frac{p_i}{RT} 0,654 \frac{p_i - p_{i+1}}{1,13 p_i - p_{i+1}} \quad (1)$$

gdzie:

- $\mu$  – współczynnik wydatku (przepływu),
- $A$  – przekrój poprzeczny w oporze miejscowym [ $m^2$ ],
- $v_{kr}$  – prędkość krytyczna, dla powietrza  $v_{kr} = (kRT)^{0,5}$ ,
- $p_i$  i  $p_{i+1}$  – ciśnienie absolutne powietrza przed i za oporem [Pa],
- $k$  – wykładnik adiady,  $k=1,4$ ,
- $R$  – stała gazowa, dla powietrza  $R=287$  [ $m^2/(s^2 \cdot K)$ ],
- $T$  – temperatura absolutna powietrza [K].

Wykorzystując zasadę węzłów [1] dla obwodów pneumatycznych, oraz mając na uwadze wcześniej przyjęte założenia budujemy układ równań różniczkowych procesu przejściowego dla przypadku wzrostu ciśnienia w organie wykonawczym. W takim przypadku długi przewód rozpatruje się jako szeregowe połączenie OP – członów zastąpionych jednym oporem miejscowym i dwoma skupionymi objętościami, równymi połowie objętości wewnętrznej wydzielnego odcinka przewodu.





Rys. 3. Schematy obliczeniowe układów przedstawionych na rys. 1a i 1b

Współczynnik wydatku m wydzielonego odcinka określa się jako

$$\mu = \frac{\mu_j}{\sqrt{j}}$$

gdzie:  
 $\mu_j$  – współczynnik wydatku jednometrowego odcinka przewodu,  
 $j$  – liczba jednakowej długości odcinków na schemacie obliczeniowym.

Współczynnik  $\mu_j$  zależy od średnicy przewodu i od objętości komory dołączonej do przewodu. Jednak przy obliczeniach wstępnych można przyjmować  $\mu_j = 0,2 - 0,3$ . Zauważmy, że określenie przewidywanych wartości współczynnika wydatku  $\mu_j$  przewodności przewodów i zaworów jest możliwe tylko szacunkowo na podstawie badań eksperymentalnych.

To na ile OP – członów należy podzielić długi przewód zależy od jego długości i średnicy oraz od objętości komory organu wykonawczego, a także od wymaganej dokładności obliczeń. Wyniki badań [3] dowiodły, że do obliczeń można przyjąć odcinek przewodu nie przekraczający 2,5m.

**Model matematyczny układu bez zaworu różniczkującego**  
 Model matematyczny układu napędowego z rys. 3a ma postać:

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{kRT} \cdot \frac{dp_2}{dt} &= (\mu \cdot A)_2 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_1}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_1 - p_2}{1,13 \cdot p_1 - p_2} \\ &- (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_3}{kRT} \cdot \frac{dp_3}{dt} &= (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} \\ &- (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_4}{kRT} \cdot \frac{dp_4}{dt} &= (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} \\ &- (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_5}{kRT} \cdot \frac{dp_5}{dt} &= (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} \\ &- (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_6}{kRT} \cdot \frac{dp_6}{dt} &= (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} \\ &- (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_7}{kRT} \cdot \frac{dp_7}{dt} &= (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} \\ &- (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_8}{kRT} \cdot \frac{dp_8}{dt} &= (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} \\ &- (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\frac{V_9}{kRT} \cdot \frac{dp_9}{dt} = (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} \quad (9)$$

gdzie:  
 $p_a$  – ciśnienie atmosferyczne,  
 $p_{max}$  – ciśnienie w zbiorniku powietrza,  
 $p_1 \div p_9$  – ciśnienia absolutne w odpowiednich węzłach schematu obliczeniowego, które zmieniają się w granicach od  $p_a$  do  $p_{max}$  [Pa],  
 $p_9$  – ciśnienie absolutne w komorze siłownika, przy czym na początku procesu przejściowego tj. przy  $t=0$   $p_9 = p_a$  [Pa],  
 $V_1$  – sumaryczna objętość komory zaworu sterującego i połowy odcinka przewodu na jaki został on podzielony podczas modelowania tj. 1,25m [m<sup>3</sup>],  
 $V_2 \div V_8$  – objętości wewnętrzne odcinka przewodu między dwoma

węzłami tj.  $V_i = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_i$  [m<sup>3</sup>],

$d_{przewodu}$  – średnica wewnętrzna przewodu [m],  
 $l_i$  – długość odcinka przewodu [m],  
 $V_9$  – sumaryczna objętość komory siłownika  $V_i$  i połowy ostatniego odcinka przewodu [m<sup>3</sup>],  
 $(mA)_i$  – przewodność odcinka przewodu [m<sup>2</sup>],

Ciśnienie wymuszenia opisane jest funkcją:

$$p_1(t) = (p_{max} - p_a) \cdot \frac{t}{t_m} + p_a \quad \text{przy } 0 \leq t \leq t_m \quad (10)$$

gdzie:  
 $t_m$  – czas wzrostu siły nacisku na pedał do wartości maksymalnej [s].

**Model matematyczny układu z zaworem różniczkującym.**  
 Model matematyczny układu sterowania siłownikiem poprzez zawór różniczkujący (wg rys. 3b) ma postać:

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{kRT} \cdot \frac{dp_2}{dt} &= (\mu \cdot A)_2 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_1}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_1 - p_2}{1,13 \cdot p_1 - p_2} \\ &- (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_3}{kRT} \cdot \frac{dp_3}{dt} &= (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} \\ &- (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_4}{kRT} \cdot \frac{dp_4}{dt} &= (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} \\ &- (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_5}{kRT} \cdot \frac{dp_5}{dt} &= (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} \\ &- (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_6}{kRT} \cdot \frac{dp_6}{dt} &= (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} \\ - (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} & \\ - (\mu \cdot A)_{10} \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_{10}}{1,13 \cdot p_6 - p_{10}} & \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_7}{kRT} \cdot \frac{dp_7}{dt} &= (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} \\ - (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} & \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_8}{kRT} \cdot \frac{dp_8}{dt} &= (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} \\ - (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} + & \\ + (\mu \cdot A)_{8a} \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_{max}}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_{max} - p_8}{1,13 \cdot p_{max} - p_8} & \end{aligned} \quad (17)$$

$$\frac{V_9}{kRT} \cdot \frac{dp_9}{dt} = (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} \quad (18)$$

$$\frac{V_{10}}{kRT} \cdot \frac{dp_{10}}{dt} = (\mu \cdot A)_{10} \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_{10}}{1,13 \cdot p_6 - p_{10}} \quad (19)$$

**Obliczanie układów wg rysunku 3.**

**Metoda obliczeń.** Wszystkie obliczenia i symulację przeprowadzono w środowisku Matlab 5.2.0. Do rozwiązywania nieliniowych równań różniczkowych zastosowano funkcję ode45, która bazuje na metodzie Runge-Kutty. Do wstępnej weryfikacji wyników obliczeń użyta została funkcja ode23, która także bazuje na tym samym algorytmie. Wszystkie obliczenia zostały przeprowadzone z dokładnością równą 0,001.

Obliczanie układu bez zaworu różniczkującego.

Dane do obliczeń:

$$p_{max} = 8 \cdot 10^5 \quad [\text{Pa}]$$

$$p_a = 1 \cdot 10^5 \quad [\text{Pa}]$$

$$l_{przewodu} = 15 \quad [\text{m}]$$

$$d_{przewodu} = 0,013 \quad [\text{m}]$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^2]$$

$$\mu A_2 \rightarrow \mu A_6 = A \cdot \frac{\mu}{\sqrt{25}} \quad [\text{m}^2]$$

$$\mu A_7 = 5,9 \cdot 10^{-5} \quad [\text{m}^2]$$

$$\mu A_8 = 5 \cdot 10^{-5} \quad [\text{m}^2]$$

$$\mu A_{8a} = 5 \cdot 10^{-5} \quad [\text{m}^2]$$

$$\mu A_9 = \mu A_2 \quad [\text{m}^2]$$

$$V_1 \rightarrow V_5 = \frac{2,5 \pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_6 = \frac{1,45 \pi \cdot d^2}{4} + V_A \quad [\text{m}^3]$$

$$V_7 = \frac{0,1 \pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_8 = \frac{1,25 \pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_9 = V_{silownika} = 0,0045 \quad [\text{m}^3]$$

$$R = 287,14 \quad [\text{m}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{K})]$$

$$T = 293 \quad [\text{K}]$$

$$k = 1,4$$

$$v_k = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad [\text{m/s}^2]$$

W wyniku obliczeń układu bez zaworu różniczkującego (rys. 3a) otrzymano rodzinę wykresów przedstawiających zmiany ciśnienia na wyjściu zaworu 1 (ciśnienie wymuszenia) oraz w komorze siłownika 3 rys. 4-6.

**Obliczanie układu z zaworem różniczkującym.** Warunek załączenia zaworu różniczkującego:

$$\text{przy } p_6 \cdot S \cdot \eta \geq p_{10} \cdot S + F_s \quad (\mu \cdot A)_{8a} = 4,5 \cdot 10^{-5} [\text{m}^2]$$

$$\text{przy } p_6 \cdot S \cdot \eta \leq p_{10} \cdot S + F_s \quad (\mu \cdot A)_{8a} = 0$$

Dane do obliczeń:

Przyjmujemy dane z punktu 4.2, oraz dodatkowo:

$$F_s = 10 \quad [\text{N}]$$

$$\mu = 0,9$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \quad [\text{m}^2]$$

$$V_A = 0,25 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_B = 0,3 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3]$$

$$\delta = \frac{t_2 - t_1}{t_2} \cdot 100\% \quad [\text{m}^2]$$

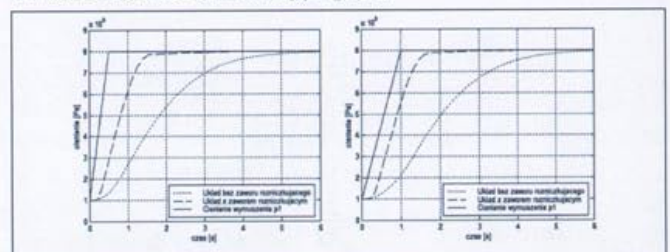
Otrzymane wyniki podczas symulacji pokazano na wykresach rys. 4-6. Na rys. 6 przedstawiono w % skuteczność działania d zaworu różniczkującego w pneumatycznym układzie nadążnym o długości przewodu 15m. Wskaźnik d oblicza się wg wzoru:

$$\delta = \frac{t_2 - t_1}{t_2} \cdot 100\%$$

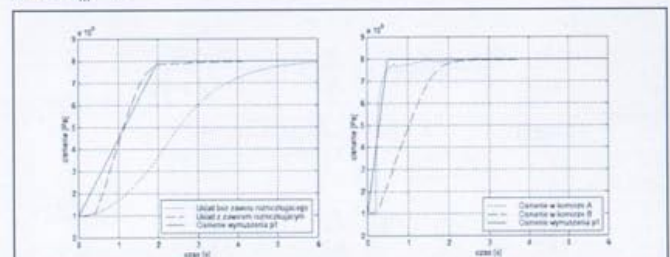
gdzie:

t<sub>2</sub> – czas wzrostu ciśnienia p<sub>9</sub> do wartości 0,9p<sub>9</sub> w siłowniku bez zastosowania zaworu różniczkującego [s],

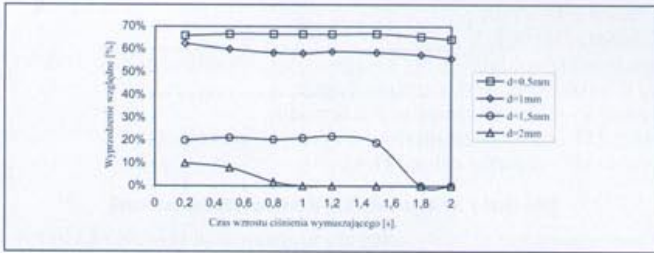
t<sub>1</sub> – czas wzrostu ciśnienia p<sub>9</sub> do wartości 0,9p<sub>9</sub> w siłowniku z zastosowaniem zaworu różniczkującego [s].



Rys. 4 Przebieg ciśnienia powietrza w komorze siłownika: a) dla t<sub>m</sub> = 0.5s, b) dla t<sub>m</sub> = 1s



Rys. 5 Przebieg ciśnienia powietrza w komorze siłownika, i w komorach A i B: a) ciśnienie w komorze siłownika dla t<sub>m</sub> = 2s, b) ciśnienie w komorach A i B dla t<sub>m</sub> = 0.5s.



Rys. 6 Wyprzedzenie względne  $\delta$  zaworu różniczkującego

**Podsumowanie**

Z przeprowadzonych badań wynika, że stosowanie zaworu różniczkującego jest celowe gdy szybkość wzrostu sygnału wymuszenia jest duża. Na przykład dla  $t_m=0,2s$  wyprzedzenie układu z zaworem

różniczkującym w porównaniu do układu bez tego zaworu wynosi 4s, natomiast dla  $t_m=2s$  już tylko 3s. Efektywność zaworu różniczkującego zależy od jego parametrów konstrukcyjnych. Z przeprowadzonych badań zaworu w zależności od jego średnicy otworu dławiącego d otrzymano wyprzedzenie względne  $\delta$ , które wynosi 65% dla  $d=0,5mm$ , natomiast tylko 10% dla  $d=2mm$ . Zastosowanie zaworu różniczkującego z odpowiednio dobranymi parametrami konstrukcyjnymi pozwala znacznie zwiększyć szybkość działania pneumatycznego układu napędowego.

**Literatura**

- [1] Метлюк Н. Ф. Автушко: В. П. ДИНАМИКА пневматических и гидравлических приводов автомобилей, МОСКВА, 1980
- [2] M. Miatluk, Z. Kulesza.: Sposoby podwyższania szybkości działania napędów pneumatycznych. Konferencja naukowo – techniczna „Napedy i sterowanie hydrauliczne”, Wrocław, 1996.
- [3] Z. Kulesza.: Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych. Rozprawa doktorska, Warszawa, 2003.

## Elektropneumatyczny układ sterowania stanowiska montażowego nasad walcowych ze zmiennym stopniem hybrydyzacji

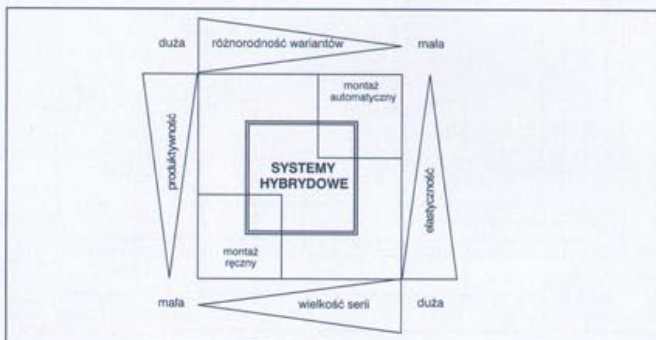
mgr inż. Wojciech Śliżewski  
Zespół Szkół nr 5 w Suwałkach, e-mail: bawplus@wp.pl

**Streszczenie**

Hybrydowe systemy montażowe zbudowane z uzupełniających się wzajemnie stanowisk zautomatyzowanych i stanowisk montażu manualnego charakteryzują się odpowiednim stopniem hybrydyzacji, którego określenie w sposób ścisły jest niemożliwe. W referacie przedstawiono metodę wyznaczania stopnia hybrydyzacji dla stanowiska o zoptymalizowanym procesie realizowanego w warunkach zakładów pracy chronionej. Metodę zaprezentowano na przykładzie nasady walcowej, stanowiącej podzespół elektrycznego przewodu przyłączeniowego dostosowanego do pracy gorącej. Na bazie zaproponowanej optymalnej kolejności montażu nasady realizowanej w strukturze modułowej zaprezentowano koncepcję elektropneumatycznego układu sterowania stanowiska montażowego. W strukturze układu sterowania wyróżnia się czujniki pomiarowe, pneumatyczne elementy wykonawcze, pneumatyczne i elektropneumatyczne zawory rozdzielające oraz elektroniczne moduły sygnalizacyjne i programujące. Uwzględniając możliwość występowania różnych stopni hybrydyzacji, włączono do układu sterowania moduł wyboru struktury zrobotyzowanej i zaproponowano według metody Grafcet przykładową aplikację sterowania w jednym z modułów stanowiska montażowego.

**Stopień hybrydyzacji stanowiska**

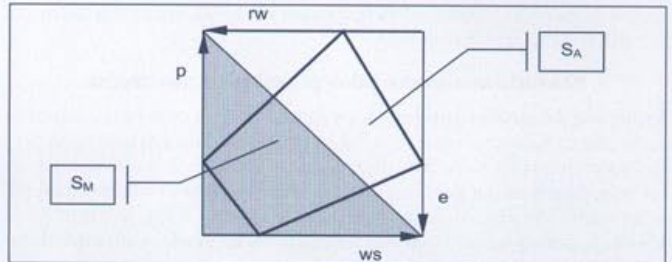
W montażu zespołów lub wyrobów systemy hybrydowe są zbudowane są z uzupełniających się wzajemnie stanowisk zautomatyzowanych i stanowisk montażu manualnego. Systemy te zajmują



Rys. 1 Schemat możliwych konfiguracji montażu

pozycję między procesami montażu całkowicie ręcznego i w pełni zautomatyzowanego. Konfiguracja montażu może więc mieć różną strukturę, czyli charakteryzować się stopniem hybrydyzacji. Stopień ten zawiera się między wartościami granicznymi hybrydyzacji, to jest montażem całkowicie ręcznym i całkowicie automatycznym. Graficzną interpretację możliwych konfiguracji montażu schematycznie przedstawiono na rysunku 1 [3,5].

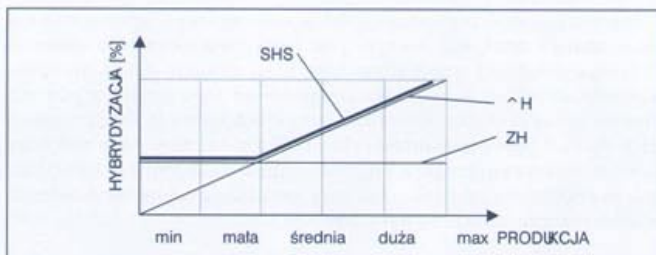
Określenie stopnia hybrydyzacji w sposób ścisły jest w zasadzie niemożliwe. Analiza przedstawionej na rysunku 1 konfiguracji pozwala wnioskować, że w zależności od struktury hybrydy różnie kształtują się parametry strukturalne montażu, którymi są: produktywność  $p$ , wielkość serii  $w_s$ , różnorodność wariantów  $r_w$  i elastyczność  $e$ . Ścisłe określenie wartości tych parametrów wykorzystuje



Rys. 2 Obszar hybrydyzacji przy założonej konfiguracji procesu montażu  $S_M$  – pole montażu manualnego,  $S_A$  – pole montażu automatycznego,  $S_M + S_A = S_H$  – pole obszaru hybrydyzacji, – granica obszaru hybrydyzacji, □ strefa czynności manualnych, ■ strefa czynności zautomatyzowanych

się przy budowie skali hybrydyzacji procesu montażu oraz określaniu obszaru hybrydyzacji. Parametry te są współrzędnymi układu konfiguracyjnego procesu, które wyznaczają na jego osiach określone punkty. Punkty te po połączeniu liniami prostymi tworzą wierzchołki czworokąta. Postępowanie to przedstawiono na rysunku 2. Otrzymany czworokąt obrazuje pożądany obszar hybrydyzacji przy założonych parametrach procesu montażu. Część zaciemniona dotyczy montażu manualnego, a część jasna montażu automatycznego. Na tej podstawie definiuje się stopień hybrydyzacji procesu. Określa on wyrażony w procentach montaż automatyczny  $U_{A\%}$  w stosunku do całego procesu montażu, a mianowicie:

$$U_{A\%} = \frac{S_A}{S_H} \cdot 100 \quad [\%]$$



Rys. 3 Metoda określania stopnia hybrydyzacji dla stanowiska o zoptymalizowanym procesie montażu realizowanego przez operatora niepełnosprawnego

gdzie:

$\wedge H$  – stopień hybrydyzacji [%],

$U_{A\%}$  – procent montażu automatycznego [%],

$S_A$  – pole montażu automatycznego,

$S_H$  – pole obszaru hybrydyzacji [4].

W obszarze hybrydyzacji procesu montażu realizowanego przez osobę niepełnosprawną należy uwzględnić także zakres hybrydyzacji z uwagi na percepcję operatora. Stwierdza się tu jednak, że zakres ten będzie parametrem charakteryzującym osobę niepełnosprawną w odniesieniu do montażu konkretnego rodzaju wyrobu. Nie jest więc to parametr stały. Jego wartość jest zróżnicowana w zależności od rodzaju wyrobów montowanych przez tę samą osobę lub od sprawności różnych osób wykonujących montaż tego samego produktu. Zakres hybrydyzacji operatora na dane stanowisko można wyznaczyć zgodnie z zależnością:

$$ZH = \frac{\sum WK}{\sum W} \cdot 100\%$$

gdzie:

ZH – zakres hybrydyzacji operatora [%],

$\sum WK$  – liczba wyników badań operatora wskazujących na konieczność stosowania urządzeń zrobotyzowanych,

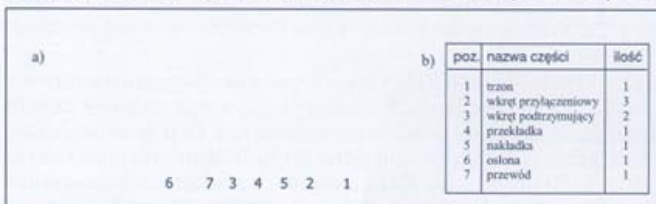
$\sum W$  – liczba wszystkich badań operatora.

Należy tu zaznaczyć, że zakres hybrydyzacji operatora ma tę samą wartość co hybrydyzacja konfiguracyjna stanowiska.

Na rysunku 3 przedstawiono istotę zmian wartości stopnia hybrydyzacji stanowiska (linia oznaczona symbolem SHS). Symbolem  $\wedge H$  oznaczono przebieg zmian stopnia hybrydyzacji procesu, a symbolem ZH zakres hybrydyzacji operatora. Przedstawiona metoda wyznaczania stopnia hybrydyzacji dla stanowiska o zoptymalizowanym procesie montażu realizowanego przez operatora niepełnosprawnego uwzględnia całościowo specyfikę warunków produkcji w zakładzie pracy chronionej.

### Nasada walcowa jako przedmiot montażu

Jednym z warunków produkcji uwzględnianych przy realizacji procesu montażu w systemie hybrydowym jest struktura konstrukcyjna montowanych wyrobów. Przykładem takiego wyrobu jest nasada walcowa będąca podzespołem konstrukcyjnym elektrycznego przewodu przyłączeniowego dostosowanego do pracy gorącej. Funkcją takiej nasady jest bezpośrednie włączenie w obwód elektryczny odbiorników prądu elektrycznego, typu naczynia grzejne. Elementy składowe nasady walcowej przedstawiono na rysunku 4. Optymalna kolejność montażu elementów składowych nasady wal-



Rys. 4 Montażowa struktura konstrukcyjna nasady walcowej: a) elementy konstrukcyjne, b) specyfikacja części

cowej wygląda następująco:

1. wybranie trzonu nasady jako jednostki bazowej,
2. montaż przewodu,
3. montaż wkrętów przyłączeniowych,
4. montaż wkrętów podtrzymujących,
5. montaż przekładki,

6. montaż nakładki,

7. montaż osłony.

Realizacja przedstawionej kolejności odbywa się w sposób dyskretny w następujących trzech modułach:

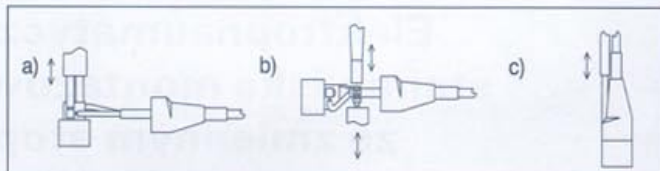
moduł I – montaż zasadniczy przewodu,

moduł II – montaż elementów podtrzymujących,

moduł III – montaż osłony [1,4].

### Moduły stanowiska do montażu nasad

Zaproponowane moduły stanowią konfigurację stanowiska hybrydowego montażu nasady walcowej. Ich struktura przewiduje realizację różnej liczby zabiegów. W module pierwszym najpierw następuje ręczne lub automatyczne ustalenie i odpowiednie zorientowanie trzonu nasady, osłony i przewodu. Wszystkie te elementy mogą być podawane ręcznie lub za zasobników w sposób automatyczny. Następnie ręcznie lub automatycznie są ustalone, orientowane i zakręcane wkręty przyłączeniowe. W wariancie automatycznym czynności te są wykonywane jednocześnie dla trzech wkrętów. Jakość połączenia może być sprawdzana przez układ przewodząco-napiający, wprowadzany ręcznie lub automatycznie. Po tych czynnościach następuje przejście do montażu w module drugim, w którym najpierw następuje zmiana położenia trzonu nasady. Powoduje

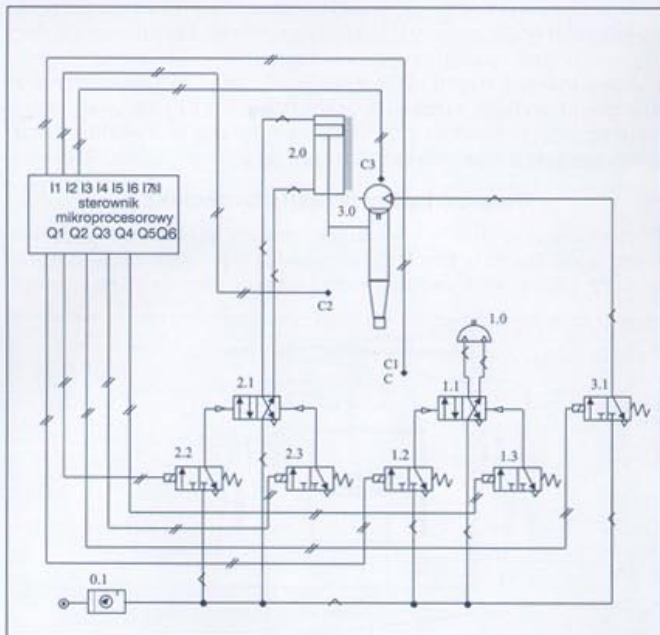


Rys. 5 Idea modułów montażowych nasady walcowej: a) montaż zasadniczy przewodu b) montaż elementów podtrzymujących c) montaż osłony

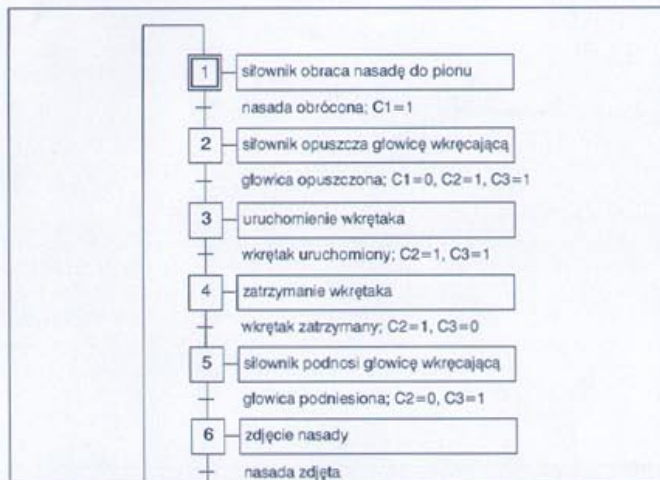
to jednocześnie samoczynne wyprofilowanie żył przewodu i jego ustawienie w profilu podtrzymującym trzonu. Następnie pozycjonuje się przekładkę i nakładkę, w której są zakręcane wkręty podtrzymujące. Po tej czynności sprawdza się (w sposób zbliżony jak w module pierwszym) poprawność łączenia. Przed przejściem do montażu w module trzecim następuje wstępne ustalenie osłony. W module trzecim całość nasady jest obracana do pozycji pionowej. W takim ustawieniu dokręca się wkręt osłony z jednoczesnym zamknięciem nasady. Opisaną ideę montażową nasady walcowej w poszczególnych modułach przedstawiono na rysunku 5.

### Struktura układu sterowania stanowiska montażowego

Schemat elektropneumatycznego układu sterowania dla modułu trzeciego przedstawiono na rysunku 6. W grupie pneumatycznych

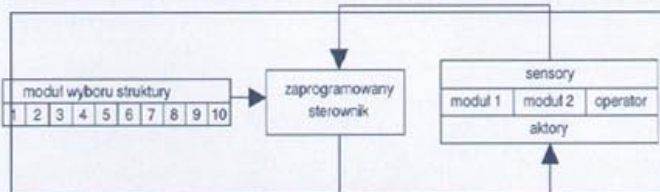


Rys. 6 Schemat elektropneumatycznego układu sterowania procesem montażu nasady walcowej w module trzecim



Rys. 7 Algorytm układu procesu montażu nasady w module trzecim z udziałem operatora z uszkodzonym narządem wzroku w stopniu całkowitym

elementów wykonawczych znajdują się miniaturowe głowice wkręcające z jednym, dwoma i trzema wkrętakami, przystosowane do zakręcania wkrętów w połączeniach gwintowych nasady walcowej, siłowniki ruchu liniowego do przemieszczania głowic wkręcających oraz niektóre elementy napędowe układów podawania, orientowania i ustalania położenia części składowych nasady.



Rys. 8 Schemat ideowy systemu mechatronicznego w układzie hybrydowym

Każdy z tych elementów ma własną grupę pneumatycznych i elektropneumatycznych zaworów rozdzielających tworzących odrębne układy sterowania w poszczególnych modułach stanowiska montażowego. Wzajemne powiązanie układów następuje w strukturze programu sterującego poprzez wejścia i wyjścia programowalnego modułu sterującego.

Siłownik 1.0 ruchu obrotowego ustawia nasadę w pozycji pionowej. O ustaleniu w tej pozycji informuje blok czujników C1.

Otrzymany z niego sygnał powoduje zadziałanie siłownika 2.0 ruchu liniowego. Siłownik ten opuszcza głowicę wkręcającą w celu zakręcenia wkrętu. Uzyskanie dolnego skrajnego położenia przez siłownik 2.0 sygnalizowane jest przez blok czujników C2. Sygnał ten powoduje uruchomienie turbinki 3.0 głowicy wkręcającej, powodując tym samym ruch obrotowy wkrętaka zakręcającego wkręt mocujący nasady. Dokręcenie wkrętu sygnalizowane jest przez czujnik C3. Włączenie czujnika C3 przy jednoczesnym włączeniu czujnika C2 powoduje wycofanie głowicy wkręcającej z obszaru roboczego. Po osiągnięciu skrajnego górnego położenia następuje odbiór nasady i powtórzenie cyklu pracy. W modułach pierwszym i drugim istota sterowania jest podobna. Różnice dotyczą głównie konstrukcji elementów wykonawczych oraz ich wzajemnego powiązania [2,3].

Opisany układ sterowania dla modułu trzeciego odpowiada realizacji procesu montażu nasady walcowej wykonywanego przez operatora z uszkodzeniem narządu wzroku w stopniu całkowitym. Jego postać według metody Grafcet przedstawiono na rysunku 7. Analogicznie zapisuje się ciąg działań dla pozostałych modułów. Należy tylko odpowiednio uwzględnić warunki zapisu pozycji i tranzycji w sieci Grafcet.

### Wnioski

Zastosowanie pneumatycznych elementów wykonawczych w modułach stanowiska montażowego nasad walcowych zapewnia przede wszystkim bezpieczne warunki pracy. Ma to szczególnie ważne znaczenie w zakładach pracy chronionej, gdzie czynności montażowe wykonuje operator niepełnosprawny. Wykorzystanie jednocześnie w układach sterowania poszczególnych modułów elementów pneumatycznych i elektropneumatycznych zapewnia realizację procesu montażu w sposób dyskretny. Pozwala to na sporządzenie algorytmów procesu metodą Grafcet, umożliwiającą łatwe programowanie sterownika logicznego w systemie mechatronicznym. Jest to istotne w procesie montażu hybrydowego z wymaganą regulacją stopnia hybrydyzacji. Schemat ideowy struktury takiego układu pokazano na rysunku 8.

### Literatura

- [1] Lunarski J., Szabajkiewicz W.: *Automatyzacja procesów technologicznych montażu maszyn*, WNT, Warszawa 1993.
- [2] Schmid D.: *Mechatronika*, Wydawnictwo REA, Warszawa 2002.
- [3] Siemiński F., Śliżewski W.: *Modelowanie montażu hybrydowego w zakładach pracy chronionej*, TiAM nr 2/2003, OBR TEKOMA, Warszawa.
- [4] Szabajkiewicz W.: *Modułowe technologie montażu*, TiAM nr 4/1998, OBR TEKOMA, Warszawa.
- [5] Żurek J., Chruściel W.: *Hybrydowe systemy montażowe – uwagi dotyczące montażu ręcznego*, TiAM nr 4/2000, OBR TEKOMA Warszawa.

## Wzmacniacze przysłonowe pneumatycznych czujników ciśnienia krwi

prof. dr hab. inż. Mirosław Werszko\*, dr inż. Krzysztof Tomczuk\*, dr inż. Artur Jedrusyna\*, dr inż. Radosław Werszko\*\*

\* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, e-mail: miroslaw.werszko@pwr.wroc.pl, krzysztof.tomczuk@pwr.wroc.pl, artur.jedrusyna@pwr.wroc.pl

\*\* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, e-mail: radoslaw.werszko@pwr.wroc.pl

W referacie przedstawiono konstrukcje i charakterystyki trzech niestandardowych wzmacniaczy typu dysza-przysłona, przeznaczonych do budowy pneumatycznych czujników do bezinwazyjnego pomiaru ciśnienia krwi. Są to następujące wzmacniacze:

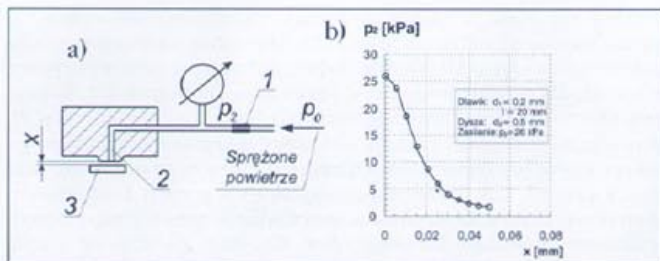
- wielodyszowy (trzy dysze obok siebie w centralnej części komory pomiarowej),
- z dyszą szczelinową (dysza w postaci szczeliny w centralnej części komory pomiarowej),

- z dyszą pierścieniową (dysza w postaci pierścienia w centralnej części komory pomiarowej).

Porównano między sobą właściwości statyczne rozważanych wzmacniaczy oraz oceniono ich przydatność do budowy czujników ciśnienia krwi (zwłaszcza z punktu widzenia łatwego ustawiania czujnika względem tętnicy).

### Wstęp

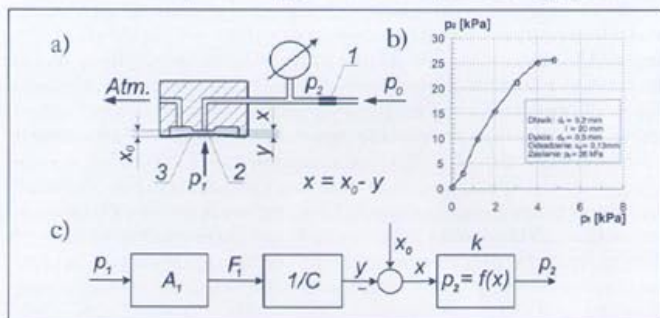
Wzmacniacze przysłonowe, nazywane również wzmacniaczami typu dysza-przysłona, w standardowym wykonaniu składają się z dławika 1 (rys. 1a), dyszy o przekroju kołowym 2 oraz przysłony 3. Zależność ciśnienia  $p_2$ , będącego sygnałem wyjściowym wzmacniacza, od przemieszczenia przysłony  $x$  ma przebieg nieliniowy (rys. 1b). Gdy dysza jest całkowicie zamknięta przysłoną ( $x = 0$ ), ciśnienie wyjściowe wzmacniacza  $p_2$  jest równe ciśnieniu zasilania:  $p_2 = p_0$ , a przy całkowicie otwartej dyszy – ciśnienie  $p_2$  jest bliskie atmosferyczne-



Rys. 1 Wzmacniacz przysłonowy: a) schemat konstrukcyjny, b) charakterystyka, 1) dławik, 2) dysza, 3) przysłona

mu. Wzmacniacze typu dysza-przysłona konstruuje się w ten sposób aby maksymalną zmianę ciśnienia wyjściowego  $\Delta p_{2max}$  (w obrębie liniowej części jego charakterystyki statycznej) można było uzyskać przy zmianie położenia przysłony w granicach jednej setnej milimetra. Jest to podstawowy warunek poprawnej pracy wzmacniaczy, zwłaszcza tych, które są przeznaczone do budowy czujników pomiarowych.

Jeśli rolę przysłony będzie spełniać elastyczna membrana 3 (rys. 2a), której ugięcia  $y$  będą wywołane przez ciśnienie  $p_1$ , to taki wzmacniacz spełnia rolę przetwornika pomiarowego, przetwa-



Rys. 2 Czujnik ciśnienia typu wychyłowego: a) schemat konstrukcyjny, b) charakterystyka, c) schemat strukturalny 1) dławik, 2) dysza, 3) membrana

razającego ciśnienie jakiegoś ośrodka  $p_1$  na ciśnienie sprężonego powietrza  $p_2$ . Jego strukturę przedstawiono na rysunku 2c, gdzie  $x_0$  – odsadzenie dyszy,  $A_1$  – czynna powierzchnia pola membrany,  $c$  – sztywność membrany.

Charakterystyka statyczna takiego przetwornika (rys. 2b), dalej nazywanego czujnikiem ciśnienia, jest nieliniowa i w dużym stopniu zależy od wahań ciśnienia zasilania  $p_0$ , zmian sztywności membrany  $c$  oraz zmian oporności dławika, wywołanych, na przykład, zmianami temperatury otoczenia lub zanieczyszczeniami.

Wymienionych wad nie ma natomiast czujnik pokazany na rysunku 3a, w którym kierunek przepływu powietrza zmieniono na przeciwny, w stosunku do czujnika na rysunku 2a. Dzięki temu zabiegowi czujnik typu wychyłowego został przekształcony w czujnik typu kompensacyjnego. Strukturę tego czujnika przedstawiono na rysunkach 3c i 3d, gdzie:  $A_1, A_2$  – czynne powierzchnie pól membrany odpowiednio od strony działania ciśnienia  $p_1$  i  $p_2$ ;  $F_1, F_2$  – siły wywołane działaniem na membranę ciśnień  $p_1$  i  $p_2$ ;  $c$  – sztywność membrany. Zależność pomiędzy ciśnieniami  $p_1$  i  $p_2$ , wyprowadzoną w oparciu o schemat na rysunku 3d, można przedstawić w postaci:

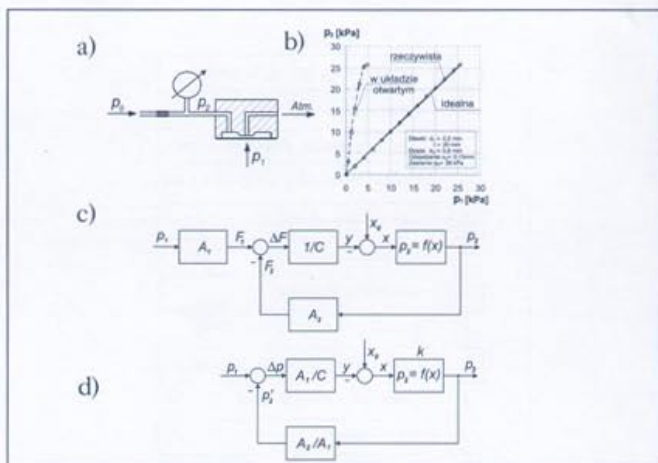
$$p_2 = \frac{1}{\frac{c}{A_1 k} + \frac{A_2}{A_1}} p_1 \quad (1)$$

W równaniu (1) stosunek  $A_1/A_2$  jest bliski jedności, natomiast bezwymiarowe wyrażenie  $c/(A_1 k)$  ma wartość bardzo małą w stosunku do jedności i można je pominąć. Wobec tego, z pewnym przybliżeniem można napisać:

$$p_2 = \frac{A_1}{A_2} p_1 \quad (2)$$

Dzięki sprzężeniu zwrotnemu charakterystyka czujnika stała się liniowa (rys. 3b), a zmiany sztywności  $c$  oraz współczynnika wzmocnienia  $k$  oraz zmiany ciśnienia zasilania mają znikomy wpływ na jej przebieg.

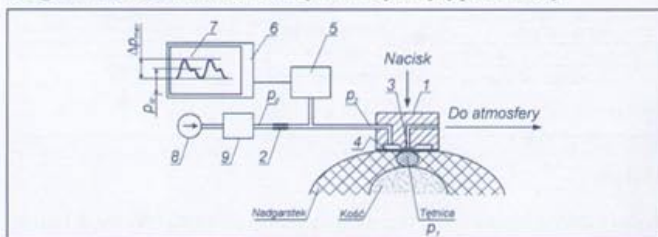
Czujnik w opisanej wersji jest stosowany, między innymi, do nieinwazyjnego pomiaru ciśnienia krwi nową, opracowaną przez auto-



Rys. 3 Czujnik ciśnienia typu kompensacyjnego: a) schemat konstrukcyjny, b) charakterystyka, c, d) schematy strukturalne

rów, metodą [1,2]. Układ od takiego pomiaru (rys. 4) składa się z czujnika 1 (dławik 2, dysza 3 i membrana 4), przetwornika pneumoelektrycznego 5 i modułu przetwarzającego 6 z wyświetlaczem 7.

Czujnik 1 zasilany jest sprężonym powietrzem z minisprężarki 8, o stabilizowanym przez regulator 9 ciśnieniu  $p_0$ . Podczas pomiaru czujnik 1 przykładają się do nadgarstka w miejscu, gdzie bezpośrednio pod skórą znajduje się tętnica z wyczuwalnym tętnem krwi, a następnie stopniowo dociska się go do tętnicy. Po jednokrotnym docisku pomiar jest skończony, a na wyświetlaczu pojawia się przebieg fali ciśnienia krwi oraz najważniejsze jej parametry.



Rys. 4 Schemat układu do bezinwazyjnego pomiaru ciśnienia krwi: 1) czujnik, 2) dławik, 3) dysza, 4) membrana, 5) przetwornik pneumoelektryczny, 6) moduł przetwarzający, 7) wyświetlacz, 8) minisprężarka, 9) regulator

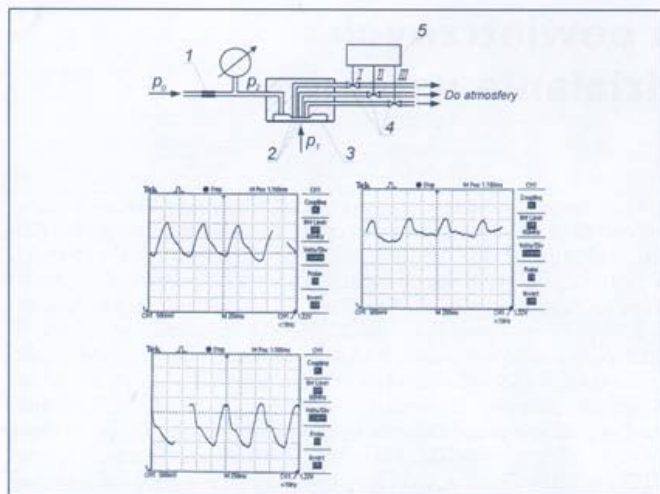
Warunkiem poprawnej pracy czujnika w wyżej wymienionym zastosowaniu jest umieszczenie go w ten sposób, aby dysza 3 znajdowała się bezpośrednio nad tętnicą, do której czujnik jest dociskany. Nie jest to zadanie łatwe i dlatego, aby zwiększyć prawdopodobieństwo właściwego ustawienia czujnika, zaproponowano zastosowanie w nim wzmacniaczy typu dysza-przysłona o niestandardowej konstrukcji.

### Czujnik ze wzmacniaczem wielodyszowym

Czujnik ten składa się z dławika 1 (rys. 5a), trzech dysz 2, membrany 3 i trzech elektromagnetycznych zaworów odcinających 4. Otwieranie i zamykanie tych zaworków, według zadanego algorytmu, wykonuje specjalny układ sterujący 5. Algorytm ten zapewnia cykliczne otwieranie i zamykanie zaworków 4, przy czym w danym momencie może być otwarty tylko jeden z nich. W chwili otwarcia danego zaworka sprawdzany jest kształt pojawiającej się w tym momencie fali ciśnienia krwi. Sprawdzanie to polega na porównaniu między sobą fal ciśnienia, uzyskanych podczas otwarcia trzech kolejnych zaworków i wybraniu tej fali, która ma regularny kształt i największą amplitudę w porównaniu z innymi. Wybrana fala ciśnienia odzwierciedla rzeczywisty przebieg ciśnienia krwi i podlega dalszej analizie pod kątem jej charakterystycznych wielkości.

W czujniku można wyróżnić trzy wzmacniacze, przy czym w danej chwili może działać tylko jeden, a dwa pozostałe muszą być zamknięte. Jak łatwo było przewidzieć, charakterystyki czujnika z poszczególnymi wzmacniaczami praktycznie pokrywają się i przebiegają jak na rysunku 3b.

Wstępne badania czujnika na pacjentach przeprowadzono w następujący sposób. Przykładano czujnik do nadgarstka w miejscu,

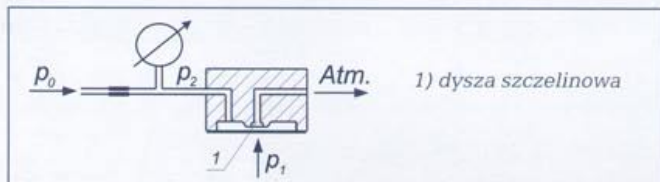


Rys. 5 Czujnik ze wzmacniaczem wielodyszowym: a) schemat konstrukcyjny, b, c, d) oscylogramy, 1) dławik, 2) dysze, 3) membrana, 4) zaworki odcinające, 5) układ sterujący

gdzie występuje tętnica promieniowa, a następnie, obserwując przebieg ciśnienia na ekranie oscyloskopu, uruchamiano po kolei wzmacniacze czujnika. Przy czym uruchomienie wybranego wzmacniacza polegało na otwarciu jego kanału odpowietrzającego i zamknięciu kanałów pozostałych wzmacniaczy. Przykładowe trzy przebiegi ciśnienia krwi, odpowiadające trzem różnym wzmacniaczom, pokazano na rysunku 5b, c i d. Pierwszy przebieg (rys. 5b) jest względnie dobry, drugi (rys. 5c) jest zdecydowanie zły, a trzeci (rys. 5d) jest najlepszy, gdyż wyraźnie odwzorowuje wcięcia dykrotyczne (będące w istocie, dość wysoką harmoniczną).

#### Czujnik ze wzmacniaczem z dyszą szczelinową

Na rysunku 6 pokazano konstrukcję czujnika, w którym zastosowano wzmacniacz z dyszą w postaci szczeliny 1. Przy projektowaniu przyjęto założenie, że czujnik będzie przykładany do ciała pacjenta w ten sposób, aby dłuższe boki szczeliny były usytuowane w poprzek tętnicy, co ma ułatwić kontakt z nią. Natomiast, część szczeliny,



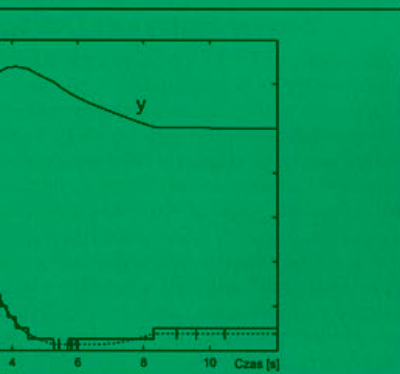
Rys. 6 Czujnik ze wzmacniaczem z dyszą szczelinową

która nie będzie miała kontaktu z tętnicą, zostanie zatkana przez zetknięcie z tkanką otaczającą tętnicę.

#### Czujnik z dyszą pierścieniową

Kolejnym wzmacniaczem, zastosowanym w budowie czujnika ciśnienia krwi, był wzmacniacz z dyszą pierścieniową. Jego konstrukcję, wzorowaną na tonometrze okulistycznym [3], przedstawiono schematycznie na rysunku 7a. Wzmacniacz składa się z dławika 1, dyszy pierścieniowej 2 i przysłony w postaci membrany 3. Powietrze zasilające o ciśnieniu  $p_0$  przepływa przez dławik 1 i trafia do komory 4, odpowietrzanej przez dyszę pierścieniową 2.

Na rysunku 8b odpowiadają sytuacji, gdy ciśnienie krwi jest niskie. Na rysunku 8c pokazano odpowiadającą sytuację, gdy ciśnienie krwi jest wysokie.



Na rysunku 8b odpowiadają sytuacji, gdy ciśnienie krwi jest niskie. Na rysunku 8c pokazano odpowiadającą sytuację, gdy ciśnienie krwi jest wysokie.

wzmacniacz, podobnie jak poprzednio opisane, posiada ujemne sprzężenie zwrotne, a jego struktura odpowiada schematowi na rysunku 3c. Ciśnienia mierzone  $p_1$ , działając na zewnętrzną powierzchnię membrany 3 o polu  $A_1$ , wywołuje siłę  $F_1$ , której przeciwdziała siła  $F_2$ , wywołana działaniem ciśnienia  $p_2$  na membranę od strony komory 4 o polu  $A_2$ .

Jeżeli siła  $F_2$  jest mniejsza od siły  $F_1$ , wówczas membrana 3 przymyka dyszę pierścieniową, powodując wzrost ciśnienia  $p_2$  w komorze 4 i wzrost siły  $F_2$ , aż do momentu zrównania się z siłą  $F_1$ .

Ponieważ pole membrany  $A_1$  (od strony działania ciśnienia  $p_1$ ) jest zdecydowanie większe od pola  $A_2$  (od strony działania ciśnienia  $p_2$ ), współczynnik wzmocnienia wzmacniacza  $k = Dp_2/Dp_1$  jest większy od jedności. Czujnik pomiarowy z takim wzmacniaczem ma większą czułość, ale jego wskazania są bardziej narażone na wahania ciśnienia zasilania i inne zakłócenia zewnętrzne. Charakterystykę statyczną badanego czujnika pokazano na rysunku 7b. Wynika z niej, że współczynnik wzmocnienia czujnika wynosi:  $k = 1,34$ , natomiast, orientacyjna wartość tego współczynnika, obliczona jedynie w oparciu o stosunek pól  $A_1/A_2$  wynosi:  $k = 1,45$ .

#### Ocena wzmacniaczy oraz wnioski

Z punktu widzenia technologii wykonania, najłatwiejszy w produkcji jest wzmacniacz jednodyszowy, a najtrudniejszy – wzmacniacz z dyszą szczelinową. Korpus pierwszego z wymienionych wzmacniaczy oraz wzmacniacza wielodyszowego składa się z jednej części, natomiast korpusy pozostałych wzmacniaczy – z kilku części, wymagających precyzyjnego montażu.

Aby ocenić nowo opracowane czujniki pod kątem łatwości ustawiania ich we właściwej pozycji względem tętnicy, przeprowadzono specjalne badania na pacjentach. Polegały one na oszacowaniu prawdopodobieństwa właściwego ustawienia czujnika podczas sześćdziesięciu pomiarów, przeprowadzonych przy zachowaniu tych samych warunków prowadzenia eksperymentu dla każdego czujnika: odstęp pomiędzy kolejnymi pomiarami wynosił 2 minuty, a liczba prób w jednej serii pomiarów ograniczono do dziesięciu. Pod pojęciem właściwego ustawienia czujnika rozumiano takie jego przyłożenie do ciała pacjenta, przy którym uzyskany oscylogram przebiegu fali ciśnienia, pod względem kształtu, nie różnił się od wzorcowego (dla danego pacjenta). Wyniki przeprowadzonej oceny zebrano w tabeli 1.

Jak wynika z tabeli 1, jedynie czujnik ze wzmacniaczem z dyszą szczelinową jest łatwiejszy przy ustawianiu niż czujnik ze wzmacniaczem standardowym (z dyszą centralną).

Typ zastosowanego wzmacniacza	Prawdopodobieństwo w %	Uwagi
z dyszą centralną	73	Mała wrażliwość na kąt przyłożenia czujnika
trójdyszowy	57	Mała wrażliwość na kąt przyłożenia czujnika
z dyszą szczelinową	91	Duża wrażliwość na kąt przyłożenia czujnika
z dyszą pierścieniową	54	Duża wrażliwość na kąt przyłożenia czujnika

Tabela 1 Prawdopodobieństwa właściwego ustawienia czujnika.

Prawdopodobieństwo właściwego ustawienia tego czujnika równe 91% oznacza, że wykonując, na przykład, 10 pomiarów, jeden z nich trzeba będzie przyłożyć czujnik w sposób właściwy.

Wymagało to realizacji układu przetwarzającego analogowy sygnał pochodzący z regulatora na ciąg sygnałów sterujących silnikiem krokowym w taki sposób, aby zmiana położenia wału silnika była proporcjonalna do wartości sygnału z regulatora.

Zadanie realizacji sterowania analogowego zostało wykonane i potwierdzone w próbach w laboratorium przy użyciu pneumatycznego silnika krokowego i sterownika programowalnego.

Jedną z możliwych aplikacji pneumatycznego silnika krokowego jest sterowanie kątem otwarcia zaworów kulowych ZK-K. Pneumatyczny silnik krokowy można wykorzystać jako napęd tego typu zaworów. Analiza takiego układu regulacji będzie przedmiotem innej pracy autorów.

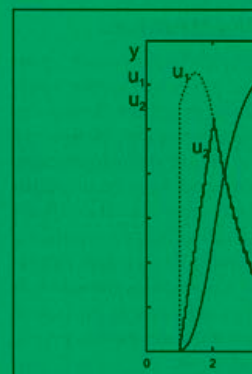
#### Literatura

[1] Schrittmotoren pneumatisch. Hans Rychiger AG Maschinenfabrik, Switzerland. Seminar vom 23 August 1999.

[2] Niegoda J.: Pneumatyczny silnik krokowy typu SMM. Pneumatyka, 2002 nr 3/34.

[3] Katalog firmy ERSTO. Sterownik ERC-FC20. Niemcy.

ny, natomiast przebiegi ten warunek nie jest sp



Rys. 9 Przebiegi sygnałów

wiedź na skokową zmianę

## Badanie zabawek powietrznych Pobudzanych do działania ustami

Lukasz N. Węsierski, Andrzej Wiatkowski

Politechnika Rzeszowska im. I. Łukasiewicza w Rzeszowie  
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach

W artykule podano wymagania, jakie, zgodnie z normami europejskimi, stawiane są badaniom zabawek pobudzanych do działania ustami. Następnie szczegółowo opisano budowę stanowiska do badań tych zabawek, spełniających normy, wykonaną w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach dla Polskiego Centrum Badań i Certyfikacji w Warszawie.

### Wprowadzenie

W związku z wejściem Polski do Unii Europejskiej zwiększyły się wymagania dotyczące produkcji wielu wyrobów, w tym również zabawek dziecięcych. Producenci zabawek są zobowiązani posiadać odpowiednie certyfikaty bezpieczeństwa, które wydaje Polskie Centrum Badań i Certyfikacji w Warszawie. Wprowadzenie norm w tym zakresie ma na celu, w możliwie jak największym stopniu, zapobiec wypadkom i zranieniom dzieci.

tyczny zespół blokady tłoczyska (4), pełniący rolę hamulca pneumatycznego. Wytwarzane przez pompkę nadciśnienie i podciśnienie zależne jest z jednej strony od chłonności zabawki, a z drugiej od prędkości osiągniętej przez tłok pompki i objętości komory roboczej pompki. Prędkość ruchu pompki można regulować poprzez nastawę zaworów dławiących (5) wkręcanych bezpośrednio w otwory spustowe R i S zaworu rozdzielającego (6) trójpołożeniowego pięciodrogowego sterującego pracą siłownika napędzającego pompkę. Natomiast objętość komory roboczej pompki nastawiana jest przez długość skoku tłoka pompki. Przesuw tłoka pompki na całej długości skoku, to jest 30 cm, odpowiada objętości 2208 cm<sup>3</sup>. Aby uzyskać wymaganą normą objętość 295 cm<sup>3</sup> ± 10 cm<sup>3</sup>, należy tłok przemieścić tylko o 4,5 cm. Realizacja takiego suwu możliwa jest dzięki unieruchomieniu tłoczyska po wykonaniu takiego skoku przez zespół blokady ruchu tłoczyska, który jest uruchamiany zaworem (7) sterowanym sygnałem z czujnika kontaktownego. Blokada ruchu następuje przez obciśnięcie szczękami hamulca tłoczyska siłownika na skutek odpowietrzenia zespołu blokady. Położenie czujnika kontaktownego zależy od rodzaju zabawy. W tym celu przewidziano dwa rodzaje czujników: czujnik kontaktowy i czujnik bezkontaktowy.

Tomasz Hucisko

Politechnika Białostocka Wydział Mechaniczny Katedra Techniki Automatyki

### Warunki pracy płaskiej aerostaticznej podpory współrzędnościowej

podpory można wyróżnić dwa stany:

1) przy

$$P_d \leq P_k \Rightarrow m_{cz} = m_{cz}^0 \text{ dla } P_d(t) = const \text{ dla } P_d(t) = const$$

mała praca podpory

$$P_d = P_k \Rightarrow m_{cz} = 0 \text{ dla } P_d(t) = P_{kmax}$$

pełne oparcie podpory

2) przy

$$P_d + \Delta P_k > m_{cz}$$

dla rosnącego  $P_d(t)$  – przybliżanie podpory do podstawy

$$P_d + \Delta P_k < m_{cz}$$

dla malejącego  $P_d(t)$  – oddalanie podpory od podstawy

3) przy spadku wysokości szczeliny powietrznej

4) przy spadku wartości ciśnienia w komorze nośnej podpory

5) przy zmianie masy powietrza płynącego przez elementarny próg

$$D_{cz} = \left\{ \begin{array}{l} 1, \text{ przy } \left\{ \begin{array}{l} 1 \leq x \leq 1 \\ 1 \leq y \leq 1 \end{array} \right. \\ 0, \text{ przy } \left\{ \begin{array}{l} 1 < x < 1 \\ 1 < y < 1 \end{array} \right. \end{array} \right.$$

### Streszczenie

W referacie przeprowadzono analizę warunków pracy płaskiej aerostaticznej podpory współrzędnościowej. Przedstawiono zagadnienia związane z przepływem powietrza przez układ podpora-szczelina powietrzna-podstawa.

### Przedmiot badań

Na rysunku 1 przedstawiono czwartą część prostokątnego obszaru  $D_{cz}$  powierzchni roboczej podpory podzieloną za pomocą prostych stanowiących siatkę oraz charakterystyczne wielkości geometryczne, ciśnienia i siły występujące w podporze.

Celem teoretycznym rozwiązania zagadnienia przepływu powietrza przez układ podpora - szczelina powietrzna - podstawa jest określenie:

- rozkładu ciśnienia powietrza  $p$  w szczelinie i wynikającej z tego rozkładu siły nośnej  $F_x$ ,
- strumienia masy zużywanego gazu,
- sztywności układu  $f = \frac{dF_x}{dh}$ .

Poszukiwanie wartości ciśnienia powietrza w szczelinie sprowadza się do wyznaczenia wartości dyskretnych ciśnień  $\bar{p}$  w węzłach siatki dyskretyzacji, za pomocą której dokonano podziału powierzchni roboczej podpory. Ponieważ geometria powierzchni roboczej podpory (rozміщення otworów zasilających i mikrokanalików) jest centralnie symetryczna, to wystarczy wyznaczyć rozkład ciśnienia dla czwartej części powierzchni roboczej podpory:

$$0 \leq x \leq 1, 0 \leq y \leq 1$$

W pracy

1) przy

$$h > h_0 \Rightarrow f$$

– praca

$$h = h_0 \Rightarrow f$$

– przec

2) przy

$$h < h_0 \Rightarrow$$

małe,

$$h > h_0 \Rightarrow$$

rośnie,

gdzie:

$h$  – prz

$h_0$  – prz

$m_{cz}$  – str

stokąt



Czas cyklu wynosi maks. 6 sekund. Regulacji prędkość przesuwu tłoczyska w obu kierunkach dokonuje się przez dławienie przepływu zaworami (5) na wylotach R i S z zaworu rozdzielającego (6). Dławienie na wylocie R powodujemy zmniejszenie podciśnienia, a dławienie na wylocie S powoduje zmniejszenie nadciśnienia. Natomiast zawory upustowe (6) i (7) służą do precyzyjnego ustawiania wielkości podciśnienia i nadciśnienia na wartość 13,8 kPa. Ta regulacja nadciśnienia i podciśnienia musi zostać dokonana indywidualnie dla każdego typu zabawki ze względu na różne ich charakterystyki.

W drugim sekwencyjnym cyklu odbywa się badanie trwałości w 10 cyklach naprzemiennego zasysania i wdmuchiwanie powietrza o objętości  $295 \text{ cm}^3 \pm 10 \text{ cm}^3$ , co odpowiada długości skoku 4,5 cm tłoku pompki. Skok ten jest nastawiany czujnikiem kontaktowym. Czas pracy cyklu wynosi 5 sekund.

Układ jest wyposażony w sterownik mikroprocesorowy, który ma zaprogramowane oba cykle badań. Obsługa ogranicza się tylko do naciśnięcia jednego z 4 przycisków – odpowiednio uruchamiającego cykl próbny (C1) albo ciągły (C10), resetującego (R) lub sprowadzającego układ do położenia początkowego (P). Wyświetlacz ciekłokrystaliczny informuje o wytwarzanym podciśnieniu, nadciśnieniu lub o liczbie wykonanych cyklów.

### Podsumowanie

Zaprojektowane i wykonane w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach stanowisko do badań zabawek pobudzanych do działania powietrzem zostało wykonane dla Polskiego Centrum Badań i Certyfikacji w Warszawie i stanowi jeden z elementów wdrażanego systemu jakości. Stanowisko zostało poddane próbom. Stwierdzono, iż w pełni spełnia postawione zadanie i jest wykorzystywane do badań w procedurze certyfikacji. Dzięki zastosowaniu sterownika, który można w prosty sposób przeprogramować, stanowisko da się przystosować do badań podobnych zabawek wykorzystujących w działaniu powietrze.

### Literatura

- [1] A. Wiatkowski, Z. Ciepluch.: *Dokumentacja techniczno-ruchowa stanowiska do badań trwałości zabawek pobudzanych do działania ustami*, OBREiUP Kielce 2002.
- [2] Ł. N. Węsierski: *Podstawy pneumatyki*, AGH, Kraków 1990
- [3] Norma PN EN 71-1 2001 *Bezpieczeństwo zabawek. Cz. 1. Właściwości mechaniczne i fizyczne*.



Informujemy, że wymienione poniżej referaty konferencji  
**PNEUMA 2004** zostały wydrukowane  
 w dwumiesięczniku *Hydraulika i Pneumatyka* Nr 3/2004

- Dindorf R.: *Zastosowanie programu ITI-Sim do symulacji napędów pneumatycznych*
- Flizikowski J., Peszyński K., Topol W., Budzyński A., Bieniaszewski W.: *Biblioteka modeli wybranych złączy pneumatycznych stworzona w programie 3D MCAD UGS Solid Edge V1*
- Iwaszko J., Matyas J.: *Dynamiczne właściwości przekaźników pneumoelektrycznych*
- Karpowicz Ś., Dzierżek K., Siemieniako F.: *Multimedialne interaktywne badania w nauczaniu pneumatycznych układów napędowych*
- Kościelny W.: *Hamowanie siłowników pneumatycznych*
- Tesař V.: *Nozzle characteristics - the boundary layer model*

Na kolejnej stronie podajemy wykaz referatów, które zostaną umieszczone w następnym wydaniu czasopism *Pneumatyka i Hydraulika i Pneumatyka*

## Pozostałe referaty konferencji PNEUMA 2004 zostaną opublikowane w „Pneumatyce” 4/2004

- Dindorf R.: Wyznaczanie charakterystyk statycznych muskułu pneumatycznego typu MAS
- Barycki J., Mikulczyński T., Nowak D., Samsonowicz Z.: Metody dmuchowe zagęszczania mas formierskich
- Flizikowski J., Peszyński K., Topol W., Budzyński A., Bieniaszewski W.: Zastosowanie biblioteki wybranych złączy pneumatycznych na przykładzie modelowania instalacji pneumatycznych w programie w systemie 3D MCAD UGS Solid Edge V15
- Kościelny W. Masa efektywna jako parametr obiektu podlegającego hamowaniu
- Kulesza Z. S.: Modelowanie pneumatycznych układów napędowych z zaworem przełącznikowym
- Laskowski A., Peszyński K.: ERCO.Net – system racjonalnego zarządzania gospodarką mediów energetycznych
- Olszewski M.: Pneumotronika
- Piątkowski T. Aktywna zastawa obrotowa z napędem pneumatycznym
- Sawicki J. Wpływ pola magnetycznego na parametry pracy MHD sprzęgła lepkiego
- Siemieniako F., Karpowicz Ś., Mołodow J., Huścio T.: Program PNEUMA-KTA – MiniCAD
- Wawrzyniak S., Nowicki K.: Analiza numeryczna rzeczywistego przepływu powietrza za dyszą osiowosymetryczną
- Węsierski Ł. N., Szczerba Z. Wybrane elementy z badań nasad kominowych

### oraz w *Hydraulice i Pneumatyce* 4/2004

- Cymerys A., Władzielczyk K., Dudek R.: Nowe konstrukcje małosrednicowych kulowych zaworów odcinających dla górnictwa nafty i gazu
- Marianowski J.: Analiza przepływu powietrza podczas pracy wiertnicy skalnej
- Orlikowski C. Hybrydowy model linii hydraulicznej
- Reś J., Władzielczyk K., Cymerys A.: Projekt roboczy układu hydraulicznego nowej wiertnicy hydrogeologicznej WH 300/12
- Sobolewski W.: Badanie sprawności średniej napędu hydrostatycznego maszyny roboczej
- Zachwieja J., Gawda M.: Charakter drgań rury z pulsacyjnym przepływem czynnika ściśliwego



# MAXIMATOR®

HYDRAULIKA  
PNEUMATYKA  
TECHNIKA  
TESTUJĄCA

TECHNIKA WYSOKICH CIŚNIEŃ

Pompy wysokociśnieniowe  
Agregaty hydrauliczne  
Wzmacniacze pneumatyczne  
Kompresory  
Stacje sprężania i dozowania gazów

Przełączniki ciśnienia  
Stanowisko do testów  
Systemy sterujące  
do silników wysokoprężnych  
3/3 zawory proporcjonalne  
Armatura do 10 500 bar  
Sprężanie gazów  
Hydraulika wodna  
Bogate wyposażenie

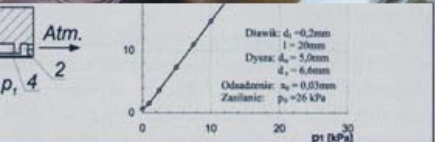


MAXIMATOR GmbH

Softrade Sp. z o.o

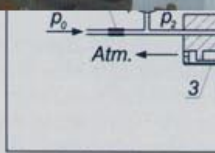
www.softrade.com.pl Wyłączny przedstawiciel na Polskę softrade@softrade.com.pl  
Sprzedaż, doradztwo techniczne, gwarancja, serwis gwarancyjny i pogwarancyjny

# METAL WORK gdziekolwiek jesteś - zawsze do usług



1) dławik, 2) dysza pierścieniowa, 3) membrana, 4) komora pomiarowa

[1] Werszko M., Werszko R.: Pneumatyka w pomiarach ciśnienia krwi. *Pneumatyka* 3/34/2002, str. 14-15.  
 [2] Werszko M., Jędrusyna A., Tomczuk K., Fotujma K.: Koncepcja automatycznego miernika ciśnienia krwi z czujnikiem pneumatycznym. XXXV MKM'2003, Kraków 2003, str. 161-164.  
 [3] Massey A. D. i inni: Pneumatic pressure probe. Patent USA nr 5857969/1999.  
 [4] Hachoł A., Werszko M.: Tonometry pneumatyczne do ciągłego pomiaru ciśnienia wewnątrzgałkowego. VI Sympozjum Modelowania i Pomiary w Medycynie. Krynica 2004.



Rys. 7 Czujnik ze wzmacniaczem konstrukcyjnym, b) charakterystyka 3) membrana, 4) komora pomiarowa