

Pneumatyka

6(61)2006

DWUMIESIĘCZNIK

cena 7,50 zł
(w tym VAT 7%)

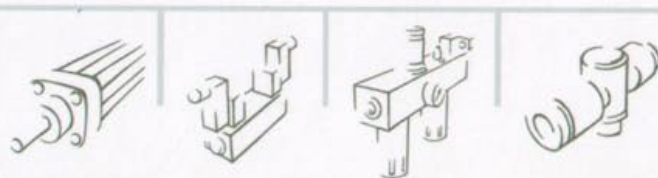
ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA



WE BRING YOU THE TECHNOLOGY
OF THE FUTURE.
STROKE BY STROKE.



Wdrażanie nowych technologii nie zawsze jest łatwe. Metal Work robi to z powodzeniem oferując naszym klientom nowoczesne produkty, najwyższą jakość oraz przyjazną obsługę. To wszystko sprawia, że współpraca z Metal Work pomoże Państwu w osiągnięciu sukcesów.

**METAL
WORK**
PNEUMATIC

Pneumatyka
piezoelektryczna

Nowe wyspy
zaworowe

Sprężarki z FM
w Strzyżowie

Sprężarki TAMSAN

Sprzęgło elastyczne
pneumatyczne

Badanie
charakterystyk
przepływowych

Sekwencyjne
algorytmy
sterowania

Wydawnictwo
LEKTORIUM

Nowości Metal Work dla przemysłowych systemów transportowych – str. 12





domnick hunter



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

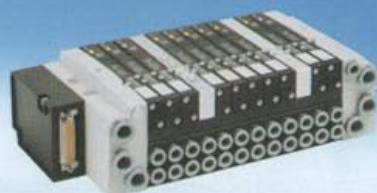
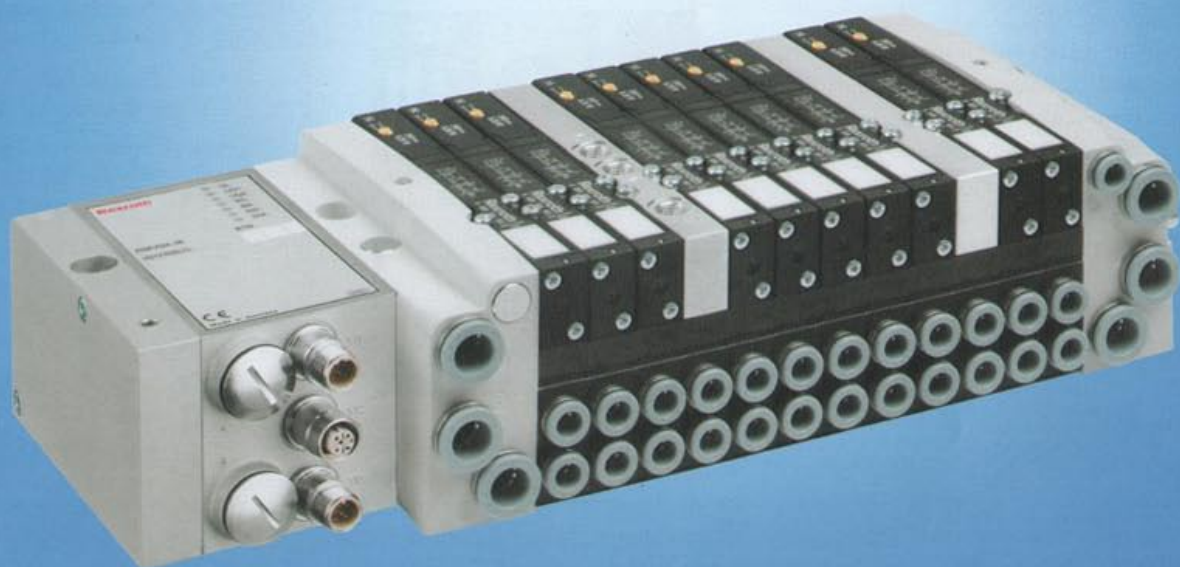


Oczyszczanie sprężonego powietrza

Nowość!

Zapraszamy na targi
Automaticon
oraz Pompy i Armatura

w dniach 13 – 16 marca 2007
hala 1, stoisko B4/C1



Wsypy zaworowe i zawory HF03 LG

Doskonała technika, nowoczesna technologia, elegancki design - to główne cechy wysp zaworowych HF03 LG firmy Bosch Rexroth. Szczegóły w artykule promocyjnym.

Bosch Rexroth. **The Drive & Control Company**



Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

Globalne zmiany

Określenie „globalna wioska” wymyślono w dobie rozwoju telewizji i komunikacji pasażerskiej, na długo przed powstaniem internetu. To, czym świat jest obecnie, należałoby nazwać globalnym jarmarkiem. Każdy ma coś do pokazania lub do sprzedania, wszyscy mówią sobie na „ty”, miliony głosów mieszają się w jednym miejscu. Nagle okazuje się, że wszyscy mieszkamy na jednym wielkim Stadionie Dziesięciolecia. Czy to było marzeniem ludzkości?

Świat robi się coraz ciasniejszy, ale my, ludzie, jako stworzenia biologiczne nie potrafimy zmieniać się aż tak szybko. Potrzebujemy zacisznego kącika tylko dla nas, namiastki indywidualności. Choćby tak jak robotnicy w Japonii, którzy wypoczywają we własnych boksach o kubaturze 1 m³. Jak długo to jeszcze możliwe, uciekamy z blokowisk do domków za miastem i pielęgnujemy własne obyczaje w małych grupkach.

Kiedy redakcja „Pneumatyki” przygotowuje kolejne wydanie, ma świadomość, że będzie ono skierowane do wyspecjalizowanej, elitarnej grupy zawodowej oraz do ludzi kształcących się w tej dziedzinie. W gronie tym są zarówno „zimni profesjonalści”, jak i ludzie owładnięci pasją. Staramy się podtrzymywać indywidualność piszących u nas autorów, jak i zachować nietuzinkowość całego grona naszych respondentów.

Niestety, my również musimy się „przesuwać” w stronę internetu i mamy poważne plany, żeby w większym stopniu umieszczać tam stałe informacje podstawowe związane z dziedziną sprzężonego powietrza oraz



doraźne, szybko zmieniające się aktualności środowiskowe. Jednak forma drukowana „Pneumatyki” jest przewidziana nadal jako nośnik najbardziej wartościowych informacji merytorycznych, wyselekcjonowanych i podawanych w sposób bardziej usystematyzowany. W związku z tym mamy ważną informację dla naszych Czytelników, że od roku 2007 „Pneumatyka” będzie wydawana w cyklu kwartalnym, a nie jak dotychczas dwumiesięcznym.

Przy tej okazji przypominamy, że nasze wydawnictwo Lektorium wydaje też inne kwartalniki techniczne: „Transport Przemysłowy”, „Ekotechnikę” i „Spajanie Metali i Tworzyw w Praktyce”.

Serdecznie zapraszam do lektury wszystkich naszych czasopism i do dalszej współpracy.

Zdzisław Chrapkiewicz
redaktor naczelny

Pneumatyka

REDAKCJA

Zdzisław Chrapkiewicz
(redaktor naczelny)
Szymon Ciach
(zastępca redaktora naczelnego)
Marcin Kluziak
(redaktor techniczny)

Skład:

Wydawnictwo Lektorium
Komitet Naukowo-Techniczny:

prof. nadzw. dr hab. inż.
Lukasz N. Węsierski
prof. dr hab. inż.
Tadeusz Mikulczyński
prof. nadzw. dr hab. inż.
Mariusz Olszewski
prof. dr hab. inż.
Franciszek Siemieniako

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
Dział Prenumeraty:
Elżbieta Stasieńko

ADRES WYDAWCY

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

DRUKARNIA

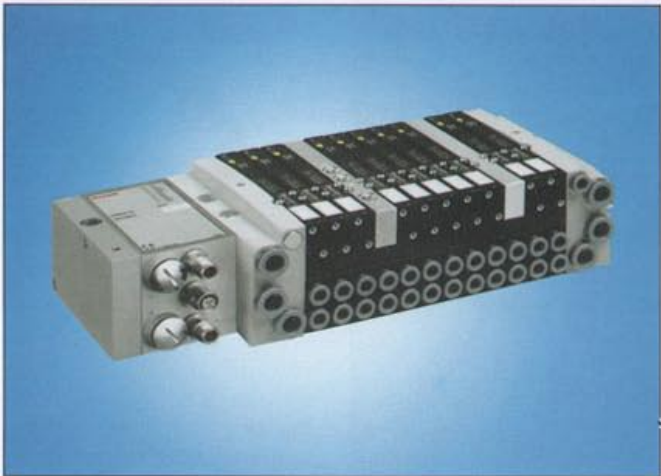
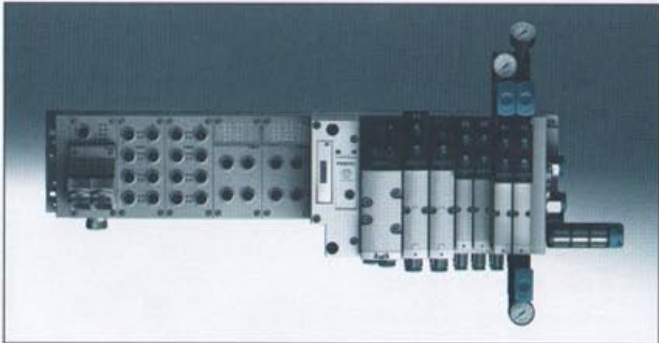
Hector

PRENUMERATA

tel. (071) 798 59 46
prenumerata@lektorium.pl

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

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

TAMSANA sukcesów ciąg dalszy... __ 8	Nowe konstrukcje rozdzielaczy sterowania pilotowego obudów górniczych _____ 25
Pneumatyka piezoelektryczna HOERBIBER _____ 10	
Nowości Metal Work dla przemysłowych systemów transportowych _____ 12	Determination of flow similarity law using dimensional analysis of a selected object _____ 28
Bosch Rexroth. Wyspa zaworowa HF03 LG _____ 14	Tuning methods of mechanical systems by means of torsional oscillation tuner application _____ 32
	Czas topatek. Czyżby koniec pewnej epoki? _____ 36
Stanowisko do badania parametrów i charakterystyk przepływowych elementów pneumatycznych _____ 15	Synteza równania schematowego sekwencyjnych algorytmów sterowania _____ 39
Sprężarki z Fabryki Maszyn w Strzyżowie _____ 18	Festo. Zawory i wyspy zaworowe VTSA ____ 44
General characteristics of vacuum assisted moulding processes _____ 20	
	Spis treści rocznika 2006 _____ 46

**Nowości
z CPP PREMA SA
w Kielcach**

CPP PREMA SA w Kielcach rozszerza zakres swojej oferty. Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom odbiorców, asortyment pro-

W ofercie CPP PREMA SA na rok 2007 znalazły się również nowe konstrukcje, w tym m.in. siłowniki okrągłe o średnicach D32 – D100 z BSPT, oraz zaplanowano modernizację w zakresie elementów sterujących (zawory ZMG) i dalszy rozwój asortymentu zaworów rozdzielających

W ramach dywersyfikacji produkcji CPP PREMA SA zaistniała na rynku jako producent cylindrów hydraulicznych, stanowiących

PULSATORY PNEUMATYCZNE

Nasza oferta obejmuje również:
WIBRATORY PRZEMYSŁOWE,
SYSTEMY AERACYJNE,
PODAJNIKI I PRZESIEWACZE WIBRACYJNE

PL 41 - 500 Chorzów, ul. Zgrzebnicka 5
tel. 032 241 1309 fax 032 247 4894 kom. 601 701 188
<http://www.inwet.chorzow.pl>, e-mail: inwet@inwet.chorzow.pl



bazę do dalszego rozwoju tej sfery działalności.

Firma zdecydowała się również na wydłużenie gwarancji na własne siłowniki pneumatyczne w wykonaniach standardowych do 18 miesięcy.

Rok 2007 będzie rokiem dalszych inwestycji w nowoczesny park maszynowy, wpływający bezpośrednio na jakość wyrobów i skracający terminy realizacji zamówień. Następuje także sukcesywny rozwój sieci handlowej, w tym tworzone nowe są sklepy firmowe na terenie całego kraju.

dukcji firmy został rozszerzony o siłowniki pneumatyczne beztłoczkowe, wykonywane w kooperacji ze znanym producentem szwajcarską firmą LANAMATIC. Siłowniki te są produkowane w zakresie średnic nominalnych D18-D63 w różnych konfiguracjach pozwalających na montaż układów manipulacyjnych. Firma oferuje również siłowniki beztłoczkowe z prowadzeniem zewnętrznym do przenoszenia dużych sił i momentów.

CPPPREMASA dzięki współpracy p. Pawłowi Białkowi, pracownikowi marketingu, i jednocześnie informuje, że nie jest on już pracownikiem CPP PREMA SA w Kielcach.

John Guest®

**Speedfit®
Air Products**



Instalacje pneumatyczne

- prosty i szybki montaż,
- idealne do sprężonego powietrza i cieczy,
- najwyższa jakość produkcji ISO 9001,
- montaż bez użycia narzędzi,
- szybkie rozłączanie połączeń,
- bez dodatkowego uszczelniania,
- stosowane do większości rur z metalu lub tworzywa sztucznego,
- możliwości wielokrotnego łączenia i rozłączania,
- bardzo dobre właściwości przepływowe,
- szeroka gama produktów (system modułowy),
- natychmiastowa zdolność do pracy.

John Guest Polska Sp. z o.o.
Ul. Starolejka 7, 61-361 Poznań
Tel.: 061 878 04 08, fax: 061 878 02 85
e-mail: info@johnguest.pl
www.johnguest.com

Sprostowanie

W wydaniu 5(60)2006 Pneumatyki ukazał się artykuł „Łopaty czy śrubki”. Był to przedruk artykułu opublikowanego wcześniej w naszym czasopiśmie. Do oryginalnego artykułu został dodany wstęp odnoszący się do celu powtórzenia artykułu. Informujemy, że wstęp ten, który w całości przytaczamy poniżej, nie został napisany przez autora artykułu, lecz przez redakcję, bez wiedzy autora. Przepraszamy Autora i Czytelników za brak odpowiedniej adnotacji.

Treść wstępu:

Marka KAESER KOMPRESSOREN jest dobrze znana na rynku polskim. W naszej ofercie dominują sprężarki śrubowe. Zdarza się, że niektórzy dostawcy innych typów sprężarek

świadomie dezinformują potencjalnych odbiorców co do parametrów technicznych czy eksploatacyjnych swoich i cudzych produktów. Co jakiś czas pojawiają się na przykład wystąpienia przedstawiciela sprężarek łopatkowych, wykazujące jakoby wyższość tej technologii nad śrubową. Rynek dość skutecznie weryfikuje te „rewelacje” i dlatego niechętnie wdajemy się w niniejszą dyskusję. Odpowiadając jednak na wzmożone ostatnio zainteresowanie tą tematyką, chciałbym przytoczyć (z minimalnymi zmianami) artykuł, jaki ukazał się w „Pneumatyce” nr 1/98, a więc ponad osiem lat temu, który zachował w pełni swą aktualność. Dziś takie porównanie, jak opisane w tym artykule, przyniosłoby zapewne podobne wyniki.



JAKOŚĆ KTÓRA PRZEBIJA

- Sprężarki śrubowe o wydajnościach od 0,2 do 50,0 m³/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: 0 605 44 55 55

Oficjalny przedstawiciel firmy BOGE KOMPRESSOREN




Zwijacz węża serii 882

Dostępny w zakresie:
 - 6 mm (1/4") do 10 mm (3/8")
 - dł. węża 6 m - 12 m

Zwijacz węża serii 884

Przeznaczony dla ciężkich lub długich wężów.
 Dostępny w zakresie:
 - 12,5 mm (1/2") do 25 mm (1")
 - dł. węża 10 m - 30 m



Nederman

IMPROVING YOUR WORKSPACE

Zwijacz węża serii 889

Dostępny w zakresie:
 - 10 mm (3/8")
 do 12,5 mm (1/2")
 - dł. węża 10 m - 20 m



Nederman

Nederman Polska Sp. z o.o.
 40-384 Katowice, ul. Ks. Bpa Bednorza 2a-6
 tel. (032) 201 97 92; fax (032) 201 83 24
 e-mail: info@nederman.pl; www.nederman.pl

TAMSANA sukcesów ciąg dalszy...

Tamsan coraz mocniej gruntuje swoją pozycję na polskim rynku sprężarek. Kampania promująca nowy produkt, prowadzona od połowy roku 2006, gdy firma Tamsan po raz pierwszy zagościła ze swymi kompresorami w Polsce, wciąż przynosi zauważalne efekty.

Przedsiębiorstwo Handlowe Elem z Opola jako wyłączny dystrybutor w Polsce z każdym miesiącem odnotowuje znaczny wzrost sprzedaży oraz zainteresowania marką tych kompresorów. Ich jakość i niezawodność potwierdzają zadowoleni klienci, którzy dokonali już ich zakupu. Pozytywne opinie oraz atrakcyjność ceny kompresorów przyczyniają się do tego, iż wciąż zwięk-

sza się liczba nowych klientów zdecydowanych na kupno sprężarki Tamsan. Pod wpływem gwałtownie rosnącego zainteresowania firma Elem postanowiła przygotować specjalny „Tamsan Show Room”, który wychodzi naprzeciw oczekiwaniom klientów, a można go określić jako: „Wejź – zobacz – kup od ręki”. Do wglądu klienta oraz w ciągłym obrocie firma Elem posiada kilkanaście modeli kompresorów Tamsan. Dzięki temu zainteresowany kupnem sprężarki oszczędza długi czas oczekiwania na sprowadzenie wybranego przez siebie towaru. Niemniej ważna jest też w tym przypadku możliwość natychmiastowego przekonania się o jakości interesującego go produktu. Jak mówi pan Leszek Wodziński – właściciel firmy Elem: „Bardzo zależy nam, aby klient nie musiał kupować kota w worku”. Na stronie internetowej www.tamsan-kompresory.pl, gdzie serdecznie

Państwa zapraszamy, można znaleźć szczegółową ofertę kompresorów, ich danych technicznych, cen, promocji oraz bieżące informacje o modelach dostępnych w sprzedaży „od ręki”. Dzwoniąc na podany na stronie numer infolinii, można uzyskać fachowe informacje, porady oraz wiele odpowiedzi na kluczowe pytania. Zainteresowani zakupem mogą umówić się na spotkanie z przedstawicielem na indywidualną rozmowę.

Zapraszamy wszystkich klientów oraz partnerów chcących współpracować z firmą Elem. Prosimy o kontakt mailowy, telefoniczny lub bezpośrednio w siedzibie w Opolu. Będziemy również obecni jako wystawcy na targach Hannover Messe 2007 w dniach 16-20 kwietnia na stoisku TAMSAN, hala 27 stoisko j 41.

Artykuł promocyjny
PH Elem

Modele kompresorów dostępne „od ręki”

- TVK 1100 TK
- TVK 1400 TK
- TVK 1800 T
- TVK 1800 TK
- TVK 2600 E
- TVK 3100 E
- TVK 3800 E
- TVK 5200 E
- TVK 6300 E

www.tamsan-kompresory.pl

P.H. ELEM 45-325 Opole, ul. Światowida 6, tel.: (077) 455 97 02, fax: (077) 455 97 03
e-mail: info@elem.com.pl www.elem.com.pl www.tamsan-kompresory.pl www.kompresory.elem.com.pl

TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ALUP
Kompressoren

LIDER TECHNOLOGII



WARSZAWA
ALUP Kompressoren sp. z o.o.
ul. Krzysztofa Kolumba 22
02-288 Warszawa
tel./fax: (+48 22) 868 00 33, 846 62 54
alup@alup.pl

Oddziały Techniczno-Handlowe:

POZNAŃ
ul. Strzeszyńska 33
60-479 Poznań
tel./fax: (0 61) 656 70 22, 0 601 177 355

WROCLAW
ul. Olszewskiego 23/B-3
51-642 Wrocław
tel./fax: (0 71) 348 32 91, 0 607 084 154

Serwis 24 godziny na dobę
tel./fax: (+48 22) 846 62 54
tel. kom: 0 601 303 804



www.alup.pl

W naszej ofercie posiadamy:

VARIANT S.A.

Złączki wtykowe wykonane z acetalu:

- przeznaczone do przesyłu sprężonego powietrza i cieczy,
- cechują się prostym i szybkim montażem,
- złączki spełniają normy i certyfikaty spożywcze.



Złączki wtykowe wykonane z polipropylenu:

- przeznaczone do przesyłu sprężonego powietrza,
- cechują się szybkim i prostym montażem, szeroka gama produktów.



Złączki mosiężne wtykowe i standardowe:

- przeznaczone do przesyłu sprężonego powietrza i cieczy,
- szeroka gama produktów.



Weże i przewody wykonane z PA, PU i PE:

- wysoka jakość wykonania potwierdzona certyfikatami,
- dostępne rozmiary od 4mm do 40mm,



Spirale poliuretanowe

Weże techniczne

- węże techniczne przeznaczone do przesyłu środków ściernych, pyłów, cieczy, powietrza, roztworów wodnych i gazowych.

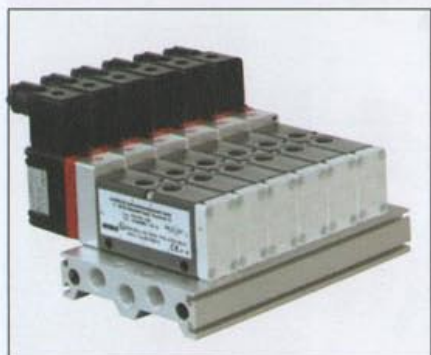


VARIANT S.A.
ul. Czerwieńskiego 3B
31-319 Kraków
tel. 012 636 99 44
tax. 012 637 26 78
kom. 0605 549 598
email:centrala@variant.pl
www.variant.pl
www.szybkozłączki.pl

Pneumatyka piezoelektryczna HOERBIGER

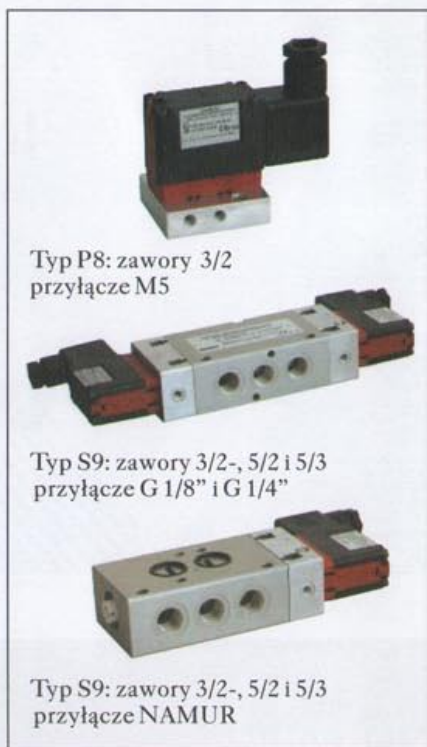
Technika pneumatyczna rozwija się równolegle z elektrycznymi systemami napędowymi oraz sterującymi. Z jednej strony napędy elektryczne wkraczają w niektóre obszary zastosowań zarezerwowane dotychczas wyłącznie dla pneumatyki (np. narzędzia elektryczne do pracy w trudnych warunkach), a z drugiej strony pneumatyka przełamuje swoje dotychczasowe ograniczenia dotyczące precyzji sterowania i energochłonności.

Napędy pneumatyczne mają coraz dokładniejsze pozycjonowanie, są zminiaturyzowane, zużywają mało powietrza. Przyczynia się do tego stały postęp w technologii materiałowej i wdrażanie wyrafinowanych rozwiązań przez produujących producentów elementów pneumatycznych. Istotny postęp



Fot. 1 Wyspa zaworowa z zaworów 5/2 i 5/3 G 1/8" i G 1/4"

ma miejsce, między innymi, w konstrukcji zaworów sterujących i regulacyjnych. Doskonałone od wielu lat zawory sterowane elektromagnetycznie różnych firm cechują się dziś krótkim czasem reakcji, wysoką niezawodnością i trwałością oraz niskim poborem prądu sterującego. Jednak to, co w przypadku zaworu elektromagne-



Fot. 2 Przykłady piezoelektrycznych zaworów sterujących

tycznego oceniać można jako szczytowe osiągnięcie, dla zaworów z piezoelektrycznym elementem sterującym, zastępującym tradycyjną cewkę, jest zaledwie wymaganiem podstawowym.

Dzięki ogólnie známym właściwościom piezoelementu urządzenia wykorzystujące tę technologię wyróżniają się następującymi cechami:

- brak wydzielania ciepła,
- bardzo niski pobór energii elektrycznej, w zakresie mW,
- wyjątkowo duża żywotność,
- brak zakłóceń elektromagnetycznych,
- miniaturowa budowa,
- możliwość stosowania w strefach zagrożonych wybuchem EX
 - dla gazów: II 2G EExia IIC T4/T5/T6
 - dla pyłów: II 2D Exia D 21 T125
- kompatybilność z większością barier i separatorów iskrobezpiecznych.

Należy wziąć pod uwagę, że piezoelektryczne elementy pneumatyczne należą do urządzeń precyzyjnych

i charakteryzują się małymi przekrojami kanałów prowadzących sprężone powietrze. Dlatego stosować je można tylko w instalacjach zapewniających odpowiednio uzdatnione sprężone powietrze: filtrowane min. 30 mikron oraz osuszone do punktu rosy 10°C poniżej temperatury otoczenia.

HOERBIGER – lider w zakresie pneumatyki piezoelektrycznej

Firma HOERBIGER znana jest z nowoczesnych rozwiązań elementów pneumatycznych. Od lat rozwija między innymi technikę piezoelektryczną w zastosowaniu do zaworów rozdzielających i regulatorów ciśnienia (przetworniki E/P). Piezoelektryczne elementy sterujące HOERBIGER są stosowane przez większość liczących się producentów ustawników pozycyjnych do zaworów kulowych, klap, zasuw i innych elementów sterujących przepływem w instalacjach procesowych.

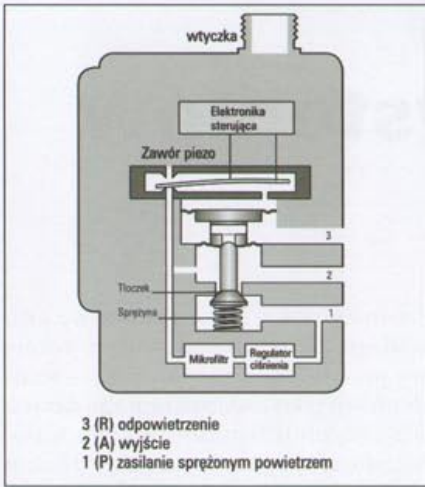
Zasada działania piezoelektrycznego zaworu rozdzielającego

Głównym zespołem zaworu jest płaski wielowarstwowy element piezoelektryczny umieszczony na drodze przepływu strumienia sprężonego powietrza. Pod wpływem przyłożonego napięcia elektrycznego element wygina się w określonym kierunku (podobnie jak bimetal przy zmianie temperatury). Odkształcający się element przemyka lub otwiera odpowiedni otwór i w ten sposób następuje sterowanie strumieniem powietrza.

Przykładowe zawory piezoelektryczne przedstawiono na fot. 1, 2.

Piezoelektryczne zawory regulacyjne

Do celów regulacji ciśnienia firma HOERBIGER oferuje zawory proporcjonalne serii *tecno*. Są to zawory regulacyjne wyposażone w czujnik ciśnienia na wyjściu, zintegrowany re-



Rys. 1 Schemat budowy piezoelektrycznego regulatora ciśnienia

regulator elektroniczny współpracujący z piezoelektrycznym elementem sterującym oraz wzmacniacz pneumatyczny. Wartość ciśnienia zadawana jest z zewnątrz sygnałem elektrycznym; prądowym 4–20 mA lub napięciowym 0–10 V. Regulatory te charakteryzują się bardzo wysoką jakością regulacji, wysoką rozdzielczością, stabilnością i dużą dynamiką. Zakres regulacji zaczyna się już od ciśnienia



Fot. 3 Regulatory tecno (od prawej): easy, basic, plus

bliskiego 0 bar. Minimalny pobór energii pozwala na zasilanie baterią, a lekka i kompaktowa budowa stwarza wiele możliwości zabudowy w urządzeniach.

Artykuł promocyjny
Ara Pneumatik

Spawanie ultradźwiękowe

tecno steruje siłą nacisku głowicy spawalniczej podczas spawania.

Dozowanie

tecno steruje procesem dozowania i mieszania klejów, mas uszczelniających oraz innych mediów o dużej lepkości

Nawijanie wstęgi

Podczas procesu nawijania napięcie wstęgi musi być dokładnie dopasowane do rodzaju nawijanego materiału oraz do średnicy rolki. Napięciem wstęgi steruje tecno.

Wytwarzanie próżni

tecno, regulując wartością ciśnienia wejściowego, reguluje wartością próżni, wytworzonej przez ejektora.

Szlifowanie i polerowanie

tecno reguluje precyzyjnie dociskiem głowicy szlifierskiej, w zależności od szlifowanego materiału i jego kształtu.

Spawanie oporowe

tecno steruje dociskiem elektrod głowicy szlifierskiej.

Rys. 2 Przykłady zastosowań regulatorów tecno

OPTIMALNE ROZWIĄZANIA DLA PRZEMYSŁU

ARA

PNEUMATIK

Wyłączny
Przedstawiciel
Firmy
HOERBIGER

ORIGA



NAPEDY LINIOWE PNEUMATYCZNE



NAPEDY LINIOWE ELEKTRYCZNE



SIŁOWNIKI PNEUMATYCZNE
STACJE PRZYGOTOWANIA POWIETRZA



PNEUMATYKA PIEZOELEKTRYCZNA
ZAWORY ROZDZIAŁAJĄCE
REGULATORY PROPORCJONALNE

www.arapneumatik.pl



ARA PNEUMATIK
UL. WYŚCIGOWA 38
53-012 WROCŁAW
TEL. 071/ 364 72 82

Nowości Metal Work dla przemysłowych systemów transportowych

Każdy z sektorów przemysłu posiada własną specyfikę oraz preferuje w zastosowaniu ściśle określone rodzaje produktów uwzględniających charakter stawianych przed nimi zadań.

Jednym z sektorów, gdzie elementy pneumatyczne znajdują szerokie zastosowanie, są przemysłowe systemy transportowe. W niniejszym artykule przedstawiono krótki opis nowych produktów firmy Metal Work Polska szczególnie przydatnych w tym sektorze.

Siłowniki ISO 6431 VDMA serii TF

Siłowniki pneumatyczne serii TF są przeznaczone do aplikacji wymagających zabezpieczenia podzespołów maszyn lub przemieszczanych elementów przed obrotem. Przykładem takiego zastosowania jest sortownia, gdzie zespół siłowników rozdziela gotowe produkty i separuje z głównego ciągu transportowego. W takim przypadku zazwyczaj do tłoczyska zamocowana jest specjalna końcówka odpowiadająca kształtowi gotowych wyrobów, najczęściej niesymetryczna. Użycie siłowników serii TF eliminuje konieczność wykonania dodatkowych prowadnic lub zastosowania jednostek prowadzących.

Zabezpieczenie tłoczyska przed obrotem uzyskano poprzez jego elip-



Rys. 1 Siłownik ISO 6431 VDMA serii TF

tyczne ukształtowanie. Przekrój eliptryczny wybrano z uwagi na optymalną szczelność oraz łatwość usuwania ewentualnych zanieczyszczeń.

Siłowniki serii TF dostępne są w następujących wersjach:

- wielkość tłoka: $\phi 32-63$ mm,
- maksymalne długości skoków: 300–500 mm (w zależności od średnicy tłoka),
- dwustronnego działania z tłoczyskiem jednostronnym lub dwustronnym,
- ze standardowym profilem aluminiowym lub typu „A” do bezpośredniego montażu czujników położenia tłoka.

Należy podkreślić, że z uwagi na stosunkowo niskie wartości maksymalnego momentu skręcającego siłowniki serii TF nie wykluczają stosowania innych rozwiązań (np. jednostek prowadzących), a są jedynie alternatywą wszędzie tam, gdzie zależy nam na zabezpieczeniu przed obrotem.

Kompaktowe siłowniki zatrzymujące

Kompaktowe siłowniki zatrzymujące (rys. 2) są poszerzeniem rodziny siłowników kompaktowych serii CMPC,



Rys. 2 Kompaktowe siłowniki zatrzymujące

a ich podstawowym przeznaczeniem jest bezpośrednie zatrzymywanie elementów na liniach transportowych.

Cechami charakterystycznymi siłowników zatrzymujących są: zwiększona średnica tłoczyska dla danej

średnicy tłoka, jego wydłużone prowadzenie w łożysku ślizgowym pokrywy przedniej oraz wykonanie – standardowo jako jednostronnego działania z wysuniętym tłoczyskiem w położeniu spoczynkowym z możliwością pracy jako dwustronnego działania.

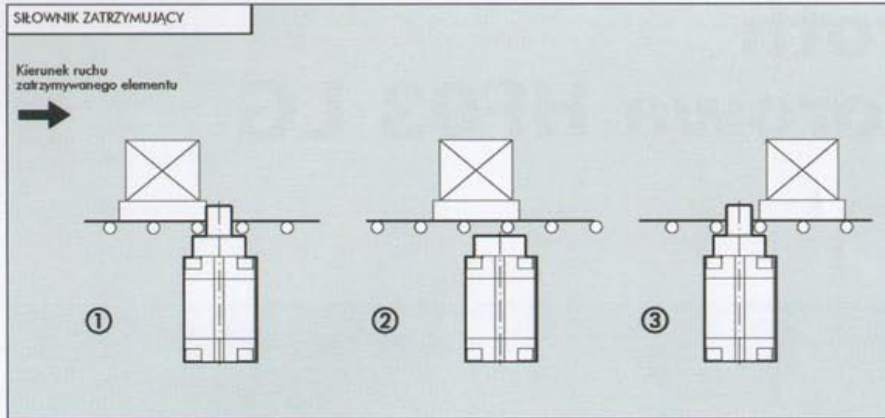
Podobnie jak siłowniki z rodziny CMPC posiadają otwory montażowe wykonane zgodnie z NFE 49-004-1 i 2 (UNITOP) oraz ISO 6431 VDMA. Przewidziano dwie podstawowe wersje wykonania:

- siłownik z gładkim zakończeniem tłoczyska. Sposób pracy przedstawia rys. 3. Transportowany element ulega zablokowaniu przez wysunięte tłoczysko siłownika. Podanie sygnału pneumatycznego powoduje wsunięcie tłoczyska i umożliwia dalszy ruch transportowanego elementu. Gdy element minie siłownik, układ jest odpowietrzany i ponownie gotowy do pracy;

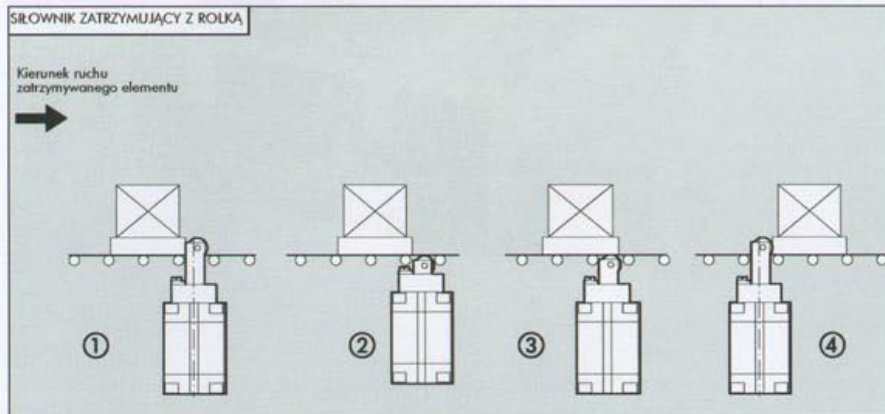
- siłownik z tłoczyskiem zakończonym rolką – sposób pracy przedstawia rys. 4. Podobnie jak w przytoczonym powyżej przykładzie, transportowany element blokuje się przez wysunięte tłoczysko siłownika. Jego dalszy transport jest możliwy po podaniu sygnału pneumatycznego powodującego wsunięcie tłoczyska. Jednak zaraz po minięciu siłownika przez czołową krawędź elementu można odpowietrzyć bez obawy jego uszkodzenia lub zniszczenia. Tłoczysko wysunie się samoczynnie po całkowitym minięciu siłownika przez element, powodując ponowną gotowość układu do pracy. Wersja ta pozwala na uproszczenie układu sterowania i jest szczególnie polecana do zastosowań, gdzie występuje niewielka odległość między transportowanymi elementami.

Wyspa zaworowa HDM+AS-Interfejs

Przemysłowe linie transportowe w odróżnieniu od innych urządzeń charakteryzują się znaczną długością oraz rozproszeniem komponentów instalacji pneumatycznych. Stąd tak



Rys. 3 Praca siłownika zatrzymującego z gładkim zakończeniem tłoczyska



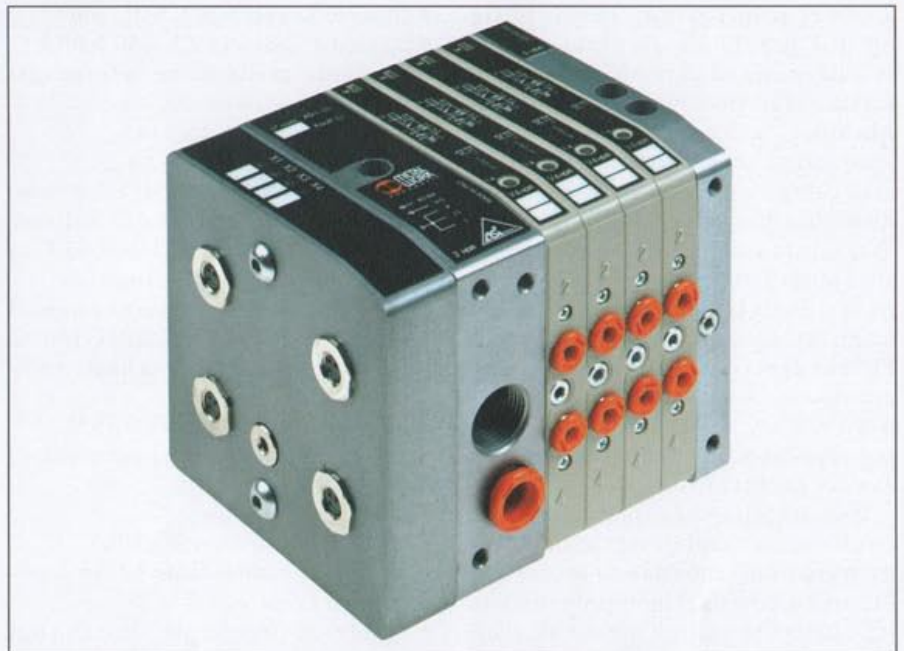
Rys. 4 Praca siłownika zatrzymującego z tłoczyskiem zakończonym rolką

wysoka popularność systemów AS-Interfejs, które choć posiadają pewne ograniczenia, charakteryzują się prostą i łatwą rozbudową.

Z uwagi na tak powszechne stosowanie sieci AS-Interfejs Metal Work wprowadził odmianę wysp zaworowych HDM (rys. 5) przystosowaną do pracy w wyżej wymienionych systemach.

Podstawowe komponenty wyspy zaworowej Multimach HDM dla AS-I, takie jak zawory oraz płyta końcowa, są identyczne jak dla standardowej wersji. Przebudowie i modyfikacji uległa jedynie początkowa płyta zasilająca, gdzie w aluminiowym korpusie zabudowano wszystkie podzespoły elektroniczne, chroniąc je jednocześnie przed mechanicznym uszkodzeniem lub niekorzystnymi warunkami pracy.

Pozostałe cechy wyspy są identyczne jak dla standardowego wykonania, tzn. możliwość montażu różnej wielkości zaworów w jednej wyspie zaworowej, możliwość dowolnej konfiguracji stref ciśnienia, stopień ochrony IP65 (możliwość montażu wyspy bezpośrednio na urządzeniu), odporność na wibracje oraz uszkodzenia mechaniczne.



Rys. 5 Wyspa zaworowa Multimach HDM dla AS-Interfejs

W chwili obecnej dostępna jest wersja z 1 węzłem logicznym ze standardowym adresowaniem V2-1, która umożliwi obsługę 4 zaworów oraz 4 sygnałów wejściowych. W przygotowaniu jest wersja z dwoma węzłami logicznymi (możliwość obsługi 8 za-

worów przez jedną wyspę zaworową) oraz wersja z rozszerzonym adresowaniem V3.0.

Dla sieci opartych wyłącznie o przewód AS-I (kolor żółty) dostępne są następujące moduły:

- moduł AS-4 – obsługa 4 sygnałów wyjściowych (4 zaworów);
- moduł AO-4 – obsługa 4 sygnałów wyjściowych (4 zaworów) oraz 4 cyfrowych sygnałów wejściowych z przyłączem M8;
- moduł AP-4 – obsługa 4 sygnałów wyjściowych (4 zaworów) oraz 4 cyfrowych sygnałów wejściowych z przyłączem M12.

Dla sieci opartych o przewód AS-I (kolor żółty) oraz dodatkowy przewód zasilający (kolor czarny) przygotowano następujące moduły:

- moduł AZ-4 – obsługa 4 sygnałów wyjściowych (4 zaworów);
- moduł AE-4 – obsługa 4 sygnałów wyjściowych (4 zaworów) oraz 4 cyfrowych sygnałów wejściowych z przyłączem M8.

Celem uzyskania dodatkowych informacji na temat opisanych powyżej produktów zapraszamy do odwiedzenia naszej strony internetowej www.metalwork.pl lub prosimy o bez-

pośredni kontakt telefoniczny z Działem Handlowym Metal Work Polska.

Artykuł promocyjny
Metal Work Polska

Bosch Rexroth

Wyspa zaworowa HF03 LG

Kolejną modyfikacją rodziny wysp zaworowych HF03 jest kompaktowa wyspa HF03 LG – nowość w naszym programie pneumatyki.

Cechą charakterystyczną tej wyspy, cenioną przez konstruktorów maszyn, jest jej modułowość, która gwarantuje dużą elastyczność systemu sterowania pneumatycznego. Lekka, wydajna i ergonomiczna, z zaworami o małej szerokości, umożliwia sterowanie pracą silowników o różnych średnicach i skokach. Skrajne płyty przyłączeniowe zawierają wszystkie niezbędne gniazda:

- zasilające w sprężone powietrze,
- odpowietrzające zawory,
- odpowietrzające piloty,
- wspomaganie pneumatycznego.

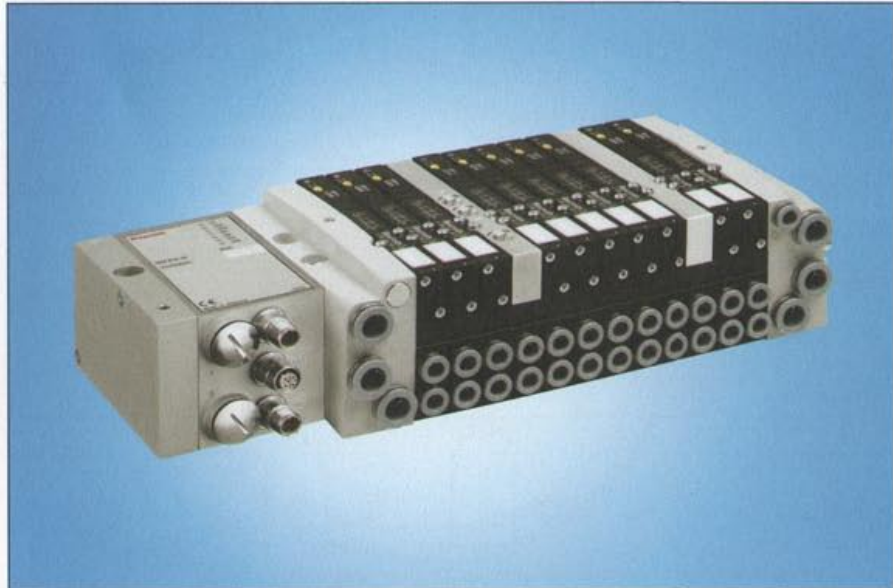
Z lewej strony wyspy znajduje się moduł przyłącza elektrycznego. W zależności od potrzeb montowany jest interfejs sieciowy lub złącze typu Multipol. W dowolnej chwili można je zmieniać bez konieczności demontażu całego systemu zaworów, co stanowi bardzo duże udogodnienie. Wszystkie cewki zaworów znajdują się z jednej strony wyspy i wyposażone są w diody LED oraz przyciski ręcznego sterowania z zatraskiem. Dzięki specjalnym płytkom przyłączeniowym można tworzyć strefy różnych ciśnień, regulować ciśnienie na pojedynczym zaworze oraz tworzyć zawory eźektorowe.

Wszystkie przyłącza pneumatyczne i elektryczne znajdują się z jednej strony wyspy i usytuowane są w jednym kierunku, co w dużym stopniu ułatwia jej montaż w szafach sterowniczych oraz serwis.

Wyspa zaworowa HF03 LG dzięki swym rozwiązaniom technicznym, dużej elastyczności oraz walorom estetycznym wpływa na nowoczesny wygląd urządzenia.

A oto główne parametry techniczne wyspy zaworowej HF03 LG:

- przepływ pojedynczego zaworu maks. 700 Nl/min,



Fot. 1 Wyspa zaworowa HF03 LG

- funkcje zaworów 5/2, 5/3, 2x3/2,
 - ciśnienie zasilania 2,5 – 10 barów,
 - ciśnienie zasilania ze wspomaganiem -0,95 – 10 barów,
 - szerokość zaworu 15,3 mm,
 - napięcie zasilania 24 VDC,
 - zakres temperatur 0 – 50°C – przyłącze elektryczne multipol D-Sub oraz sieciowe Profibus DP, Interbus, Can Open, Device Net, As-Interface,
 - przyłącze pneumatyczne na przewód o średnicy zewn. 8 mm lub G1/8,
 - materiał: poliamid wzmocniony włóknem szklanym,
 - moc pojedynczej cewki 0,35 W,
 - cewki zaworu znajdują się z jednej strony,
 - sygnalizacja LED,
 - stopień zabezpieczenia IP65,
 - możliwość podłączenia 12 dwucewkowych zaworów,
 - możliwość utworzenia różnych stref ciśnienia oraz rozszerzenia wyspy.
- Różnorodność funkcji zaworów wyspy, jej modułowość, optymalne wymiary oraz niewielki ciężar stwarzają możliwość zastosowania jej w obszarach przemysłowych związanych z automatyzacją, na liniach montażowych w przemyśle motoryzacyjnym, w aplikacjach maszyn i manipulatorów wymagających du-

żej elastyczności pod względem wyposażenia.

Artykuł promocyjny
mgr inż. Ireneusz Jakubowski

Centrala:
ul. Jutrzenki 102/104, 02-230 Warszawa
tel. (22) 738 18 00, fax (22) 758 87 35

Biura regionalne:
Gdańsk: ul. Galaktyczna 32,
80-299 Gdańsk
tel. (58) 520 89 90, fax (58) 552 54 75
Katowice: ul. Wiejska 46, 41-253 Czeladź
tel. (32) 363 51 00, fax (32) 363 51 01/02
Poznań: ul. Krucza 6,
62-080 Tarnowo Podgórze
tel. (61) 816 77 60, fax (61) 816 77 64
Rzeszów: ul. Hoffmanowej 19,
35-016 Rzeszów
tel. (17) 865 86 07, fax (17) 865 87 70
Szczecin: ul. Cukrowa 12,
71-004 Szczecin
tel. (91) 483 67 82, fax (91) 435 89 77
Warszawa: ul. Jutrzenki 102/104,
02-230 Warszawa
tel. (22) 738 19 00, fax (22) 738 19 05
Wrocław: ul. J. Wymysłowskiego 3,
55-080 Nowa Wieś Wrocławska
tel. (71) 364 73 20, fax (71) 364 73 24

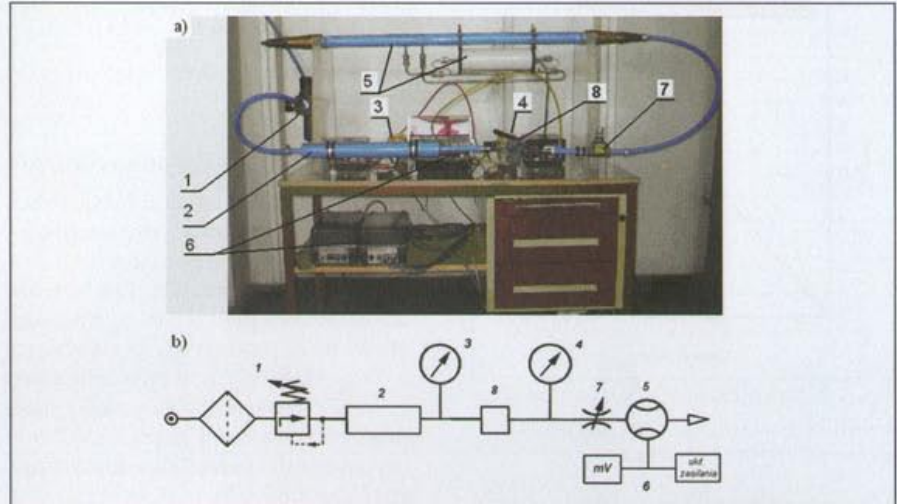
Stanowisko do badania parametrów i charakterystyk przepływowych elementów pneumatycznych

Ryszard Dindorf

W oparciu o przepływomierz masowy termiczny SETARAM U-70 i zwężkę Venturiego zbudowano stanowisko badawcze do badania parametrów i charakterystyk przepływowych elementów pneumatycznych oraz opracowano procedurę pomiarową.

Wprowadzenie

W laboratorium pneumatyki Zakładu Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej zbudowano stanowisko do badania parametrów i charakterystyk przepływowych elementów pneumatycznych, którego widok i schemat przedstawiono na rys. 1. Stanowisko to składa się z układu zasilania i miernika napięcia, układu pomiarowego ciśnienia, przepływomierza masowego termicznego SETARAM U-70 i zwężki Venturiego. Metoda pomiaru strumienia przepływu na tym stanowisku oparta została na wytycznych zawartych w normie PN-92/M-73763 (odpowiednik normy ISO 6358-1989) [3]. Przepływomierze SETARAM stanowią rodzinę przyrządów do pomiaru strumienia przepływu gazów metodą termiczną. Przepływomierze te mogą być stosowane do pomiarów strumienia gazu w szerokim zakresie, od bardzo małych natężeń przepływu (kilku cm^3/h) do bardzo dużych natężeń przepływu (do $1000 \text{ m}^3/\text{h}$), w przemysłowych instalacjach, przy ciśnieniu od 0 do 10 barów. W przepływomierzach SETARAM pomiar strumienia przepływu jest niezależny od temperatury gazu, bezpośrednim sygnałem pomiarowym jest napięcie elektryczne, a podczas pomiaru występują małe straty ciśnienia. Tego typu przepływomierze są szczelne i charakteryzują się dużą pewnością działania. Przepływomierz SETARAM składa się z dwóch części: układu pomiarowego i adapterów przystosowanych do natężenia strumienia mierzonego przepływu.



Rys. 1 Widok (a) i schemat (b) stanowiska badawczego: 1 – zespół przygotowania powietrza, 2 – rura pomiarowa ciśnienia, 3, 4 – manometry, 5 – przepływomierz masowy termiczny SETARAM U-70 ze zwężką Venturiego, 6 – układ zasilania z miernikiem napięcia, 7 – zawór dławiący, 8 – badany element pneumatyczny [5]

Zastosowane adaptery dzielą się na dwa typy: upustowe lub ze zwężką Venturiego. Wybór układu pomiarowego i adapterów zależy od wartości ciśnienia pomiarowego oraz strumienia przepływu. Przepływomierz SETARAM U-70 jest przepływomierzem masowym termicznym, w którym gaz przepływa wewnątrz cienkościennej prostoliniowej i poziomej rurki metalowej. Rurka ta jest połączona ze zwężką Venturiego. Na zewnątrz rury pomiarowej, na jej dopływie i odpływie, rozmieszczone są symetrycznie oporniki elektryczne o dużym współczynniku przewodności cieplnej. Zespół pomiarowy otoczony jest osłoną termiczną, a całość umieszczona jest wewnątrz szczelnego pojemnika cylindrycznego o średnicy 80 mm i długości 300 mm. Rura pomiarowa umieszczona jest w osi cylindra i usztywniona na końcach za pomocą złązek.

Pomiar strumienia przepływu i parametrów przepływowych

Na stanowisku badawczym (rys. 1) można przeprowadzać pomiary przepływu (objętościowego Q_v i masowego q_m natężenia przepływu) oraz wy-

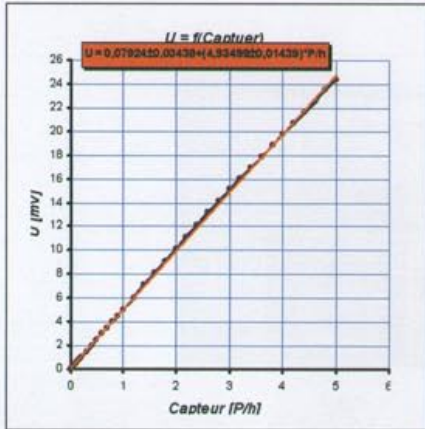
znaczać charakterystyki przepływowe i parametry przepływowe (C – przewodność dźwiękowa i b – krytyczny stosunek ciśnień) elementów pneumatycznych o parametrach nominalnych dostosowanych do zakresu pomiarowego przepływomierza SETARAM U-70.

Metoda pomiaru krytycznego masowego przepływu q_m^* dla zaworów pneumatycznych przebiega w następujący sposób:

- Połączyć układ pomiarowy według schematu jak na rys. 1b.
- Włączyć przepływomierz, odczekać 120–180 min do ustabilizowania się układu pomiarowego przepływomierza.
- Ustawić stałe ciśnienie p_1 na dopływie badanego zaworu za pomocą zaworu redukcyjnego 1 (ciśnienie p_1 powinno być mniejsze niż 4 bary).
- Za pomocą zaworu dławiącego 7 zmniejszać ciśnienia p_2 na odpływie badanego zaworu do chwili, gdy dalsze jego zmniejszanie nie spowoduje wzrostu masowego natężenia przepływu, co oznacza osiągnięcie przepływu krytycznego q_m^* .
- Dla określonego przepływu krytycznego q_m^* odczytać wartości temperatury T_1^* i ciśnienia p_1^* przed badanym zaworem oraz ciśnienia p_2^* za

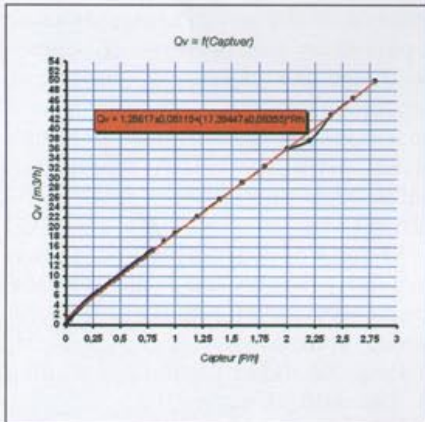
badanym zaworem, a także napięcie U^* na miliwoltomierzu 6 (uwaga: wskaźnik * oznacza wartości parametrów dla przepływu krytycznego).

- Dla napięcia U^* odczytać wartość $Captuer$ z charakterystyki kalibracyjnej $U = f(Captuer)$ (rys. 2).



Rys. 2 Charakterystyka kalibracyjna $U=f(Captuer)$ przepływomierza masowego SETARAM U-70 [2]

- Znając wartość $Captuer$, odczytać wartość objętościowego strumienia przepływu Q_v z charakterystyki kalibracyjnej $Q_v = f(Captuer)$ (rys. 3).



Rys. 3 Charakterystyka kalibracyjna $Q_v=f(Captuer)$ przepływomierza masowego SETARAM U-70 [2]

- Wartość krytycznego masowego strumienia przepływu q_m^* obliczyć według zależności (1) po uwzględnieniu gęstości ρ powietrza w temperaturze T_1^* oraz przy ciśnieniu p_1^* :

$$q_m^* = \rho \left(T_1^*, p_1^* \right) Q_v \quad (1)$$

- Parametry przepływowe badanego zaworu obliczyć według wzorów [3]:
- przewodność dźwiękowa C

$$C = \frac{q_m^*}{\rho_0 \cdot p_1} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_0}} \quad (2)$$

- krytyczny stosunek ciśnień b

$$b = 1 - \frac{\frac{\Delta p}{p_1}}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_m}{q_m^*} \right)^2}} \quad (3)$$

Ocenę dokładności pomiaru parametrów przepływowych przeprowadza się w oparciu o względne średnie błędy kwadratowe [3]:

$$\frac{\delta C}{C} \text{ dla przewodności dźwiękowej } C$$

$$\frac{\delta b}{b} \text{ dla krytycznego stosunku ciśnień } b.$$

Wyznaczanie charakterystyk przepływowych zaworów pneumatycznych przebiega następująco:

- Przeprowadzić pomiary i obliczenia dla natężenia przepływu q_m równego około 80% przepływu krytycznego q_m^* ($q_m = 0,80 q_m^*$), w tym celu należy obliczyć wartość napięcia U_{80} równego 80% wartości napięcia U^* odczytanego dla przepływu krytycznego ($U_{80} = 0,80 U^*$).
- Za pomocą zaworu dławiącego 7 ustawić taki strumień przepływu przez badany zawór pneumatyczny, aby miernik napięcia wskazał wcześniej obliczoną wartość napięcia U_{80} .
- Dla takiego napięcia odczytać wartości temperatury T_1 i ciśnienia p_1 przed badanym zaworem oraz ciśnienia p_2 za badanym zaworem, a następnie obliczyć masowy strumień przepływu q_m według wzoru (1).
- Powyższe czynności powtórzyć dla kilku wartości strumienia przepływu q_m , odpowiadających 60%, 40% i 20% wartości q_m^* .
- Czas każdego pomiaru musi trwać minimum 2–3 min, tak by było możliwe ustabilizowanie się układu pomiarowego.
- Należy cały czas obserwować wskazania manometru zaworu redukcyjnego 1, aby podczas pomiarów utrzymywało się stałe ciśnienie p_1 przed badanym zaworem.

Wyznaczanie charakterystyk przepływowych

Charakterystyki przepływowe elementów pneumatycznych określa się na podstawie zależności $p_{2nad} = (Q_n \cdot p_{1nad})$, która przedstawia nadciśnienie powietrza p_{2nad} za badanym elementem w funkcji nominalnego strumienia objętości Q_n przy stałym nadciśnieniu $p_{1nad} = const$ przed badanym elemen-

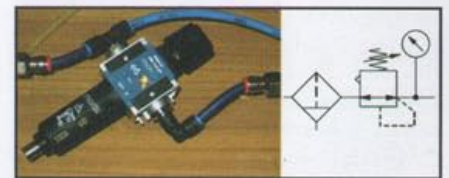
tem. W katalogach firmowych charakterystyki przepływe elementów pneumatycznych przedstawiane są w postaci graficznej, najczęściej dla ciśnienia $p_{1nad} = 0,6 \text{ MPa}$ lub $0,63 \text{ MPa}$. Charakterystyki elementów pneumatycznych przedstawiane są także w postaci spadku ciśnienia $\Delta p = p_{1nad} - p_{2nad}$ w funkcji przepływu nominalnego Q_n i nadciśnienia p_{1nad} : $\Delta p = f(Q_n, p_{1nad})$ [4].

Rodzinę charakterystyk przepływowych zwykłych tworzą charakterystyki $p_{2nad} = (Q_n \cdot p_{1nad})$ uzyskane dla różnych stałych wartościach nadciśnienia p_{1nad} przed badanym elementem. Wartości te są zwykle wybierane ze znormalizowanego szeregu $p_{1nad} = 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 0,8; 1,0; 1,2 \text{ MPa}$ [4].

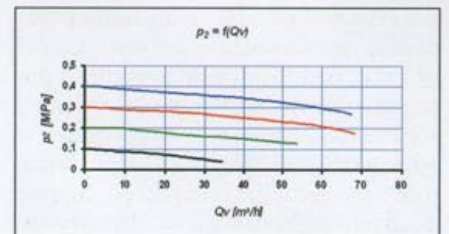
Rodzina charakterystyk przepływowych względnych jest przedstawiana w postaci zależności $\Delta \bar{p} = f(Q_n, p_{1nad})$, gdzie względny spadek ciśnienia jest określony następującą zależnością:

$$\Delta \bar{p} = \frac{p_{1nad} - p_{2nad}}{p_{1nad}} \cdot 100\% \quad (4)$$

Na stanowisku badawczym (rys. 1) przeprowadzono pomiary masowych i objętościowych natężeń przepływu oraz wyznaczono charakterystyki przepływowe i parametry przepływowe różnych elementów pneumatycznych (zaworów rozdzielających, zaworów dławiących, zaworów redukcyjnych, zespołów przygotowania powietrza, filtrów). Przykładowe wyniki pomiarów przeprowadzonych dla zespołu przygotowania powietrza FRL typu C4i firmy Bosch Rexroth (rys. 4) o parametrach: maksymalne ciśnienie ro-



Rys. 4 Widok i schemat zespołu przygotowania powietrza FRL firmy Bosch Rexroth



Rys. 5 Charakterystyki przepływowe zespołu przygotowania powietrza FRL typu C4i firmy Bosch Rexroth [5]

bocze 12 barów, przepływ nominalny $Q_n = 1000$ l/min oraz dokładność filtracji $5 \mu\text{m}$, przedstawiono na charakterystykach przepływowych $p_2 = f(Q_v)$ zamieszczonych na rys. 5.

Podsumowanie

Do badania parametrów przepływowych (masowego i objętościowego strumienia przepływu, charakterystyk przepływowych i parametrów przepływowych) elementów pneumatycznych zbudowano stanowisko badawcze, którego głównymi elementami są: przepływomierz masowy termiczny SETARAM U-70, zwężka Venturiego, rura pomiarowa ciśnienia oraz miernik elektryczny. Przeprowadzona modernizacja stanowiska badawczego polegała na wymianie części układu elektrycznego, a także gruntownym odnowieniu elementów przepływowych. Stanowisko badawcze zostało także wyposażone w dwa cyfrowe przetworniki ciśnienia PXW (Peltron), nowy zespół przygotowania powietrza, zawór dławiący oraz znormalizowaną rurę do pomiaru ciśnienia. W artykule opisano budowę i zasadę działania stanowiska badawczego oraz przedstawiono metodykę pomiaru parametrów przepływowych elementów pneumatycznych, którą opracowano na podstawie normy ISO

6358-1989. Stanowisko pomiarowe zostało przystosowane do badania charakterystyk przepływowych i parametrów przepływowych różnych zaworów pneumatycznych produkowanych m.in. w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatycznych w Kielcach.

Literatura

- [1] Dindorf R.: Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych. Monografia 44. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004.
- [2] Instrukcja obsługi SETARAM U-70. SETARAM, Lyon, France.
- [3] ISO 6358-1989. Napęd i sterowanie pneumatyczne. Elementy pneumatyczne. Wyznaczanie parametrów przepływowych.
- [4] Iwaszko J.: Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
- [5] Sygut M.: Opracowanie metodyki pomiaru przepływu masowego na stanowisku SETARAM U-70. Praca dyplomowa. Zakład Mechatroniki, Politechnika Świętokrzyska w Kielcach 2006.

*dr hab. inż. Ryszard Dindorf,
profesor Politechniki Świętokrzyskiej,
kierownik Zakładu Mechatroniki*

Streszczenie

W artykule opisano budowę i zasadę działania stanowiska do pomiarów parametrów przepływowych elementów pneumatycznych. Na stanowisku zastosowano przepływomierz termiczny SETARAM U-70 i zwężkę Venturiego. Przedstawiono metodę pomiaru parametrów przepływowych zespołu przygotowania powietrza z kombinacją FRL.

Słowa kluczowe: pomiar przepływu, przepływomierz termiczny, charakterystyki przepływowe

Summary

Research stand for investigations of flow parameters and characteristics of pneumatic elements

In the paper an arrangement and principle of work of a stand for investigations of flow parameters of pneumatic elements is described. The thermal flow-meter SETARAM U-70 and Venturi orifice is applied in this stand. A method of measurements of flow parameters for air treatment block FRL is presented

Key words: flow measurement, thermal flow-meter, flow characteristics



ROK ZAŁOŻENIA 1950

Spółdzielcza Wytwórnia Aparatów Natryskowych WAN

81-963 Gdynia, ul. Łużycka 10

tel. cent. 058 622 60 26 ■ Dział handlowy 058 622 26 61

Dział marketingu 058 622 26 61 ■ Sklep 058 622 00 29

www.wan-gdynia.pl

- Agregaty sprężarkowe tłokowe i śrubowe
- Dopięzacz
- Agregaty do malowania natryskowego, piaskowania, konserwacji
- Zbiorniki na farbę i płyny konserwujące
- Zbiorniki ciśnieniowe
- Filtry i osuszacze sprężonego powietrza
- Remonty agregatów
- Systemy sprężonego powietrza z polipropylenu
- Doradztwo i projektowanie



Sprężarki z Fabryki Maszyn w Strzyżowie

Sprężone powietrze jest ważnym nośnikiem energii praktycznie w każdym zakładzie przemysłowym. Dzisiejsze wymagania co do jakości i pewności dostaw tego nośnika są bardzo wysokie i dlatego do jego wytwarzania niezbędne są urządzenia o odpowiednim stopniu zaawansowania technologicznego. Dotyczy to zarówno sprężarek, jak i systemów uzdatniania powietrza.

Fabryka Maszyn w Strzyżowie obecna jest na polskim rynku sprężarek od wielu lat. Doświadczenie załogi w połączeniu z najnowszą technologią składają się na ofertę urządzeń spełniających światowe standardy i przystosowanych do potrzeb różnych odbiorców.

Seria SCS

Nowa rodzina stacjonarnych agregatów sprężarkowych serii SCS z wtryskiem oleju, zaprojektowana w oparciu o moduły śrubowe renomowanych firm zachodnich, obejmuje maszyny w zakresie mocy silnika od 2,2 kW do 110 kW i wydajności od 0,254 m³/min do 18,1 m³/min. Urządzenia te charakteryzują się wysoką bezawaryjnością i sprawnością, co pozwala na znaczne obniżenie kosztów eksploatacji przy jednoczesnym znacznym podniesieniu żywotności. Przeznaczone są do pracy ciągłej i wytwarzają sprężone powietrze o bardzo wysokim stopniu czystości (zawartość oleju nie przekracza 5 ppm). Główne zespoły agregatu są zabezpieczone przez elektroniczny system sterowania, który zapewnia także wygodną obsługę i optymalny cykl pracy. Współczesne wymagania obejmują również cichą pracę, co zapewnione jest przez skuteczną obudowę dźwiękochłonną. Dzięki odpowiedniej konstrukcji tej obudowy zachowany zostaje łatwy dostęp serwi-



Fot. 1 Stacjonarne śrubowe agregaty sprężarkowe

sowy do każdego z ważnych zespołów sprężarki. Inną istotną cechą obudowy to umożliwienie odpowiedniego kierunku cyrkulacji powietrza chłodzącego, tak by unoszona przez nie energia cieplna mogła być wykorzystana do ogrzewania hal produkcyjnych.

Dostosowanie do indywidualnych potrzeb

Oprócz urządzeń standardowych, Fabryka Maszyn oferuje także ich modyfikację pod kątem specyficznych potrzeb i wymagań użytkownika. Modyfikacje te mogą dotyczyć np. ciśnie-



Fot. 2 Przewoźne śrubowe agregaty sprężarkowe



Fot. 3 Śrubowe agregaty sprężarkowe 2,2; 3 kW na zbiorniku

nia minimalnego 0,55 MPa czy maksymalnego 1,3 MPa. Agregaty są również wykonywane w wersjach specjalnych z przeznaczeniem do pracy w bardzo wysokich lub niskich temperaturach.

Uzdatnianie powietrza

W zależności od zastosowania, sprężone powietrze musi być wcześniej odpowiednio przygotowane. Dla danego urządzenia czy procesu technologicznego wymagany jest odpowiedni stopień oczyszczenia z cząstek sta-

łych, jak również z par czy aerozoli.

Fabryka Maszyn oferuje pełen zakres urządzeń do uzdatniania, spełniających światowe standardy i pozwalających zabezpieczyć trwałość i precyzję działania nawet najbardziej wyrafinowanych maszyn i instalacji technologicznych. Oferowane urządzenia uzdatniające to: osuszacze ziębnicze i adsorpcyjne, odwadniacze cyklonowe, chłodnice końcowe oraz urządzenia do spustu i oczyszczania kondensatu.

Serwis i części zamienne

Fabryka Maszyn prowadzi serwis gwarancyjny i pogwarancyjny produkowanych przez siebie agregatów sprężarkowych, a także serwis sprężarek tłokowych i śrubowych (stacjonarnych i przewoźnych) innych producentów krajowych i zagranicznych. Ponadto po wcześniejszym uzgodnieniu wykonuje remonty agregatów sprężarkowych innych producentów.

Fabryka prowadzi również skup i sprzedaż używanych agregatów sprężarkowych oraz sprzedaż części za-



Fot. 4 Remonty agregatów sprężarkowych

miennych do produkowanych przez siebie agregatów śrubowych i tłokowych. Jako osobną pozycję firma oferuje również zbiorniki ciśnieniowe na sprężone powietrze w zakresie ciśnień do 1,4 MPa: poziome o pojemnościach od 100 do 1000 l i pionowe od 1000 do 4000 l.

Firma zapewnia kompleksową obsługę sprzedaży i dostawy swoich produktów poprzez rozbudowaną sieć przedstawicieli handlowych.

Artykuł promocyjny
Fabryka Maszyn w Strzyżowie

HIROSS

Compressed Air Treatment
Filtry sprężonego powietrza



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

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

General characteristics of vacuum assisted moulding processes

Marcin Ślęzyk, Krzysztof Smyksy

In the article characteristic of chosen variation of vacuum assisted moulding process has been presented. On the base of own research of vacuum moulding the basic parameters influenced on the process and obtained compaction effects have been discussed. In the investigation tests the high-speed-imaging method and dynamical pressure measurement have been used.

The characteristics of the vacuum assisted moulding

The modern moulding machines are based usually on two – step compaction methods [3,5]. The first one more often is a variation of air – flow process e.g. impulse, Sciatsu or shooting process. The second one is squeezing realized mainly by hydraulic drive. Despite of high technical level of current moulding machines the research directed on moulding improvement and machine parameters optimisation are still continued [1,5,6,7]. The utilization of the vacuum in the technological chamber for the improvement purpose of the initial compaction is known from many years in foundry engineering [3,4,8]. The methods described in rather a small amount of technical publications concerning mainly the process with sand transportation to the moulding chamber. The initial value of the absolute pressure used in the technological space can achieve value of 20 kPa [8]. The final compaction is usually obtained by squeezing process. The main advantages of the vacuum assisted moulding processes are listed below: the suitable compaction degree, even at complicated contour of patterns, the good imprint of the pattern, the small wear of pattern and the low level of the generated noise during the process – below 85 dB (A) [3,4,8].

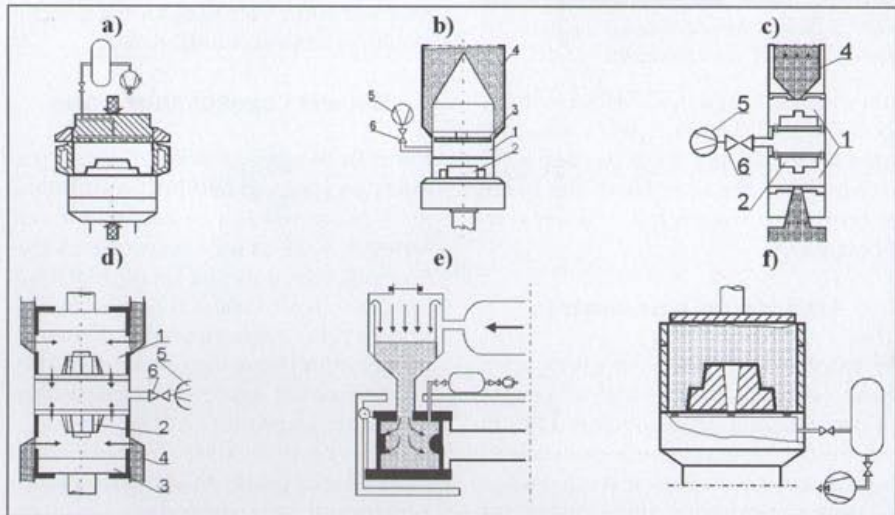


Fig. 1 Simplified scheme of moulding machines using vacuum in moulding process: a), b) Künkel Wagner – variants of Vacupress, c) Disa Forma, d) Haflinger, e) Disa (exemplary modification), f) Variant of the process realized by authors; 1 – technological chamber, 2 – pattern plate, 3 – squeezing plate, 4 – moulding sand hopper, 5 – vacuum system, 6 – valve

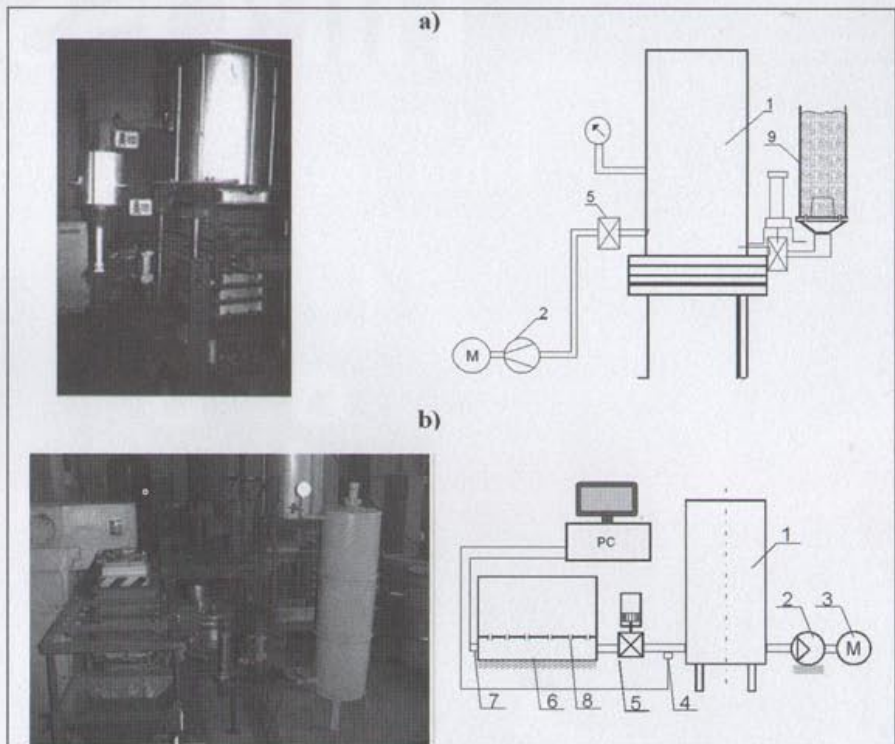


Fig. 2 Schemes of investigation stands: a) stand for model research, b) view and scheme of stand for vacuum assisted moulding based on the jolt-squeezing machine FKT 54 type; 1 – vacuum receiver, 2, 3 – vacuum pump with drive, 4 and 7 – pressure gauges, 5 – valve, 6 – moulding flask with frame, 8 – vents, 9 – moulding chamber

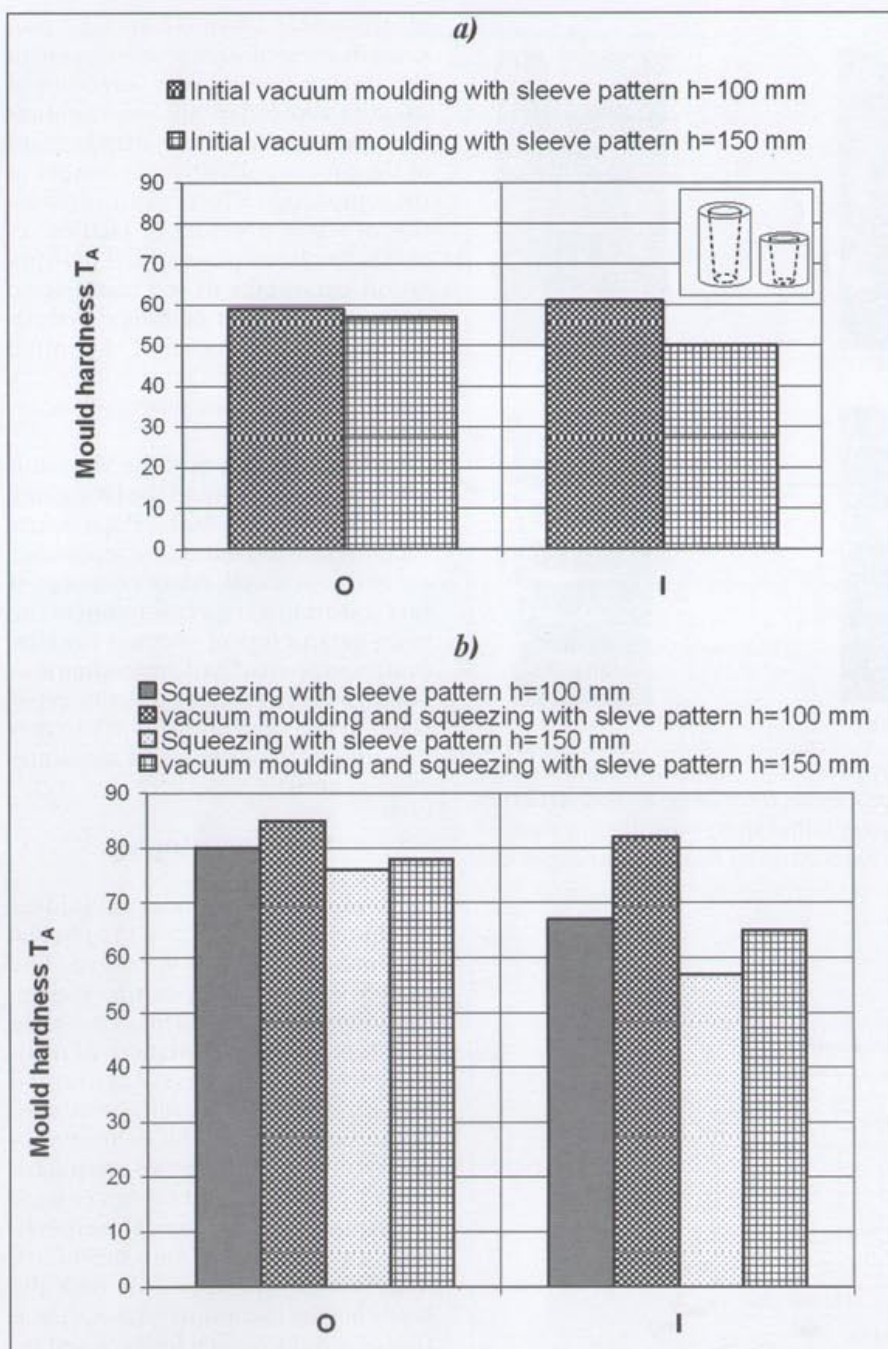


Fig. 3 Results of hardness measurements in compacted mould: a) initial vacuum compaction, b) vacuum compaction and squeezing; the area of hardness measurement: O – outside of pattern contour, I – inside of pattern contour

Figure 1 presents simplified schemes of moulding machines in which vacuum systems are used [2,3,4,8]. Vacuum process can be used in flask as well as in flaskless moulding. In the majority of presented examples – fig. 1 a, b, c, d the vacuum moulding appears as the certain variation of the blowing or shooting process. The gradient of the air pressure and connected with it the air flow causes the transport of the moulding sand from the hopper (or the shooter chamber) to the moulding chamber. The vacuum sys-

tem can also support the well known moulding process realized in DISA automatic machine – fig. 1e [2].

Research description and discussion of results

Research results refer the vacuum assisted moulding according to the variant – f from the figure 1. The investigation stand includes: the model stand with the organic glass moulding chamber or round metal flask and the prototype stand based on the jolt-squ-

eezing moulding machine FKT 54 equipped into the vacuum installation – fig. 2. In research the typical moulding sand with bentonite and coal dust has been used. Its basic properties are: $R_c^w = 0,12$ MPa, $P_w = 2,04$ m²/MPa·s, $W=3,2$ %.

In research the patterns with relative narrow internal pockets have been used (attaining the proportion: height : diameter about 3). Investigation results were presented extensively in publications [8]. The profitable influence of the vacuum for final compaction effects was distinct especially in pattern cavities area – fig. 3.

Figure 4 presents chosen phases of different variants of the vacuum moulding, recorded with the high speed camera FASTCAM Super 10KC. For the visualization purpose different colors of moulding sand layers have been used. It makes possible the analysis of the sand layers displacement during the compaction process. Exemplary graphs worked out on the ground of the registered films analyses are shown on fig. 5. The dynamic character of the course of processes was developed in spite of the rather low gradient of the pressure in comparison to others air-flow moulding methods. The use of the hermetic arranged disc on the surface of the moulding sand makes possible the obtainment of better compaction results in top zone of the moulds. The run a first compaction phases in such variants of the process is rather similar – near values of the upper sand layer speed (curves 1, 2 in fig. 5b); Second phase – „additional squeezing” has run considerably slow. The final results of the compaction with disc using were similar both in the single-stage vacuum moulding and in the two-stage process. Of course this refers to the definite research conditions.

Research of the vacuum compaction process has been conducted on earlier mentioned prototype stand (based on jolt-squeezing moulding machine FKT 54) according to the variant from fig. 1f. In these experiments one has also observed the improvement of effects of the compaction. Registered runs of the pressure – fig. 5 in determined points of the system – fig. 2 demonstrate the possibility of the optimization of stand construction leading to the further improvement of initial moulding effects. The achievement of smaller values of the pressure in the space under the pattern plate is tech-

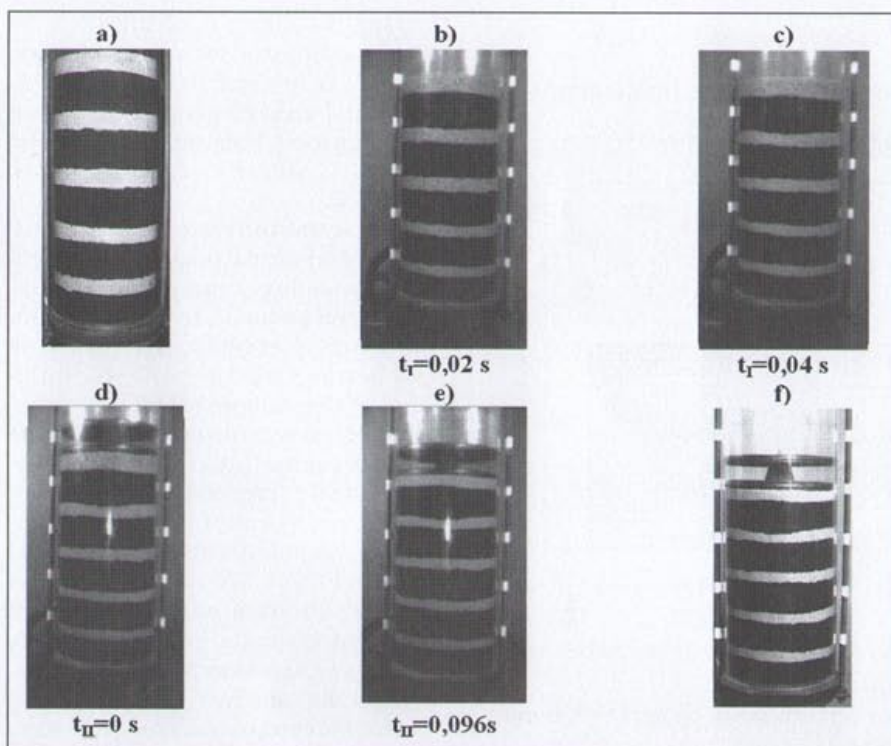


Fig. 4 Chosen phases of vacuum moulding process I – a,b,c and vacuum squeezing II – d,e,f realised on model stand; processes have been filmed with high speed camera FastCam 10 KC – frames b,c,d,e; initial state – a and final state – f: digital camera photographs t_I , t_{II} – time period measured from beginning of certain compaction phase

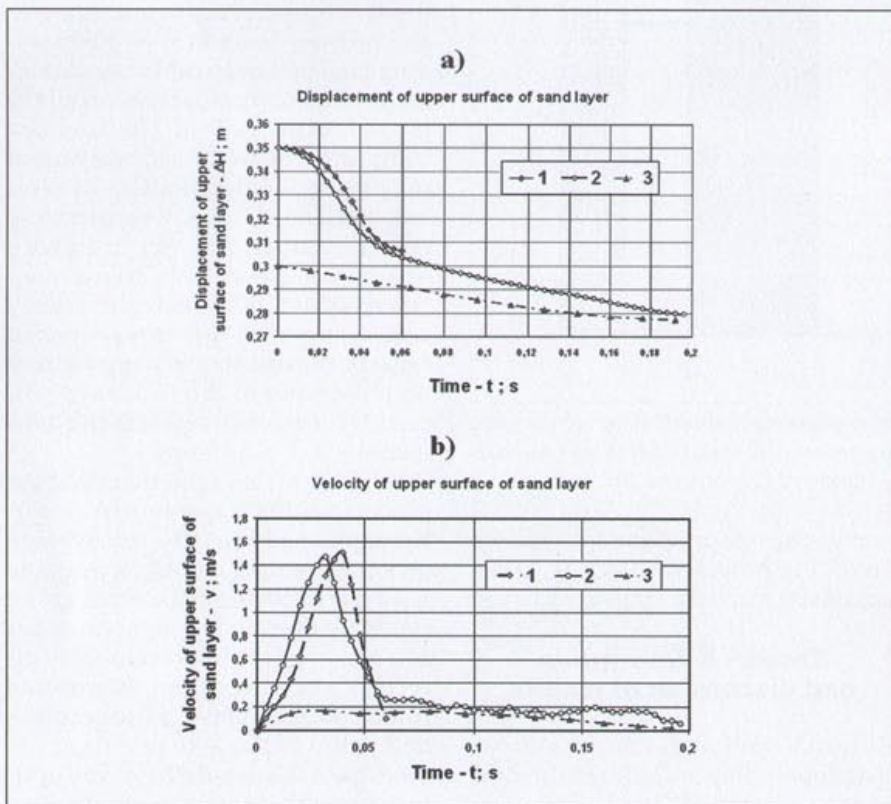


Fig. 5 Displacement – a and velocity – b of upper surface of sand layer in selected modifications of vacuum moulding; 1 – vacuum moulding phase I acc. fig. 3 a-c, 2 – vacuum squeezing, 3 – vacuum squeezing II phase acc. fig. 3 d-f (after first step – 1 of compaction)

nical possible. Graphs from fig. 5 prove usefulness of such measurement in the design parameters selection of vacuum assisted moulding machines in the connection with realized variant of the process. The improvement of the compaction effects with the reduction of initial pressure in vacuum receiver has been observed. This operation parameter of the installation demands however complex analysis because the reduction of the initial pressure leads to the growth of energy consumption and increasing of machine costs.

In the Department of the Mechanization, Automation and the Designing of Foundry, UST-AGH, Poland, the vacuum assisted moulding researches are still continued. A basic concept of this research is the elaboration of the main parameters of vacuum installation for support of basic moulding processes used in foundry practice especially in the case of difficult castings production (from point of moulding process view).

The summing up

Control systems of modern moulding machines make possible the change of parameters of their operation. The correct selection of operation and design parameters is a difficult problem and demands acquaintances of realized moulding process. Mentioned above investigation results prove about the usefulness of the vacuum supported compaction in two-step flask moulding. This method can enlarge the range of technological possibilities of current moulding machines. This would be compatible with the tendency of the multivariate operation of moulding machines. Used investigation technique lets on the explanation of the compaction process mechanism in the connection with moulding machine parameters. Tests evidence the possibility of the optimization of the stand construction and the further improvement of obtained effects of the moulding. An essential advantage of proposed variants of the moulding process is the fulfillment of work safety requirements and the improvement of energy consumption coefficients of moulding machines.

The research was supported by State Committee of Scientific Research – grant no. 10.10.170.219

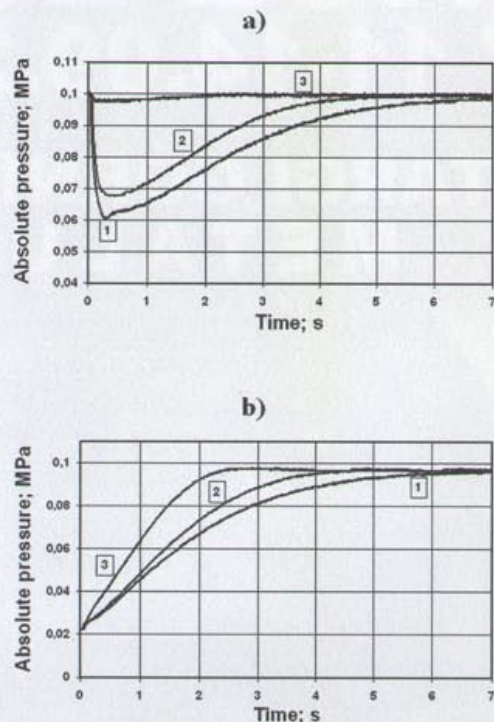


Fig. 6 Time run of absolute pressure – P in space under pattern plate – a) and vacuum receiver – b) during different modification of the process; 1 – vacuum compaction with simultaneous squeezing, 2 – vacuum compaction, 3 – air flow process at empty moulding chamber

References

[1] Barycki J., Kolek W., Mikulczyński T., Nowak D.: Modelowanie dynamiki jednozaworowej głowicy impulsowej. *Pneumatyka* No. 3, 2004, pp. 4-5
 [2] Brochures of companies: DOZAMET, DISA, HAFLINGER, HEINRICH WAGNER SINTO, KÜNKEL WAGNER, SAVELLI, TECHNICAL.
 [3] Fleming E., Tilch W.: *Formstoffe und Formverfahren*. DVG, Leipzig-Stuttgart 93.
 [4] Hespers W., Lustig M.: Systematic planning of investments in moulding plants, allowing for technical and organizational developments. *Casting plant and Technology*, No. 4, 1988, pp.14-23.
 [5] Malaschkin A., Bast, J.: *Moderne Formmaschinen und -verfahren*, Gießerei-Praxis No. 4, (2004) pp. 139 – 150.
 [6] Mikulczyński T., Nowak D., Nowicki J.: Modelirovanie processa impulsnogo uplotnenija formovocnyh smesej. *Litejnoe Proizvodstvo* No. 12, (2003) pp. 2-4.
 [7] Mikulczyński T., Naplocha K., Nowak D.: Modelowanie procesu dynamicznego zagęszczania mas formierskich. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji*, vol. 24 No. 3, (2004), pp. 190-113.

[8] Ślęzyk M.: Badanie wybranych aspektów procesu formowania podciśnieniowego. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji*, Vol. 24, No. 3, (2004), pp. 173-180.

Marcin Ślęzyk, Faculty of Foundry Engineering, UST – AGH, ul. Reymonta 23, 30-059 Kraków, Poland, mslazyk@agh.edu.pl
 Krzysztof Smyksy, Faculty of Foundry Engineering, UST – AGH, ul. Reymonta 23, 30-059 Kraków, Poland, ksmyksy@agh.edu.pl

Streszczenie

Ogólna charakterystyka procesu próżniowego formowania masy formierskiej

W pracy przedstawiono wybrane warianty procesu próżniowego zagęszczania masy formierskiej. W oparciu o badania własne przedyskutowano podstawowe parametry procesu i stopień zagęszczenia masy. W badaniach zastosowano metodę szybkiego obciążenia i dynamiczny pomiar ciśnienia.

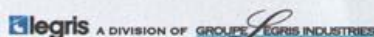


Gdziekolwiek jest ciśnienie, tam jest LEGRIS



Oferta firmy Legris obejmuje również szeroki gamę komponentów hydrauliczki skłowej

Więcej informacji na stronie www.legris.pl



LEGRIS POLAND Sp. z o.o.
 ul. Duchnicka 3
 01-796 Warszawa
 tel: 48 22 560 27 01 - fax 48 22 663 43 61



KATOWICE 2007

"SPODEK" 11-14.09.2007

MIĘDZYNARODOWE TARGI GÓRNICZWA ENERGETYKI I METALURGII



Zapraszamy do "Spodka" na XII edycję Targów KATOWICE 2007

Największa w Polsce prezentacja najnowszych urządzeń i technologii

25 tys. m² terenów wystawienniczych

20 tys. odwiedzających specjalistów z kraju i ze świata

Liczne sympozja naukowo-techniczne

Imprezy kulturalne promujące miasto i region organizowane przez UM Katowice

ORGANIZATORZY



Polska Technika Górnicza S.A.
tel. +48 (32) 3234210
tel. +48 (32) 7899194
e-mail: ptg@mtk.katowice.pl
www.ptg.info.pl



Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.
tel. +48 (32) 78 99 105; 78 99 140
fax +48 (32) 254 02 27
e-mail: katowice@mtk.katowice.pl
www.katowice.mtk.katowice.pl

PATRONAT
HONOROWY



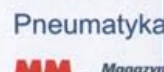
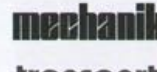
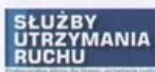
PREZYDENT
MIASTA
KATOWICE

PATRONAT
ORGANIZACYJNY



GÓRNICZA
IZBA
PRZEMYSŁOWO
-HANDLOWA

PATRONAT MEDIALNY



Nowe konstrukcje rozdzielaczy sterowania pilotowego obudów górniczych

Arkadiusz Cymerys, Rafał Dudek, Krzysztof Władzielczyk

Zastosowanie w polskich kopalniach węgla kamiennego wysoko wydajnych kompleksów ścianowych, które zostały wyposażone w nowe konstrukcje obudów zmechanizowanych, spowodowało wprowadzenie do eksploatacji nowego typu sterowania cyklem pracy obudów – sterowania pilotowego.

Sterowanie pilotowe, w porównaniu z dotychczas stosowanymi blokami rozdzielaczy sterowania ręcznej, charakteryzuje się m.in. wyższym ciśnieniem zasilania, przy jednocześnie zmniejszonej sile przesterowania na rozdzielaczu sterującym, i możliwością zestawienia dowolnych sekwencji sterowania w zależności od konstrukcji obudów i możliwości ich współpracy w kompleksie ścianowym. Oprócz tego jest ono łatwe i bezpieczne w obsłudze, ma możliwość zwiększania wydatku do chłonności zastosowanych siłowników obudowy i ich ilości, a także dostosowywania pracy obudowy do warunków górniczo-geologicznych danej ściany wydobywczej.

Zalety sterowania pilotowego zostały szybko docenione i znajduje ono coraz szersze zastosowanie w krajowych i zagranicznych kopalniach węgla kamiennego.

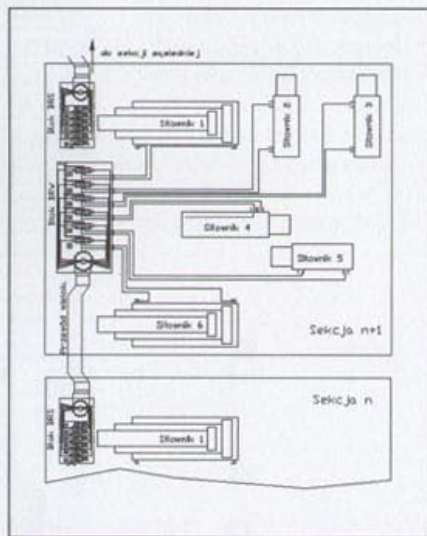
Jedynym krajowym producentem układów sterowania pilotowego jest „Georyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o. W ciągu kilkunastu lat produkcji „Georyt” zaprojektował i wdrożył do produkcji szereg wersji konstrukcyjnych sterowań pilotowych, które stały się podstawowymi układami sterowania obudów w krajowym górnictwie węgla kamiennego [4], [6].

Obowiązujące od 01.05.2004 r. wymogi normy PN-EN 1804-3:2004 [7] wymusiły pilną konieczność zmodernizowania konstrukcji rozdzielaczy wchodzących w skład sterowania pilotowego. Według normy muszą one

bowiem bezawaryjnie pracować i zachować szczelność przez 30 000 cykli roboczych. Jest to wartość dwukrotnie wyższa od dotychczasowych wymagań krajowych użytkowników sterowań pilotowych.

Charakterystyka sterowania pilotowego i jego budowa

Zespoły sterowania pilotowego służą do sterowania pracą siłowników hydraulicznych wchodzących w skład sekcji obudowy zmechanizowanej, tj.: stojaków, siłowników przesuwnika, podpory stropnicy, korekcji osłon bocznych itp. (rys. 1). Ponieważ sterowanie pracą danej sekcji obudowy odbywa się z sekcji poprzedzającej, sterowanie pilotowe jest zaliczane do tzw. sterowania przyległego [5], [6].



Rys. 1 Schemat ideowy sterowania pilotowego

Jak wynika z rys. 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 wiązki przewodów wysokociśnieniowych między sąsiednimi sekcjami, a tym samym pozwoliło na uniknięcie uszkodzeń tych przewodów, np. w czasie dostawiania sekcji do trasy przenośnika.

Bloki rozdzielaczy sterujących BRS i wykonawczych BRW zbudowane są z płyt przyłączeniowych z zamontowanymi rozdzielaczami sterującymi lub wykonawczymi oraz elementami służącymi do podłączenia zasilania, spływu i przewodu wielokanałowego.

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

- zablokowanie dźwigni w położeniu załeterowanym, tzn. dźwignia po zdjęciu nacisku nie powraca w położenie „zerowe”,
- zwolnienie dźwigni po zdjęciu nacisku i jej powrót do położenia zeroowego.

Istnieją również konstrukcje dźwigni umożliwiające jej jedno- lub obustronne zablokowanie w zależności od potrzeb, przy czym dźwignia tego typu jest stosowana w przypadku braku podtrzymania funkcji na drodze hydraulicznej [4].

Analiza węzłów konstrukcyjnych wpływających na szczelność rozdzielaczy

Przed przystąpieniem do projektowania nowych konstrukcji rozdzielaczy została przeprowadzona analiza wszystkich awarii rozdzielaczy sterowania pilotowego w oparciu o raporty Działu Serwisu „Georyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o. Analiza ta do-

prowadziła do sformułowania następujących wniosków:

- główną przyczyną nieszczelności rozdzielaczy wykonawczych było zastosowanie uszczelnienia typu metal-metal. Gniazdo, w którym powierzchnia stożka tłoczka uszczelniała węzeł, ulegało wytarciui, wyklepaniu bądź powstawały ubytki materiału w wyniku gwałtownych uderzeń i wypłukania kawitacyjnego;
- podobna sytuacja miała miejsce w przypadku gniazda stożka zaworowego rozdzielaczy sterujących.

Usunięcie tych wad wymagało całkowitego przekonstruowania rozdzielaczy wykonawczych. Zmiany konstrukcyjne powinny objąć wszystkie elementy rozdzielaczy, przy czym musiałyby być spełnione następujące założenia:

- wymiary gabarytowe i montażowe korpusów rozdzielaczy nie mogły ulec zmianie,
- niezbędne jest wprowadzenie uszczelnień typu metal-tworzywo, przy czym tworzywo użyte na uszczelnienie powinno charakteryzować się możliwie najwyższymi właściwościami chemiczno-mechanicznymi.

W przypadku rozdzielaczy sterujących nieszczelności były spowodowane dwoma przyczynami:

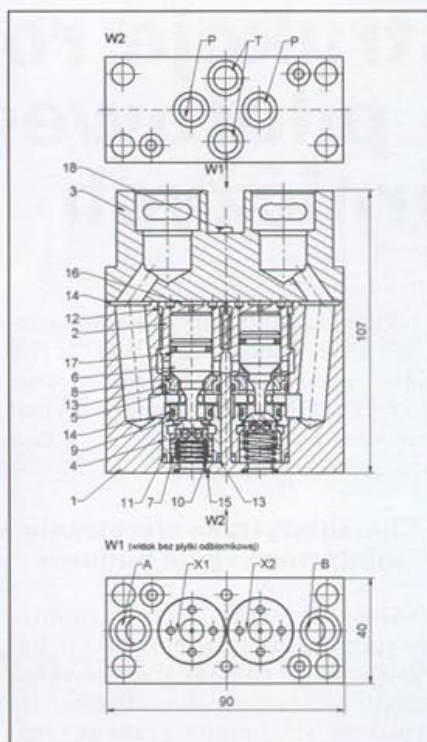
- nieszczelnością węzła kulka – gniazdo kulki,
- niewłaściwą konstrukcją suwaka odcinającego przestrzeń sphywową rozdzielacza sterującego.

Dodatkowo założono zmiany wszystkich pierścieni uszczelniających użytych w konstrukcjach obu typów rozdzielaczy.

Konstrukcja nowych rozdzielaczy wykonawczych RW10

Rozdzielacze wykonawcze są podstawowymi elementami bloków rozdzielaczy wykonawczych BRW. Konstrukcja nowego rozdzielacza wykonawczego RW10 została przedstawiona na rys. 2.

W korpusie (1) rozdzielacza znajdują się dwa zawory zasilające i sphywowe. Zawory zasilające tworzą stożki zaworów (7), dociskane do krawędzi dolnej gniazda I (9) ciśnieniem zasilania i sprężyną (10). Zawory sphywowe utworzone są przez tłoczki (6), które są osadzone suwliwie w tulei (2). Jak wynika z powyższego, rozdzielacze wykonawcze są rozdzielaczami typu zaworowego wyposażonymi w suwakozawory.



Rys. 2 Rysunek zestawieniowy rozdzielacza wykonawczego RW10

Węzłami konstrukcyjnymi odpowiedzialnymi za szczelność zaworów zasilających i sphywowych są:

- stożek (7) – gniazdo I (9) w przypadku zaworów zasilających,
- tłoczek (6) – gniazdo II (8) w przypadku zaworów sphywowych.

Jak wspomniano powyżej, w dotychczas produkowanych rozdzielaczach wykonawczych w obu przypadkach stosowano uszczelnienie metal-metal [2], [6], które nie zapewniało szczel-

ności w okresie 30 000 cykli roboczych. W związku z tym szczególną uwagę skoncentrowano na doborze odpowiedniego materiału (tworzywa) na gniazda I i II.

Dobór materiału na gniazda

Przy doborze materiału na gniazda rozdzielaczy wykonawczych brano pod uwagę zarówno właściwości chemiczne, tj. odporność na działanie agresywnego medium roboczego, wytrzymałościowe, jak i podatność na skrawalność.

Na podstawie szerszej analizy wszystkich dostępnych tworzyw poliamidowych [3] do zastosowania w konstrukcjach rozdzielaczy zostały wytypowane:

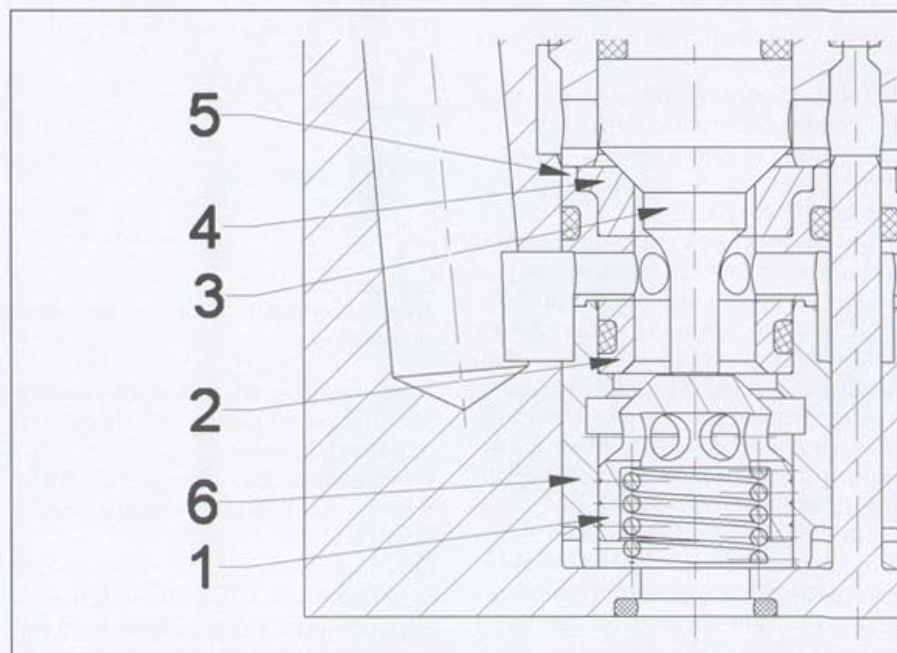
- hopolimer poliksymetylenowy,
- polieteroeteroketon.

Najważniejsze właściwości obu tworzyw przedstawiono w tabeli 1.

Z obu rodzajów tworzyw wykonano gniazda o odpowiednich wymiarach, które wstępnie zostały zamontowane w seryjnie produkowanych rozdzielaczach i poddane próbom eksploatacyjnym. Stosowano przy tym różne pasowania gniazd w rozdzielaczach. Oba zaproponowane tworzywa przeszły test eksploatacyjny i zostały wprowadzone do produkcji seryjnej.

Rozwiązanie konstrukcyjne węzłów uszczelniających rozdzielaczy wykonawczych

Na rys. 3 zostało przedstawione rozwiązanie węzłów uszczelniających rozdzielaczy wykonawczych. W przypadku tłoczka sterującego (3) został zmieniony kąt stożka przylegającego



Rys. 3 Rozwiązanie węzłów uszczelniających rozdzielacza wykonawczego RW10

do powierzchni gniazda II (4). Gniazdo II osadzone jest w przegrodzie (5) z pasowaniem zależnym od wersji konstrukcyjnej rozdzielacza. Również w przypadku stożka zaworu (1) został zmniejszony kąt stożka. Gniazdo I (2) zostało zamontowane w tulei (6). Oba gniazda, jak widać to na rysunku, mają powierzchnie zapewniające styk na średnicy z powierzchniami stożkowymi tłoczka i stożka zaworu rzędu kilku milimetrów.

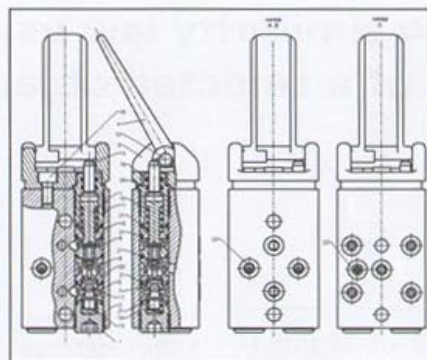
Wymiary nowej przegrody (5) i tulei (6) zostały dobrane do średnicy otworu w korpusie rozdzielacza. Warto nadmienić, że dla danej wersji rozdzielacza dozwolone jest stosowanie gniazd wykonanych wyłącznie z jednego rodzaju ww. tworzyw.

Konstrukcja nowych rozdzielaczy sterujących RS

Zakres niezbędnych zmian konstrukcyjnych w rozdzielaczu sterującym RS był znacznie mniejszy w porównaniu z rozdzielaczem wykonawczym. Konstrukcję rozdzielacza sterującego przedstawiono na rys. 4. We wszystkich wersjach rozdzielacza sterującego zostały dokonane następujące zmiany:

- doszczelniono węzeł kulka (17) – gniazdo kulki (7) poprzez zastosowanie gniazda z nowego tworzywa,
- doszczelniono węzeł odcinający przestrzeń sphywową rozdzielacza poprzez zmiany pasowań i materiału w suwakozaworze (1),
- wprowadzono zmiany konstrukcyjne w sprężynie kulki (14) oraz sprężynie suwakozaworu (15), wprowadzając w nich większą stałą sprężyny.

W pozostałych elementach dokonano niewielkich zmian materiałowych wpływających korzystnie na ich trwałość przy ilości cykli roboczych powyżej 30 000.



Rys. 4 Rysunek zestawieniowy rozdzielacza sterującego RS

Podsumowanie

Nowe konstrukcje rozdzielaczy wykonawczych z gniazdami wykonanymi z nowych tworzyw oraz zmienionymi pierścieniami uszczelniającymi przeszły cały zakres prób zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 1804-3:2004. Wszystkie sprawdzane wersje konstrukcyjne wyposażone w gniazda z obu rodzajów tworzyw przekroczyły liczbę 30 000 cykli roboczych (średnio 34 000 – 36 000) bez utraty szczelności. Po rozmontowaniu rozdzielaczy nie stwierdzono objawów zniszczenia lub deformacji żadnego z testowanych gniazd. Również po szczegółowych oględzinach nie zauważono śladów zużycia na pozostałych elementach rozdzielaczy: stożkach zaworów, przegrodach czy tłoczkach sterujących. Nie ulega więc wątpliwości, że konstrukcje elementów i gniazd rozdzielaczy spełniają oczekiwania użytkowników i mogą być skierowane do produkcji seryjnej. Nowe elementy rozdzielaczy wykonawczych powinny być zastosowane również w przypadku remontów rozdzielaczy z uszczelnieniem metal-metal. Pomyślnie próby powyżej 30 000 cykli roboczych przeszły również rozdzielacze sterujące. Nie stwierdzono żadnych nieszczelności w zmodernizowanych węzłach, nato-

miast nowa konstrukcja dźwigni i jej mocowania do korpusu w znaczny sposób ułatwia przesterowywanie rozdzielaczy.

Summary

The article presents some new solutions of manipulator construction for a mining shield supports pilot control. To begin with, a short characteristics of structure and rules of pilot control operation have been given. Next the typical manipulator construction applied into a control system was described: denoting its basic elements and showing new construction variants. In particular the problems of ensurance of watertightness of manipulators in operation and appropriate materials selection for the tightnesses were emphasized.

Literatura

- [1] Chylaszek R., Tylek J.: Wybrane zagadnienia rozwoju sterowania hydraulicznego zmechanizowanymi obudowami ścianowymi realizowane w FAH „Geoyt” SA. II Międzynarodowa Konferencja „Techniki Urabiania 2002”, Kraków-Krynica 2002, s. 439-449.
- [2] Cymerys A., Władzielczyk K.: Problemy konstrukcji i eksploatacji układów sterowania pilotowego zmechanizowanych obudów ścianowych. Sympozjum „Maszyny Górnicze”, Wysowa 2003, s. 130-136.
- [3] Cymerys A., Dudek R.: Dobór materiałów na uszczelnienia rozdzielaczy wykonawczych. Geoyt – AGH, Kraków 2005 [niepublikowane].
- [4] http://www.geoyt.com/katalog_wyrobow/sterowanie_pilotowe.pdf. Katalog wyrobów firmy „Geoyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o.
- [5] Irrisberger H.: Zmechanizowane Obudowy Ścianowe. Podręcznik dla praktyków.
- [6] Katalog wyrobów FAH „Geoyt” SA, Kraków 2002.
- [7] PN-EN 1804-3:2004: Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych. Część 3: Hydrauliczne układy sterownicze.

Arkadiusz Cymerys
„Geoyt – Centrum Produkcyjne”
Sp. z o.o.

Rafał Dudek
Krzysztof Władzielczyk
Akademia Górniczo-Hutnicza
Wydział Inżynierii Mechanicznej
i Robotyki

Tabela 1 Wybrane właściwości tworzyw

Lp.	Właściwości chemiczno-mechaniczne	Rodzaj materiału	
		Hopolimer poliksymetylenowy	Polieteroeteroketon
1.	Gęstość [g/cm ³]	1,42	1,31
2.	Wchłanianie wody do nasycenia [%]	0,5	0,2
3.	Granica plastyczności [MPa]	70	110
4.	Wydłużenie przy zerwaniu [%]	25	20
5.	Moduł sprężystości [MPa]	3000	4400
6.	Udamność (próba Charpy'ego) bezkarbu	brak danych	nie pęka
7.	Skrawalność i stabilność wymiarowa	dobra	bardzo dobra

Determination of flow similarity law using dimensional analysis of a selected object

M. Čarnogurská, K. Peszyński

The paper describes the results of application of dimensional analysis of stream conditions in real object (real work) and in reduced (simplified) model. The paper also gives the conditions of physical similarity of fluid flow, modelling laws and their application to specific flow conditions. The results of analytical calculation are compared with those obtained by numerical methods.

Application of the dimensional analysis in the theory of similarity

The theory of similarity between the real flow and its simplified model creates the base for the investigation of hydrodynamical and aerodynamical phenomena. The theory of similarity points out mainly the conditions the model has to fulfil to simulate the real hydrodynamical or aerodynamic phenomena in the simplified scale as close to the real conditions as possible, to choose the data to be necessarily measured during the experiment, as well as how to process the results of the experiment and to determine the limits of their validity.

Besides the physical modeling for the flow investigation we can use also the mathematical modeling which is more common nowadays due to numerical methods being developed.

The theory of similarity is generally elaborated in two ways. The first of them bases on the determination of the criteria of similarity by analysis of the systems of differential equations defining the fluid flow which mathematically describes the investigated physical phenomena, while the second way bases on the dimensional analysis.

The first method is suitable for the investigation on models when the mathematical formulation of the problem is at hand. In the case the mathematical formulation is not available, the dimensional analysis can be used as a base for the analysis of the condition of similarity. It is necessary to analyse previously the nature of existing phenomena and to choose the set of phenomena which are influencing the investigated problem as well as to determine the minimal number of arguments having no dimensions in the set.

The base for the modeling of flow phenomena is derived from laws of mechanical similarity. They are the laws which are valid in the determination of relationship between the real engineering work (system) and simplified model of the same work. In fact it leads to seeking for relations between the values of these two systems. We are trying to express these relations by mathematical expressions in the form of so-called model law of flow. The basic principles of dimensional analysis are shown e.g. in [1].

For application of these relations in practice there are two main methods of dimensional analysis:

- Rayleigh method
- Buckingham method (so-called π - theorem).

To derivate the law of mechanical similarity we used the Buckingham method. As the basic physical quantities which can influence the investigated movement of fluid we selected the following ones [2]:

- for the fluid:
 - coefficient of internal friction η (dynamical viscosity) $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$
 - density ρ $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
 - elasticity modulus of fluid K $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}]$
 - coefficient of the surface stress σ $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-2}]$
 - medium velocity of flow v $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
 - acceleration of gravity g $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
- for the body in flow field:
 - characteristic length d $[\text{m}]$
 - density of carried particles ρ_s $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
- for the flow downstream environment:
 - width b
 - length l
 - depth h .

The complete physical equation describing the force acting on the body located in flow of fluid (in real work, not simplified) has the following form

$$f(\eta, \rho, K, \sigma, v, l, g, F, b, h, d, \rho_s) = 0 \quad (1)$$

For the dimensionless arguments π_i , which are created from the solution of this homogenous equation it is possible to write their functional dependence in a general form (no variable V_i can be used separately but it must be used in product form) as follows:

$$\pi_i = \prod_{i=1}^n V_i^{x_i}, \text{ respectively}$$

$$\pi_i = \eta^{x_1} \rho^{x_2} K^{x_3} \sigma^{x_4} v^{x_5} l^{x_6} g^{x_7} F^{x_8} b^{x_9} h^{x_{10}} d^{x_{11}} \rho_s^{x_{12}} \quad (2)$$

where x_1, x_2, \dots, x_{12} are unknown. Between the dimensional quantities which characterised the flow in specified environment we can find the length quantity four times and the density twice. For these we create three simplexes (dot dimensional arguments having the same units) and the quantity of length should be involved into next solution only once using the length l . For the density we create only one dimensionless argument and we involve it into calculation only one time. Those simplexes are:

$$\frac{h}{l}, \frac{b}{l}, \frac{d}{l}, \frac{\rho_s}{\rho} \quad (3)$$

Matrix created from the dimensions of individual physical quantities shall be of $n = 8$ columns and $m = 3$ lines and its form is:

$$\begin{matrix} & \eta & \rho & K & \sigma & v & l & g & F \\ \text{kg} & \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ \text{m} & \begin{bmatrix} -1 & -3 & -1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ \text{s} & \begin{bmatrix} -1 & 0 & -2 & -2 & -1 & 0 & -2 & -2 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (4)$$

With the matrix order $h = 3$ and numbers of relevant quantities $n = 8$ we can create $i = n - h$, dimensionless arguments π_i . For $x_i > h$ we divide the dimensional matrix to two parts and we follow the same way in the case of dividing of vector of unknown quantities x_i . The first part of the matrix is square, having h columns and h lines, rows the columns must be chosen so that their determinant is not zero grade. ($\Delta \neq 0$), it is:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3 & 1 & 1 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_2 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} = (-1) \cdot \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ -1 & -1 & 0 & 1 & 1 \\ -1 & -2 & -2 & -2 & -2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} \quad (5)$$

The selection of other unknown x_1, x_3, x_4, x_7 and x_8 is made when solving the second matrix twice, while both selection must be linearly independent. The matrix of selection is of the following form:

$$\begin{matrix} & x_1 & x_3 & x_4 & x_7 & x_8 \\ \text{1. selection} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \text{2. selection} & \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \text{3. selection} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \text{4. selection} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ \text{5. selection} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (6)$$

and its determinant has the value of $\Delta = 1$ which fulfills the condition of solvability of the problem. Solution of the eq. (4) by (5) leads to the set of linear equations in the form of:

$$\begin{matrix} x_2 = -x_1 - x_3 - x_4 - x_8 \\ -3x_2 + x_5 + x_6 = x_1 + x_3 - x_7 - x_8 \\ -x_5 = x_1 + 2x_3 + 2x_4 + 2x_7 + 2x_8 \end{matrix} \quad (7)$$

Their solution gives us five independent vectors:

$$[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8] \quad (8)$$

This solution corresponds to five dimensionless arguments in a form of:

$$\pi_1 = \frac{\eta}{\rho v l}, \quad \pi_2 = \frac{K}{\rho v^2}, \quad \pi_3 = \frac{\sigma}{\rho v^2 l}, \quad \pi_4 = \frac{g l}{v^2}, \quad \pi_5 = \frac{F}{\rho v^2 l^2} \equiv \frac{\rho}{\rho v^2} \quad (9)$$

and further dimensionless arguments represent the simplex themselves, which are in a following form of:

$$\pi_6 = \frac{h}{l}, \quad \pi_7 = \frac{b}{l}, \quad \pi_8 = \frac{d}{l}, \quad \pi_9 = \frac{\rho_s}{\rho} \quad (10)$$

The dimensionless form of the function describing the force acting on the body in fluid is as follows:

$$\Psi(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9) = 0 \quad (11)$$

Dimensionless argument π_5 , includes the force, and so this argument can be expressed as a function of the other arguments in a form of:

$$\pi_5 = \Phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9) \quad (12)$$

respectively or in form of:

$$F = \rho l^2 v^2 \varphi \left(\frac{\rho v l}{\eta}, \frac{\rho v^2}{K}, \frac{\rho v^2 l}{\sigma}, \frac{v^2}{g l}, \frac{h}{l}, \frac{b}{l}, \frac{d}{l}, \frac{\rho_s}{\rho} \right) \quad (13)$$

$$\text{or} \quad Eu = \varphi(Re, Ca, We, Fr, \zeta_h, \zeta_b, \zeta_d, \zeta_\rho) \quad (14)$$

where $Eu(Ne), Re, Ca, We, Fr$ are known criteria of similarity in the mechanics of fluids, $\zeta_h, \zeta_b, \zeta_d$ are the dimensionless coordinates and ζ_ρ is dimensionless density.

Equation (14) is the resultant criterial equation for the force acting on the body in the flow field of fluid and is valid for the real work and its simplified model, on which we are going also to investigate the effect of the force. When both, the model and the real work have to fulfil the condition of geometrical similarity and at the same times the condition of proportionality of densities, the similarity condition must be valid which means that the scales of changes of individual dimensions of the body and environment too as well as the scales of densities changes must be the same, it means:

$$\frac{c_h}{c_l} = \frac{c_b}{c_l} = \frac{c_d}{c_l} = 1 \Rightarrow c_h = c_b = c_d = c_l \quad (15)$$

$$\text{and} \quad \frac{c_{\rho_s}}{c_\rho} = 1 \Rightarrow c_{\rho_s} = c_\rho \quad (16)$$

In the aerodynamics instead of Cauchy's number we use its root, namely $\sqrt{Ca} = v \sqrt{\rho/K} = v/a$ which is the Mach constant. In this case the velocity of propagation of sound in fluid is a .

If both, the model and real work have to fulfil the condition of mechanical similarity, then from the equation (14) and using the eq. (15) and (16) following must be true:

$$c_{Eu} \equiv c_{Ne} = c_{Fr} = c_{Re} = c_{We} = c_{Ca} = \frac{c_h}{c_l} = \frac{c_b}{c_l} = \frac{c_d}{c_l} = \frac{c_{\rho_s}}{c_\rho} = 1 \quad (17)$$

For the application of the theory of modelling in the fluid mechanics we can do the conclusion of the basic attributes of similarity as follows:

- the coincidence of the mathematical description of process in fluids including the border conditions,
- the coincidence of physical structure of fluid flow,
- geometrical similarity-coincidence of the values of the digits of similarity.

In the practical usage of equation (14) it is necessary to decide which digits (criteria) are to be used in specified condition in the process of the investigation of fluid flow and the force acting on the body in flow. For example the Froude's number is used in the case of fluid flow under the effect of earth gravity, the Reynolds number is used if rele-

vant internal friction exists, Weber's number in case of relevant effect of surface stress., Cauchy's (Mach) number, in case of relevant action of compression of flowing fluid.

We can obtain a similar conclusion when using the Navier–Stokes differential equations [2], what is the evidence of validity of our method of investigation of flow conditions in the fluid using the dimensional analysis.

Application of the numerical methods simultaneously with the modelling laws

Real work represents a tunnel with variable flow cross section. The width of the tunnel and its height till the change of the profile is 10 m (see fig.1.2) The overall length of the tunnel is 30 m. The change of the profile happens after passing 10 m from its beginning, where the lower wall is inclined by 10 deg as the flow cross-section changes continually up till the end of the tunnel. The flowing medium is the air, its physical properties corresponds to the temperature of 27 °C (density of air $\rho = 1,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, kinematic viscosity of air is $\nu = 18 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$). The input velocity at the entrance into tunnel is $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

For the determination of flow parameters in the relation to the geometrical parameters and parameters of load, the FEM has been used in the case of aerodynamical conditions. The method is implied in the FLUENT solver. The solution of the flow conditions has been focused on the determination of the influence of the change of geometrical dimensions of the tunnel on the velocity of air flow. We used the solution using numerical methods because of confrontations with results obtained by an analytical solution. Let the real work and model differ from each other by the change of the basic physical quantities as follows: $c_p = 1$, $c_v = 1$, $c_l = 10$. The accepted assumption expresses the fact that flowing medium in the model and on the real work is air having the same density ($\rho = \rho'$) the same viscosity ($\nu = \nu'$), and that all of the dimensions of real work are 10 times greater than those in the model ($c_l = l'/l = 10$). Considering the forces characterizing the air flow in the tunnel we assume the influence described by Reynolds number Re and Mach number Ma. On the basis of such assumption we can write the formula for the functional dependence of dimensionales numbers:

$$Eu = \varphi(Re, Ma), \text{ resp } \frac{F}{\rho l^2 v^2} \approx \frac{p}{\rho v^2} = \varphi\left(\frac{vl}{\nu}, \frac{v}{a}\right) \tag{18}$$

Assuming that $v \ll a$ the compressibility of the fluid is neglected. In the flow on the real work the model laws to secure the mechanical similarity of flow as well as effect of force shall be written in the following form:

$$1 = \frac{c_F}{c_\rho c_v^2 c_l^2} \quad 1 = \frac{c_\rho c_l}{c_v} \tag{19}$$

Keeping our assumptions, on the real work the velocity of the air at the output of the tunnel determined by the analytical solution is $15,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. The same result is given by numerical solution of the flow conditions on the real work (see fig.1). Input velocity of air on the simplified model is determined from the law of modelling (19). To obtain

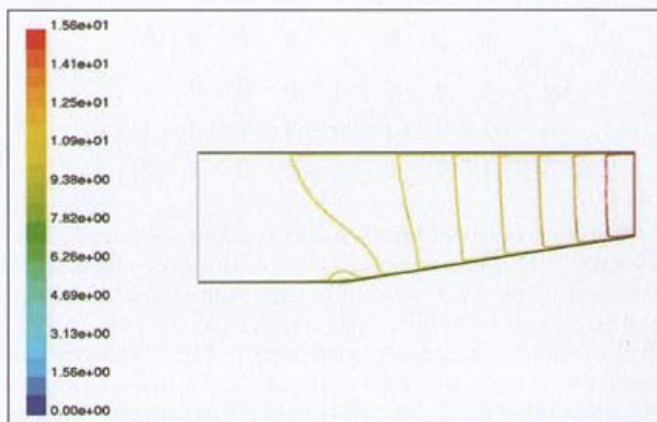


Fig.1. Projection of the lines of equal velocity alongside the length of real work

Rys. 1 Rozkład linii stałej prędkości wzdłuż długości obiektu rzeczywistego

in the same force effect on simplified model and on the real work, the scale of the change of velocity must be

$$c_v = c_v/c_l = 1/10 \text{ and } c_F = c_\rho c_v^2 c_l^2 = 1$$

The solution shows that the force effect of the air flow on the body placed into the tunnel shall be of the same value for the real work and for its simplified model only when the velocity on the model is increased 10 times in comparison to the real work, it means up to the value of $100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Using this result it is necessary to check whether the model law can be received without objections or if it is necessary to make some corrections for securing the flowing air without the possibility of aerodynamical plugging of the tunnel.

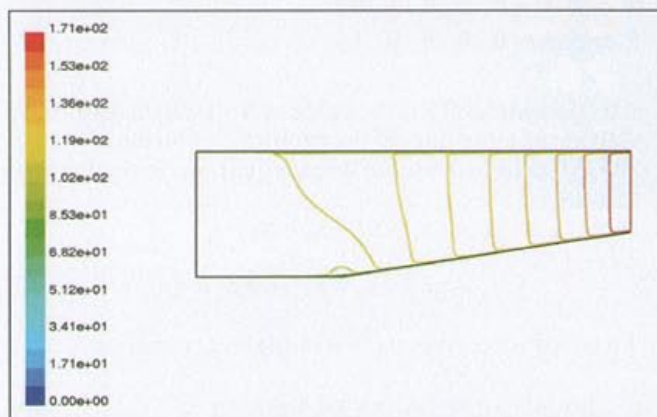


Fig.2. Projection of the lines of equal velocity alongside the length of the model

Rys. 2 Rozkład linii stałej prędkości wzdłuż długości modelu

From the numerical solution of the flow conditions on the diminished model is clear, that the velocity in the input cross section is $171 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (fig. 2). In the case of simplified model the effect of the compressibility of the medium is reflected. So it is not possible to realize the coincidence of the physical structure of flow as well as the coincidence of the mathematical description of the process of flow.

Conclusion

In the article the derivation of the general laws of flow is shown using the dimensional analysis, and the correctness

of their formulation is proved on the example of the real work and its diminished model.

It is clear from the analysis of the solution, that for the input velocity on the model derived from the model laws ($100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) the effect of compressibility caused the rise of the scale of velocity in input cross section c_v by 9,6 % for the inclination of the reduction of the tunnel profile 10° . For the inclinations of reduction of cross section higher than $14,92^\circ$ a real danger exists of aerodynamical plugging of the tunnel.

Literature

- [1] Kožešník J.: Teorie podobnosti a modelování. Praha: Academia, 1983.
- [2] Čábelka J., Gabriel P.: Matematické a fyzikální modelování v hydro-technice. Praha: Academia, 1987.
- [3] Vitáček I., Havelka J.: Univerzálné riešenie prúdenia rôznych druhov tekutín. In: Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie „Research and Teaching of Physics in the Context of University Education. Nitra: SPU, 2005, s. 169-174. ISBN 80-8069-528-8.
- [4] Čarnogurská M.: Základy matematického a fyzikálneho modelovania v mechanike tekutín a termodynamike. Viena, Košice, 2000, 176 s., ISBN 80 - 7099 -344 - 8.

Čarnogurská Mária
 Department of Power Engineering
 Technical University of Košice, Slovak Republic
 Kazimierz Peszyński
 Department of Control and Machinery Design
 University of Technology and Life Sciences, Bydgoszcz, Poland

Key words: dimensional analysis, real work, simplified model, physical similarity of flow

Streszczenie

Określenie prawa podobieństwa przepływu przy użyciu analizy wymiarowej w wybranym obiekcie

W artykule opisano wyniki analizy wymiarowej warunków przepływu w obiekcie rzeczywistym oraz w jego uproszczonym modelu. Przedstawiono warunki podobieństwa fizycznego przepływu płynu, model praw nim rządzących oraz ich aplikację w rzeczywistych warunkach dla wybranego modelu obiektu.

Z uzyskanych wyników badań prezentowanych w artykule można wyciągnąć dwa praktyczne wnioski:

Podczas badań przepływu powietrze w tunelu rzeczywistym o opisanym kształcie, nie jest konieczne, przy prędkości przepływu powietrza do $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, uwzględnianie jego ściśliwości, ponieważ błąd w określeniu prędkości nie przekroczy wartości 0,84%.

Przed jakąkolwiek budową obiektu rzeczywistego można prowadzić badania na zmniejszonym modelu fizycznym i następnie wyniki tych badań można przenieść przy pomocy praw modelowania na obiekt rzeczywisty. Do optymalizacji obiektu rzeczywistego można z powodzeniem korzystać z numerycznego modelowania problematyki przepływu.

Słowa kluczowe: analiza wymiarowa, obiekt rzeczywisty, model zredukowany, fizyczne podobieństwo przepływu

VII Targi Przemysłowej Techniki Pomiarowej
CONTROL-TECH
26-28.09.2007, Kielce

Patronat honorowy: Prezes Głównego Urzędu Miar
 Rektor Politechniki Świętokrzyskiej
 Prezes Polskiego Centrum Badań i Certyfikacji SA

Zakres branżowy:

- **Urządzenia pomiarowe**
- **Narzędzia**
- **Obróbka skrawaniem**
- **Automatyka przemysłowa**
 - techniczne środki automatyzacji
 - napędy stosowane w układach automatyzujących
 - układy automatyzacji maszyn, urządzeń oraz stanowisk
 - linie wytwórcze dla różnych procesów i branż
 - technologie automatyki dla wszystkich sektorów przemysłu
 - automatyczny system kontroli dla procesów produkcji
 - systemy kontroli pomiarowej
 - sprzęt i aparaty do wykrywania i diagnozowania instalacji podziemnych rurowych, kablowych
 - urządzenia do zdalnego sterowania maszyn
- **Aparatura badawcza i sprzęt laboratoryjny**
- **Wyposażenie pomieszczeń laboratoryjnych**
- **Metrologia w systemach zapewniania jakości**
- **Oprogramowanie kontrolne dla procesów technologicznych**
- **Technologia laserowa**

Patronat prasowy:



Szczegółowe informacje:
 Menedżer Targów - Joanna Adamczyk,
 ul. Zakładowa 1, 25-672 Kielce, tel. 041365 12 14,
 fax 041 365 13 13, e-mail: control-tech@targikielce.pl

www.control-tech.pl

Tuning methods of mechanical systems by means of torsional oscillator application

Jaroslav Homišin

Mechanical systems with piston engines working like driving or driven aggregates are exposed often to dangerous torsional oscillations. This situation is typical for mechanical systems with piston combustion engines, compressors, pumps and fans. These machines can be characterized like torsion oscillating mechanical systems (TOMS).

TOMS are systems working in above-critical oscillation area with relatively fast transient processes during acceleration and deceleration. This description presents a dynamical point of view. With regard to regulation it is possible to say, that the TOMS are controlled systems with incomplete information, i.e. they are systems with random failure occurrences and influences. The most frequent random failure influences in the TOMS have their origin in individual piston engines. Based on this fact it is possible to say, that especially piston engines are sources of serious negative consequences because of an excessive dynamical loading. Due to excessive torsional dynamic loading are arising failures of shafts, gearboxes, couplings, piston rods, piston rod screws, bearings, etc.

From the above-mentioned facts it is evident, that the torsional oscillation has a negative influence on durability and functionality of all main components of the TOMS. From this reason it is necessary to control dangerous torsional oscillation. A successful method, how to reduce the dangerous torsional oscillation into an acceptable level, is a suitable adjustment or tuning of the TOMS. Tuning of mechanical system means an appropriate readjustment of some system components with regard to global system dynamics. For reduction of unac-

ceptable torsional oscillation it is necessary to tune the TOMS in advance.

The most suitable method, how to tune the system, is application of an elastic element – a flexible shaft coupling.

Especially desirable for fulfilment of above-mentioned requirements are pneumatic flexible shaft couplings in the role of so-called pneumatic tuners of torsional oscillations.

Research and development of pneumatic flexible shaft couplings is one of main research areas of author – prof. Jaroslav Homišin [1], [2], [3]. By means of pneumatic tuners of torsional oscillations it is possible to apply new methods how to tune torsion oscillating mechanical systems.

From this reason the main purpose of given article is a presentation of new tuning methods by means of newly developed pneumatic couplings, i.e. by means of torsional oscillator pneumatic tuners for torsion oscillating mechanical systems.

New tuning methods of torsion oscillating mechanical systems

It is possible to change a torsional rigidity of pneumatic couplings by means of change of gaseous medium pressure either out of operation or during operation. There are two possibilities how to tune the torsion oscillating mechanical systems:

- tuning of torsion oscillating mechanical systems out of operation, what fulfils condition of given system tuning,
- tuning of torsion oscillating mechanical systems during current operation in a steady state, what fulfils condition of given system continual tuning.

Characteristic of pneumatic flexible shaft couplings

There are various serious negative influences, i.e. ageing and fatigue after a long-time operation of presently used flexible shaft couplings, as well as accidental effects caused by changes of given

piston machinery characteristics, which are able to cause dangerous torsional oscillation in the given mechanical system.

From this reason the system, which was tuned originally is being de-tuned. In such case the tuning component in system, i.e. flexible shaft coupling, is not able to reduce or to eliminate dangerous torsional oscillation of system.

Our innovatory suggestion is to apply by us developed pneumatic flexible shaft couplings – pneumatic tuners of torsional oscillations with the aim to reduce the dangerous torsional oscillation and in this way to ensure suitable tuning of the TOMS.

In the research and development area concerning pneumatic couplings there are two main topics:

- pneumatic flexible differential shaft couplings with type designation 3-1/130-D [4] (Fig. 2.1),
- pneumatic flexible differential shaft couplings with self-regulation (autoregulation), type designation 3-1/130-D/A [5] (Fig. 2.2).

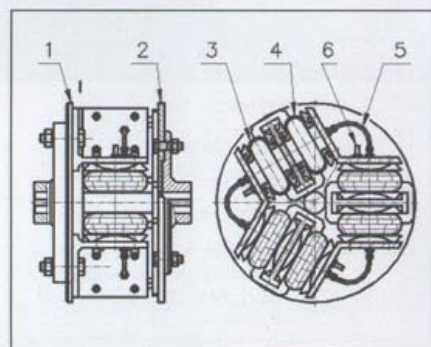


Fig. 2.1 Pneumatic flexible differential shaft coupling with type designation 3-1/130-D

The pneumatic differential coupling (Fig. 2.1) consists of a driving part (1) and a driven part (2). Between these two parts is situated a compression space filled with gaseous medium (in our case it is the air). Compression space is created by three differential components, which are in-circuit arranged and interconnected each other. Type designation of them is 3-1/130-

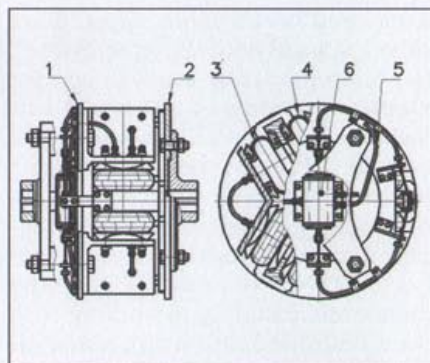


Fig. 2.2 Pneumatic flexible differential shaft coupling with self-regulation (autoregulation), type designation 3-1/130-D/A

D. Each differential component has a pressed pneumatic-flexible element (3) and a pulled element (4). Interconnection between the differential components is ensured with a connecting hosepipe. Infilling of compression space is possible through a valve (6). By means of air pressure change there are changed static and dynamic characteristics of coupling.

The pneumatic flexible differential shaft coupling with the self-regulation (Fig. 2.2) is similar to the pneumatic differential coupling, but the main difference is a regulator instead of valve. The regulator ensures a constant twisting angle of coupling. This coupling is under the patent protection [6], [7]. Self-regulation or autoregulation means ability of coupling to control changes of twisting angle caused by loading torque variations and to keep the twisting angle value φ_k constant. Air pressure in the compression space is accommodated according to momentary loading torque level [5].

Tuning of torsion oscillating mechanical systems out of operation

Tuning of the TOMS by means of the pneumatic coupling out of operation means an inflation of coupling compression space at a suitable pressure value of gaseous medium before the system starting. The system is working with the given pressure value during all operation time. The suitable pressure value of gaseous medium, which presents suitable value of coupling torsional rigidity, is determined according to beforehand-performed dynamical calculation of system with regard to torsional dynamics.

This described mechanical system tuning method can be presented like a tuning of torsional oscillating mechanical systems, suitable only for systems working with constant operational speed value.

Tuning of torsion oscillating mechanical systems during operation in steady state

Tuning of the TOMS during operation in a steady state consists in a suitable modification of basic dynamic properties (dynamic torsional rigidity and damping coefficient) of pneumatic tuner according to the system dynamics. This modification is possible by means of a regulation system, which creates a closed regulation circuit with a back coupling. In this way it is possible to change, i.e. to modify dynamic properties of pneumatic tuner continuously with regard to mechanical system dynamics, so that there is eliminated dangerous torsional oscillation in working regime.

Suggested systems of the TOMS tuning are results of regulation circuits and regulation systems, which are under the patent protection [1], [2], [6], [7], [8], [9], [10], [11]. There are following possibilities how to realize tuning of the TOMS:

- by means of regulation system for continuous change of pneumatic coupling characteristics [9], [11],
- with regulation system for continuous tuning of mechanical system [10], [11],
- by means of pneumatic coupling application with additional regulation system [9], [11],
- using static optimisation based on extremal regulation [8], [9], [10], [11],
- by means of pneumatic coupling with self-regulation [6], [7], [11].

The above-mentioned tuning methods are presenting continuous tuning of torsion oscillating mechanical systems in the steady state, which is suitable for all systems working in wide-range of operational speeds, mainly.

Construction and working principle of regulation system for continuous change of pneumatic coupling characteristics. There is a regulation system on the Fig. 2.3 described schematically as well as regulation process of pneumatic coupling according to the patent [9].

Regulation systems (1) consists of a control subsystem (2) and a command subsystem (3). The control sub-

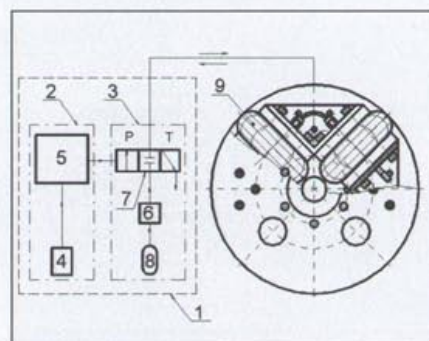


Fig. 2.3 Schematic illustration of regulation for continuous change of pneumatic tuner characteristics by means of regulation system

system (2) is equipped with a microprocessor (5) and a piezoelectric sensor (4) of acceleration of mechanical oscillation. The sensor (4), which is fitted to mechanical system, sends signals to the microprocessor (5) according to system mechanical oscillations. The command subsystem (3) includes an electromagnetic switchboard (7), which is connected through a regulation valve (6) to an accumulator of gaseous medium (8). The microprocessor (5) is a main regulation component in the whole regulation system (1). It activates a two-step electromagnetic switchboard (7), which causes increasing or decrease of gaseous medium pressure through input *P* or output *T* pipes in the compression space of pneumatic torsional oscillation tuner.

During operation of mechanical system in an unfavourable working regime arises oscillation of whole system. Acceleration is measured with the sensor of mechanical oscillation (4). The microprocessor (5) evaluates electric signal from the sensor according to mechanical vibrations and the switchboard (7) ensures opening of the input *P* or output *T* pipes to change the pressure in compression space, i.e. in pneumatic flexible elements (9). In this manner there is changed the basic dynamic characteristic of coupling continuously, i.e. there is changed dynamic torsional rigidity during operation of system.

Construction and working principle of regulation system for continuous tuning of mechanical system. There is a regulation system on the Fig. 2.4 described schematically together with schematic description of regulation process of pneumatic coupling according to the patent [10].

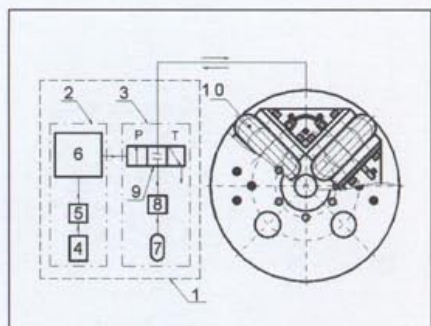


Fig. 2.4 Schematic illustration of regulation for continuous tuning of mechanical system by means of regulation system

Regulation systems (1) consists of a control subsystem (2) and a command subsystem (3). The control subsystem (2) is equipped with a microprocessor (6), an inductive sensor (4) installed direct in a pneumatic-flexible element (10) and an electric signal transfer device (5). Contact or contactless transfer device is situated on the rotating shaft of mechanical system. The command subsystem (3) includes a two-step electromagnetic switchboard (9), which is connected through a regulation valve (8) to an accumulator of gaseous medium (7). The microprocessor (6) activates a switchboard (9), which causes increasing or decrease of gaseous medium pressure through an input *P* or output *T* pipes for continuous regulation of pneumatic coupling.

During operation of mechanical system in an unfavourable working regime, i.e. close to the resonant area, arises dangerous torsional oscillation of whole mechanical system. This dangerous torsional oscillation is measured with the inductive sensor (4). This sensor is placed in pneumatic-flexible element (10) and in this way it enables to sense direct the momentary value of torsional oscillation. The electric signal is transferred by means of the transfer device (5) into the microprocessor (6). Microprocessor evaluates electric signal from sensor and switchboard (9) ensures opening of input *P* or output *T* pipes to change the pressure in compression space of pneumatic coupling. In this manner there is changed the basic dynamic characteristic of coupling continuously, i.e. there is changed dynamic

torsional rigidity during operation of system.

Basic principle and application possibility of pneumatic coupling with additional regulation system in mechanical systems. According to detailed dynamic calculation of mechanical system it is possible to modify dynamic torsional rigidity of coupling with regard to the system dynamics to avoid dangerous torsional oscillation. Torsional rigidity modification means adjustment of gaseous medium pressure in compression space into a necessary value, which was calculated in advance. This accommodation process runs during operation of system, because before start-up the coupling has to be pressurized on the initial pressure value.

Gaseous medium pressure adjustment from the initial value into the given constant value is realized by means of pneumatic coupling with additional regulation system under the patent protection [9] a [11].

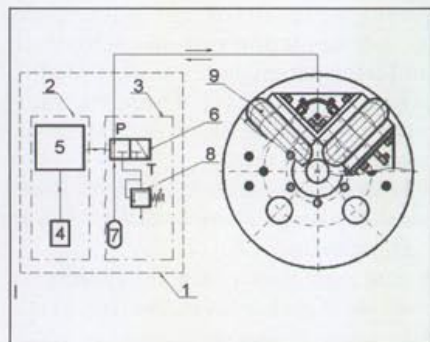


Fig. 2.5 Schematic illustration of pneumatic coupling operation with an additional regulation system

There is on the Fig. 2.5 described basic working principle of pneumatic coupling with an additional regulation system (1) schematically. Regulation system consists of a control subsystem (2) and a command subsystem (3). The control subsystem is equipped with a system speed sensor (4) and a microprocessor (5). The command subsystem includes electromagnetic switchboard (6), accumulator of gaseous medium (7) and safety valve (8).

Electromagnetic switchboard (6) is in input position *P* during system start-up, so that the coupling is inflated into

a required initial value. After idling speed, sensed with speed sensor (4), the microprocessor starts to actuate electromagnetic switchboard (6). Switchboard is shifted into the output position *T*. Process of gaseous medium pressure reduction in the coupling compression space on the given, so-called constant working value is regulated with safety valve (8). Next the pneumatic coupling is working with the determined constant pressure value of gaseous medium. After stopping of mechanical system the control subsystem (2) causes, that the switchboard is shifted into *P* position and pneumatic coupling is inflated again at the initial required pressure value.

The main working purpose of the pneumatic coupling with additional regulation system is modification of predefined dynamic torsional rigidity according to mechanical system dynamics so that the system will be tuned optimally in an operating mode with regard to dangerous torsional oscillation.

Basic principle of static optimisation of mechanical systems based on method of extremal regulation. In the case of piston engine failure in operating mode there are arising very intensive resonance caused by subsidiary-lower harmonic actuating components, i.e. there are arising subsidiary critical speed.

With regard to a regulation it was already said, that the TOMS are controlled systems with incomplete information. Information is incomplete because of possibility of unexpected failure influences, i.e. because of possibility of accidental failures.

Taking into consideration characteristics of the TOMS as well as advantages and disadvantages of present solutions of given problem in the area of dangerous torsional oscillation, we suggest to get under control torsional oscillation and actuated mechanical vibrations by means of a *static optimisation (direct optimisation) based on the method of extremal regulation¹ during operation in steady-state.*

Main criterion for optimisation of any TOMS is to reach minimum value of torsional oscillation and mechanical vibration.

¹ Conclusion from the article: Homišin J.: Contribution to static optimisation of torsion oscillating mechanical system. *Engineering Journal*, 4/96, pp. 272–279 Resulting is: „According to decisive influence of gaseous medium, regulation circuit and effectiveness function behaviour, it is possible to state, that static optimisation of the TOMS will be possible by means of extremal regulation method.“

Static optimisation of the TOMS based on the method of extremal regulation is not widely used at present time, because of not suitable conditions in the practice, *however the existence* of pneumatic tuner like component, which is able to change its basic mechanical properties, especially to change dynamic torsional rigidity, enables to perform extremal regulation in the TOMS.

Basic principle of optimal tuning for torsional oscillating mechanical system with application of pneumatic coupling with autoregulation. The aim of every designer is to govern dangerous torsional oscillation, i.e. to reduce it on an acceptable level or to eliminate it in any torsion oscillating mechanical system. This

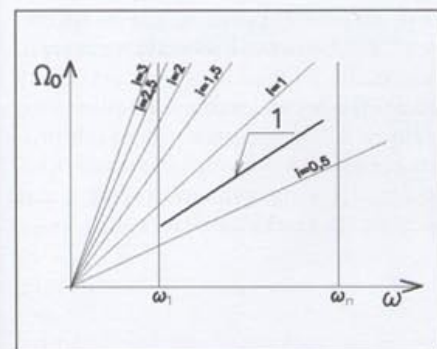


Fig. 2.6 Campbell's diagram of any TOMS illustrated in a general scheme

problem can be solved by means of flexible shaft couplings, which are able to modify own mechanical properties according to the system dynamics. Everyone torsion oscillating mechanical system has to be tuned in advance with regard to the dangerous torsional oscillation.

The main purpose of this chapter is to present possibilities how to gain control of dangerous torsional oscillation in mechanical systems in a new way, i.e. by means of application of newly-developed pneumatic coupling with autoregulation [6], [7] in given systems and in this way to achieve optimal tuning of them.

The main task of optimal tuning of the TOMS is to manage the dangerous torsional oscillation, to reduce dynamic loading and to ensure failureless operation of the system in the whole range of operating mode. In other words, optimal tuning of the TOMS means to fulfil requirement to avoid resonance in the system caused by lower harmonic component of loading torque in the operating mode

range. From the picture of control algorithm it can be seen, that this requirement can be fulfilled only in such case, when the course of system natural frequencies will be situated between the rays of harmonic components of loading torque (line 1. on Fig 2.6). In this case the TOMS will be tuned optimally with regard to the torsional oscillation and the course (1) described with equation (2.1) can be called the course of optimal tuned system

$$\Omega_0 = c \cdot \omega. \quad (2.1)$$

Securing of above-mentioned course is conditioned by the change of one important characteristic features of pneumatic coupling, i.e. by the change of torsional rigidity during operation of system. The required course as well as the required value of torsional rigidity with autoregulation depends on the predefined value of constant twisting angle φ_{sk} in the coupling.

Literatura

- [1] Homišin J.: Pneumatická pružná hriadeľová spojka s tlmením. Patent č. 252034/86.
- [2] Homišin J.: Pneumatická pružná hriadeľová spojka s reguláciou tlmenia. Patent č. 277080/92.
- [3] Homišin J.: Hriadeľová spojka s pneumaticko – pružnými elementmi Patent č. 278653/97.
- [4] Homišin J.: Sprzégla pneumaticzne – nový trend w dziedzinie sprzégel elastycznych. Część II – Sprzégla pneumaticzne różnicowe. Pneumatyka 2 (27) 2001, Indeks 337 323, s. 54-55.
- [5] Homišin J.: Sprzégla pneumaticzne – nowy trend w dziedzinie sprzégel elastycznych. Część II – Różnicowe sprzéglo pneumaticzne z autoregulacją. Pneumatyka 3 (28) 2001, Indeks 337 323, s. 44-45.
- [6] Homišin J.: Pneumatická pružná hriadeľová spojka so schopnosťou autoregulácie. Patent č. 278025/95.
- [7] Homišin J.: Pneumatická spojka s prídavným regulátorom konštantného uhla skrútenia. Patent č. 278272/96.
- [8] Homišin J.: Regulačný obvod torzne kmitajúcej mechanickej sústavy. Patent č. 278499/97.
- [9] Homišin J.: Regulačným systémom pre zabezpečenie plynulej zmeny charakteristiky pneumatickej spojky. Patent č. 259225/87.
- [10] Homišin J.: Regulačný systém pre realizáciu plynuleho ladenia mechanickej sústavy. Patent č. 276927/92.

[11] Homišin J.: Mechanická sústava vhodná pre realizáciu jej plynuleho ladenia. Patent č. 276926/92.

This paper was written in the framework of Grant Project GP No. 1/3230/06 „Research in the area of control of actuating source, which are causing vibration of automotive gearboxes in the driving aggregate of mechanical systems“.

Jaroslav Homišin

Department of Machine Design,
Transport and Logistics – Section of
Machine Design and Machine Parts,
Technical University of Košice,
Faculty of Mechanical Engineering,
Letná 9, 040 01 Košice
Slovak Republic
e-mail: jaroslav.homisin@tuke.sk

Streszczenie

Metody eliminacji drgań skrętnych z zastosowaniem regulowanego sprzęgła pneumatycznego

Wartykule zaprezentowano dwa nowe sposoby eliminacji drgań skrętnych w układach mechanicznych z zastosowaniem oryginalnych sprzęgieł pneumatycznych o regulowanych parametrach pracy.

Zmianę współczynnika sztywności w sprzęgłach pneumatycznych można zrealizować zmianą ciśnienia medium gazowego – przez wybór odpowiedniego stałego ciśnienia lub zmianę ciśnienia w czasie pracy układów mechanicznych. Wynikają z tego dwa zaproponowane sposoby eliminacji drgań skrętnych układów mechanicznych:

- Wybór ciśnienia w sprzęgło pneumatycznym dobierając jego wartość do zadanych warunków pracy. Realizuje się to przez napełnienie komory sprzęgła środkiem gazowym do określonej wartości ciśnienia przed uruchomieniem układu.
- Regulację ciśnienia w czasie pracy układu mechanicznego. Podstawą regulacji układu mechanicznego drgającego skrotnie w czasie eksploatacji jest zmiana ciśnienia w sprzęgło pneumatycznym pracującym w układzie regulacji ze sprzężeniem zwrotnym.

Szanowni czytelnicy, szanowna redakcjo,

„Falszywą ekonomią” mocno prowokowaliśmy (nie pierwszy raz) do rzeczowej dyskusji na łamach „Pneumatyki” bo na inżynierskiej konfrontacji zyskuje i inwestor, i czasopismo. Z całą odpowiedzialnością podejmiemy każdą polemikę, za którą będą stały argumenty i dane oraz konkretny autor. Niestety, po raz kolejny prawie się zawiedliśmy. Zadziwiającym zaiste zjawiskiem dla inżyniera jest dyskusja bez argumentów. Oświadczamy, że do takiego poziomu nie zniżymy się. Ku przemyśleniom dla jednych i zgorzeniu dla drugich odpowiemy tylko słowami mistrza Jana Sztudyngera (nieco sparafrazowanymi): „Krytykujący i eunuch z jednej są parafii. Obydwa wiedzą jak, żaden nie potrafi”. Na takim stwierdzeniu ten wątek nieodwracalnie zamykamy. Tym bardziej dziękujemy panu Wojciechowi Halkiewiczowi za otwartą i nieanonimową postawę. Znaczący prawdziwy inżynier!!!

Panie Wojciechu, zjawisko zużywania się współpracujących części jest dobrze znane w praktyce. Aspekt jakościowy współpracy monolitycznych wirników sprzężarek jest dość dobrze opisany, materiały są dostępne. Jednak na tym etapie dociekań – uważamy – konieczne jest przedstawienie ilościowe zjawiska. Tutaj już materiałów jest zdecydowanie mniej. Opisywał je swego czasu niemiecki periodyk „Drucklufttechnik”. Nomogramy zużycia posiadają w wewnętrznych opracowaniach producenci. Cierpliwie zbieramy materiały, a także prowadzimy własne i zewnętrzne badania. Na to wszystko potrzeba jednak znacznie więcej czasu. Będziemy zaszczytni, gdy zechce Pan być pierwszym recenzentem przygotowywanego opracowania.

Podkreślamy jeszcze raz (co wielokrotnie publicznie czyniliśmy i czynimy), że nie ma dobrych czy złych technologii sprężania. Są tylko znacznie bardziej bądź mniej korzystnie, dla konkretnych warunków inwestora, dobrane. Pokazujemy konsekwencje finansowe alternatywnych decyzji. Dlatego bardzo chętnie wdajemy się w konstruktywne dyskusje dla konkretnych przypadków. Zwłaszcza tam, gdzie zmarginalizować możemy „chwyty” marketingowe. Chętnie także korzystamy z pomysłu powrotu do historycznych już dzisiaj publikacji. Prezentowana poniżej (bez żadnych zmian, mimo świadomości pewnych jej niedoskonałości) była publikowana w „Pneumatyce” w 2000 roku. Powstała w czasach, gdy środowisko pneumatyczne traktowało technologię łopatkową jako chwilową anomalię na rynku, wróżąc jej rychły koniec. Tylko niewiele osób (ogólnie traktowanych jak nawiedzone) było przekonanych o jej walorach. Obecnie sytuacja zdecydowanie się zmieniła, technologia łopatkowa rozpowszechniła się i okrzepła. Głównie przy procesach produkcji ciągłej bardzo skutecznie wypiera inne metody sprężania, poddając się ostatecznemu przychylnemu werdyktowi rynkowemu. Publikowany w 2000 roku artykuł nie wywołał wtedy większych emocji w naszym środowisku. Zaś identyczny w wymowie, obecny, w 2007 roku generuje u wielu odruch zbliżony do histerii. Ciekawe dlaczego?

In-Tech

Andrzej M. Araszkiewicz, Lucjan Graczyk, Wojciech Kwaśnicki

Przedruk artykułu z „Pneumatyki” 6 (25) 2000

Czas łopatek

Czyżby koniec pewnej epoki?

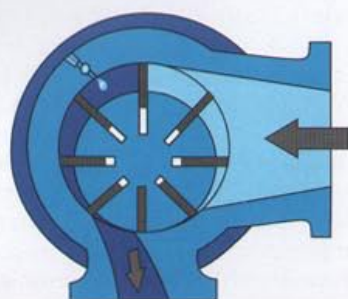
W numerze 4/2000 „Pneumatyki”, w bardzo interesującym artykule „Pneumatyka na przekór światowemu spadkowi koniunktury”, podano, że w pierwszych trzech kwartałach 1999 roku nastąpił 5,8% wzrost eksportu sprzężarek wyprodukowanych w Niemczech.

Wzrost dotyczył głównie wielostopniowych turbosprężarek, specjalistycznych maszyn turbokompresorowych i sprzężarek łopatkowych. Na podstawie danych VDMA (Zrzeszenie Niemieckich Producentów Sprężarek i Elementów Branży Pneumatycznej; więcej wiadomości na stronie internetowej www.kuv.vdma.org) podano także, że w stosunku do 1997 roku w 1998 nastąpił tylko 1,2% wzrost eks-

portu, przy 5,5% recesji dla sprzężarek śrubowych. Biorąc pod uwagę fakt, że producentów maszyn łopatkowych jest tylko kilku, zaś sprężarki śrubowe wytwarza bądź składa kilkadziesiąt firm, proces wypierania z przemysłu metody śrubowej przez łopatkową staje się jeszcze wyraźniejszy. Analogiczne zjawisko można zaobserwować także w Polsce. Praktycznie od początku 1995 roku, gdy sprężarki łopatkowe zostały na nasz rynek szerzej wprowadzone, do połowy 2000 roku zainstalowano ponad 800 tych urządzeń. Muszę tu podkreślić, że taką sytuację przewidziałem już w 1996 roku w moim referacie przedstawionym na konferencji PNEUMA, jak i w czasie dyskusji plenarnej. Skoro zjawisko jest znane, warto zastanowić się nad jego przyczynami, które są dwojakiego rodzaju: techniczne i eksploatacyjne.

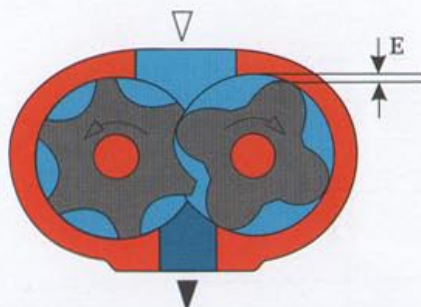
Konstrukcja

Te pierwsze przybliży rysunek 1. Punkty 1, 2, 7 i 8 są w zasadzie bardzo dobrze znane i nie wymagają żadnego komentarza. Jeżeli uzmysłowimy sobie, że systemy zasysania powietrza, filtrowania, cyrkulacji oleju, jego separacji i chłodzenia w sprężarkach śrubowych i łopatkowych są takie same, układy sterowania podobne, to sprawność energetyczna będzie zależała głównie od ich stopni sprężających. W przypadku rozwiązania łopatkowego czynnik sprężany jest poprzecznie do kierunku wirowania. Jego droga jest krótka. Dynamiczne uszczelnienie zapobiega powstaniu szkodliwego strumienia wstecznego. Inaczej jest w przypadku rozwiązania śrubowego. Sprężanie następuje wzdłuż osi wirujących ślimaków. Droga od wlotu do wylotu jest sto-



Stopień WITTIGA

1. aktywne uszczelnienie komór sprężania przez ruchome łopatki
2. brak przedmuchów sprężanego medium
3. sprawność energetyczna większa o 6–10%
4. stała sprawność w czasie eksploatacji, automatyczna kompensacja zużycia części
5. żadnych napraw wyprzedzających
6. dwa minimalnie obciążone łożyskowania
7. napęd bezpośredni
8. brak obciążeń wzdłużnych wirnika
9. samosmarny kontakt aluminium – żeliwo. Możliwość chwilowej



Stopień śrubowy

1. pasywne uszczelnienie przestrzeni sprężania
2. przedmuchi związane z tolerancją wykonania (E)
3. próba skompensowania niskiej sprawności wysokimi obrotami
4. strata sprawności w czasie eksploatacji związana ze zużyciem krawędzi wirników
5. konieczność okresowych wymian stopnia sprężającego
6. cztery lub sześć wysoko obciążonych łożyskowań
7. napęd przekładniowy
8. wysokie obciążenia wzdłużne dwu wirników
9. kontakt stali ze stalą. Chwilowa praca bez oleju powoduje

sunkowo długa. Ponadto tolerancje wykonania wirników i wewnętrznej powierzchni korpusu, sztywność łożysk oraz konieczność zapobieżenia kontaktowi wirników z obudową przy obciążeniach termicznych i dynamicznych zmusza do zastosowania odpowiedniejszych uszczelnień. Powoduje ona straty energetyczne sprężania, tym większe, im większe ciśnienia uzyskujemy. Dochodzi do tego strata przepływu na szczeliny pomiędzy wirnikami a pokrywą boczną po stronie tłoczenia. To jest głównym powodem różnicy w sprawnościach dwu rozpatrywanych rozwiązań. Wynosi ona od około 6% do ponad 8% przy porównywaniu spręża-

rek najlepszych producentów. Jest to może niewiele, gdy rozpatrujemy agregaty o małych mocach, ale przy 500 kW różnica do zaoszczędzenia wprost wynosi już około 40 kW. Kolejnym aspektem jest zużywanie się trących o siebie stalowych wirników śrubowych. Zużycie istnieje, stosunkowo niewielkie, ale zawsze. Według zasady konstrukcji jest to nie kompensowany niczym powolny ubytek materiału. Powiększająca się sukcesywnie szczelina powoduje wzrost wstecznego strumienia powietrza – spadek sprawności. Części robocze maszyn łopatkowych także powoli podlegają procesowi zużycia. Jest on wielokrotnie zwolniony z racji

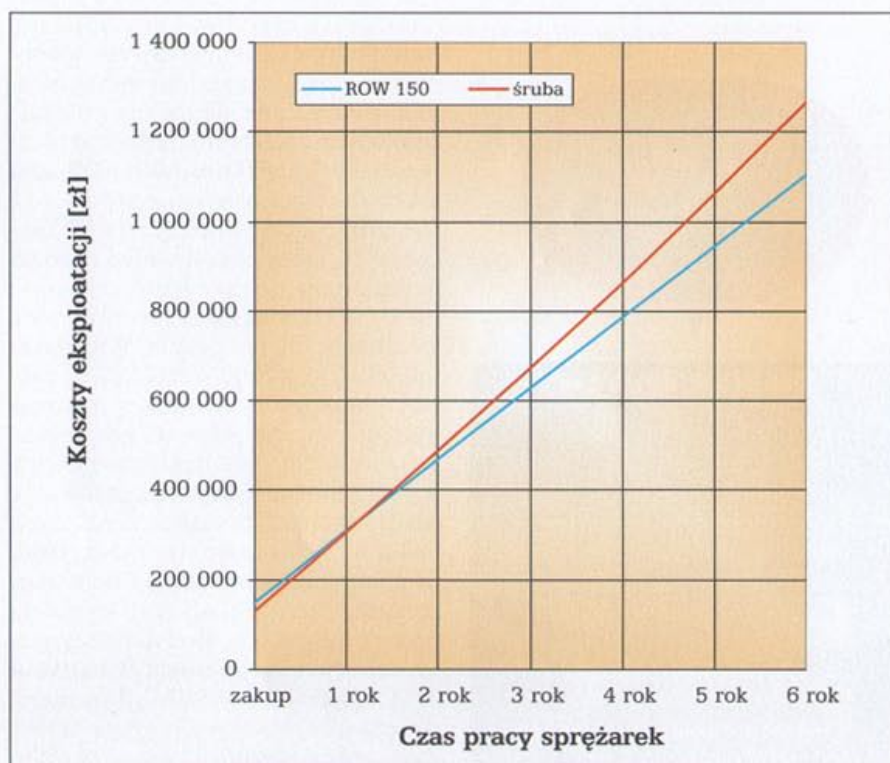
mniejszych nacisków i prędkości obrotowych oraz odpowiedniego doboru materiałów. Czoła aluminiowych łopatek, mimo filmu olejowego, ulegają powolnemu ścieraniu. Jednak w przewidzianym przez konstruktora, długim okresie czasu pracy nie wpływa to ujemnie na sprawność maszyny. Nikogo już nie dziwi utrzymanie katalogowych parametrów wydatku, ciśnienia i mocy przez sprężarki łopatkowe po przebiegu 100 tys. godzin. Wielokrotnie miałem okazję weryfikować części wiekowych jednowalowych sprężarek rotacyjnych, gdzie na powierzchniach wirnika, cylindra i krawędziach łopatek można było jeszcze zauważyć ślady obróbki fabrycznej. A nikt tych maszyn nigdy zbyt nie oszczędzał. Kolejną sprawą będącą źródłem marketingowych legend jest wymiana stopni śrubowych. Bodajże jedynym rzetelnym opracowaniem był artykuł w „Pneumatyce” 4/1997 – „Żywotność sprężarek śrubowych”, gdzie realny czas profilaktycznej wymiany określono na 16 tys. godzin pracy. Na pewno takiej czynności użytkownik nie jest w stanie wykonać we własnym zakresie (choć znam kilka wyjątków zakończonych sukcesem i wiele, którym „nie wyszło”). Trzeba tę pracę powierzyć producentowi. Zwykle trwa to jakiś czas i odpowiednio kosztuje. Niezawodność i trwałość sprężarek łopatkowych są wspaniałymi argumentami dla inżynierów ruchu. W zasadzie do nich jest także adresowana bardzo długa gwarancja.

Ekonomia

Jednak zazwyczaj ostatnie zdanie należy do finansisty. W takim właśnie przypadku metoda łopatkowa dysponuje najsilniejszymi argumentami. Wielokrotnie na łamach „Pneumatyki” autorzy reprezentujący różne metody sprężania, a co najciekawsze – bardzo zgodnie – twierdzili, że błędem jest, gdy o wyborze sprężarki decyduje tylko cena. Doskonale przedstawił te zagadnienia klasyk ekonomii John Ruskin.

	wydatek m ³ /h, 10bar	silnik kW (katalog)	moc nawale kW	ilość oleju w litrach	sprawność kW/m ³	cena zakupu zł	zestaw serwisowy zł	remont stopnia sprężającego zł	łączny koszt w złotych (zakup, energia, serwis, remont stopnia śrubowego) przez:					
									1rok	2lata	3lata	4lata	5lat	6lat
ROW 150	791,0	90	88,0	70	0,111	150 000	1 400	7 500	310 480	469 093	627 707	786 320	944 933	1 103 547
śruba	818,4	90	96,9	70	0,118	130 000	1 500	39 000	306 393	486 193	671 605	862 996	1 060 776	1 265 395
różnica:								kwotowo	-4 087	17 100	43 898	76 676	115 843	161 849
								procentowo	-1,32%	3,65%	6,99%	9,75%	12,26%	14,67%

Tabela 1 Porównanie kosztów łopatkowej i śrubowej metody sprężania gazów



Rys. 1 Graficzne przedstawienie zależności z tabeli 1

O cenach

„Na świecie nie istnieje nic, co w ten lub inny sposób nie mogłoby być niższej jakości i co za tym idzie, nie mogłoby być sprzedane po niższej cenie. Ludzie skupiający się jedynie na cenie są ofiarami producentów wyznających powyższą zasadę.”

O jakości

„Nie jest mądrze płacić za dużo, ale całkiem głupio jest płacić za mało! Gdy płacisz za dużo – tracisz wyłącznie pieniądze. Gdy zaś płacisz za mało – ryzykujesz utratę wszystkiego, ponieważ to, co kupiłeś, po prostu nie mogło spełnić Twoich oczekiwań. Wbźnesie starą i sprawdzoną prawdą jest to, że niska cena i wysoka jakość to pojęcia wzajemnie wykluczające się. Jeśli wybierzesz najtańszą opcję, pamiętaj, że powinieneś poważnie liczyć się ze stratami, które wystąpią na Twoje własne życzenie, gdyż to Ty decydujesz się podjąć ryzyko. A jeśli tak właśnie jest, przygotuj się na dalsze, w końcu i tak będziesz musiał znaleźć środki na zakup lepszego produktu”.

Pomijając problem jakości tanich produktów, zastanówmy się nad aspektem eksploatacji energetycznej. Sprężarka jest maszyną bardzo marnotrawiącą energię. Trzeba wiedzieć, że tylko około 20% z zainstalowanej

mocy odzyskujemy w postaci sprężonego powietrza. Najważniejszym parametrem, który powinien rozpatrzyć inwestor, jest sprawność energetyczna, ale ta prawdziwa, zmierzona i obliczona w warunkach pracy. Można ją odnieść z pewnym przybliżeniem do wydatku podanego przez producenta. Ten niewielki trud zawsze się opłaca. Od dawna pojawiają się wypowiedzi, że przy pracy sprężarki na trzy zmiany roczny koszt energii przewyższa cenę jej zakupu. Nikt jednak nie zaprezentował jeszcze kompletnego rachunku ekonomicznego, który by to dokumentował. Słowo jest ulotne, a do ekonomisty czy inżyniera bardziej docierają cyfry i wykresy. Wielokrotnie na łamach „Pneumatyki” przedstawiane były porównania ekonomiczne różnych systemów sprężania. Zamieszczone tutaj będzie najbardziej rzetelnym i kompetentnym porównaniem. Od dłuższego już czasu opracowywany jest program analizujący koszty eksploatacji różnych sprężarek. Tabela 1 prezentuje wyniki porównania kosztów generowanych przez reprezentacyjne produkty wiodących firm: łopatkową i śrubową. Założenia są jednakowe: roczny czas pracy wynosi 8 tys. godzin, wymiana oleju mineralnego w jednakowej cenie 13 zł/litr odbywa się co 3 tys. godzin. Koszt robocizny i oleju jest porównywalny i nie jest zawarty w opracowaniu. Koszt

energii elektrycznej przyjęto na poziomie 0,22 zł/kWh. Porównano sprężarki o podanej w katalogach mocy nominalnej 90 kW, łopatkową WITTIG ROW 150 topline i typową śrubową czołowego producenta agregatów o mniejszym zużyciu energii. Wartości wydatku i rzeczywistej mocy na wale obciążone są błędem pomiarów mniejszym od 3%. W celu uproszczenia formuły obliczeń, sprawność właściwą podano w kWh/m³. Wynoszą one w innych jednostkach odpowiednio: 6,68 kW/m³/min dla sprężarki WITTIGA i 7,10 kW/m³/min dla śruby przy ciśnieniu 10 bar. Roczny spadek wydatku dwuwirnikowego stopnia sprężającego przyjęto jako 3%, zdejmując sobie sprawę, że jest to wartość zaniżona. Koszty remontu stopni sprężających to 5% ceny zakupu po 100 tys. godzin pracy dla łopatki i 30% ceny po 30 tys. godzin dla śruby.

Przypuszczam, że wnioski wynikające z rozważań konstrukcyjnych i porównania kosztów eksploatacji całkowicie wyjaśniają, dlaczego obecnie jesteśmy świadkami i uczestnikami wymiany metody w dziedzinie sprężania gazów.

Konkluzja

Technologia wykorzystująca dwa niesymetryczne wirniki śrubowe okazuje się bardzo nieopłacalną przy intensywnym przemysłowym wykorzystaniu. Ponadto występują jeszcze znaczne różnice w niezawodności i trwałości. Takie sytuacje są w technice na porządku dziennym. Choćby płyty winylowe, które oddały pole kompaktom, czy system DVD powoli wypierającym magnetowidy. Przykłady można długo mnożyć. Nasuwa się pytanie: co po łopatkach? Jestem raczej spokojny. Za mojego czynnego zawodowo życia prawdopodobnie nie wejdzie do fabryk metoda bezpośredniej i ciągłej zamiany różnych form energii na ciśnienie. A tylko ta może zagrozić łopatkowemu stopniowi sprężającemu.

Artykuł promocyjny
In-Tech
Andrzej M. Araszkiwicz

Synteza równania schematowego sekwencyjnych algorytmów sterowania

Tadeusz Mikulczyński, Łukasz Dworzak, Daniel Nowak

Do automatyzacji dyskretnych procesów produkcyjnych są obecnie powszechnie stosowane programowalne sterowniki logiczne PLC (ang. Programmable Logic Controller).

Modelowanie procesów dyskretnych i programowanie sterowników PLC obejmuje następujące etapy:

- Etap I – opracowanie schematu funkcjonalnego procesu, podział procesu na etapy elementarne oraz sformułowanie opisu słownego przebiegu jego realizacji (algorytmu procesu),
- Etap II – polega na budowie graficzno-analitycznych modeli matematycznych algorytmu procesu, czyli sieci operacyjnej, a na jej podstawie sieci Grafpol GP,
- Etap III – synteza modelu matematycznego algorytmu sterowania. Otrzymuje się go w wyniku odwzorowania zbioru etapów elementarnych zbiorem sygnałów wyjściowych sterownika PLC, które sterują realizacją poszczególnych etapów elementarnych. Algorytm sterowania reprezentuje sieć Grafpol GS. Sieć Grafpol GS, która reprezentuje zewnętrzne sygnały WE/WY sterownika PLC, stanowi podstawę do realizacji pamięci algorytmu sterowania. W efekcie po wyznaczeniu funkcji wszystkich zmiennych wyjściowych i elementarnych komórek pamięci uzyskuje się równanie schematowe,
- Etap IV – odnosi się do zapisu, programu użytkowego sterownika PLC na podstawie równania schematowego.

Podczas wyznaczania metodą Grafpol funkcji zmiennych wyjściowych oraz elementarnych komórek pamięci obowiązują określone reguły, które opisano między innymi w pracy [1].

W tej pracy zostaną zaprezentowane zasady stosowania reguł realizacji pamięci sekwencyjnych algorytmów sterowania na przykładzie modelowania sekwencyjnych algorytmów pra-

cy napędów pneumatycznych i programowania sterowników PLC.

Równanie schematowe sekwencyjnych algorytmów sterowania

Synteza równania schematowego, opisującego sekwencyjny algorytm sterowania, ma postać

$$F(Y, M) = \sum_{i=1}^n f_{pi}^* \cdot f_{ki}^* \cdot Y_i + \sum_{j=1}^m f_j^{S*} \cdot f_j^{R*} \cdot M_j \quad (1)$$

gdzie: Y_i – i -ta zmienna wyjściowa, f_{pi}^* – zależność f_{pi} (określająca stan, w którym następuje rozpoczęcie realizacji etapu e_i) po uwzględnieniu realizacji pamięci, f_{ki}^* – zależność f_{ki} (określająca stan, w którym następuje zakończenie realizacji etapu e_i) po uwzględnieniu realizacji pamięci, M_j – j -ta elementarna komórka pamięci (przerzutnik), f_j^{S*} – warunek zapisu (po uwzględnieniu pamięci) j -tej pamięci elementarnej, f_j^{R*} – warunek kasowania (po uwzględnieniu pamięci) j -tej pamięci elementarnej, która jest realizowana w dwóch etapach:

Etap I

W tym etapie są wyznaczone, kolejno od pierwszej do ostatniej, funkcje zmiennych wyjściowych. Procedura określania zależności $F(Y_i) = f_{pi}^* \cdot f_{ki}^*$ obejmuje:

- przedstawienie w sposób graficzny, na podstawie sieci Grafpol GS, zależności f_{pi} , f_{ki} oraz $f_{pi} \cdot f_{ki}$,
- przedstawienie w sposób graficzny przebiegu zmian wartości zmiennej wyjściowej Y_i ,
- wybór, na podstawie analizy zależności f_{pi} , f_{ki} , $f_{pi} \cdot f_{ki}$ oraz Y_i , reguły określającej sposób realizacji pamięci i postaci zależności f_{pi}^* i f_{ki}^* ,
- powtórzenie kroków poprzednich, dotyczących określenia zależności f_{pi}^* i f_{ki}^* pozostałych zmiennych wyjściowych, aż do ostatniej.

Etap II

W drugim etapie są wyznaczone zależności f_j^{S*} i f_j^{R*} elementarnych komórek pamięci.

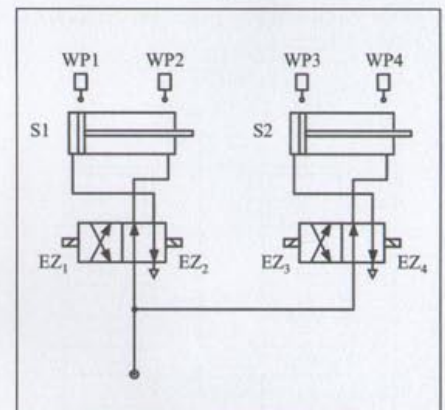
Wyznaczone w etapach I i II funkcje zmiennych wyjściowych i elementarnych komórek pamięci są wy-

korzystywane do sformułowania równania schematowego opisującego projektowany, sekwencyjny algorytm sterowania dyskretnym procesem produkcyjnym.

Graficzna prezentacja zależności f_{pi} , f_{ki} , $f_{pi} \cdot f_{ki}$

Z doświadczenia autorów wynika, że największe kłopoty, występujące podczas realizacji pamięci i wyznaczania funkcji zmiennych wyjściowych oraz elementarnych komórek pamięci, projektującym sekwencyjne algorytmy sterowania sprawia graficzne przedstawienie zależności f_{pi} , f_{ki} oraz $f_{pi} \cdot f_{ki}$ stanowiących podstawę do syntezy funkcji zmiennych wyjściowych i elementarnych komórek pamięci.

Poniżej zostanie zaprezentowana metoda, która pozwala w łatwy spo-



Rys. 1 Schemat funkcjonalny dwóch napędów pneumatycznych

sób przedstawiać zależności f_{pi} , f_{ki} , $f_{pi} \cdot f_{ki}$.

Zostanie to zilustrowane na przykładzie sieci Grafpol GS, przedstawiającej algorytm sterowania pracą dwóch napędów pneumatycznych sterowanych zaworami obustronnie sterowanymi elektromagnetycznie.

Przykład

Na rysunku 1 pokazano schemat funkcjonalny dwóch napędów pneumatycznych S1 i S2.

Na rysunku 2 zamieszczono algorytm pracy napędów S1 i S2, które sta-

nowi sekwencja etapów elementarnych E1-E4:

- ETAP E1: * S1*
- ETAP E2: * S1*
- ETAP E3: * S2*
- ETAP E4: * S2*

Na rysunku 3a przedstawiono algorytm sterowania pracą napędów S1 i S2, natomiast na rys. 3b pokazano metodykę przedstawiania w sposób graficzny, w oparciu o wykaz zmian wartości poszczególnych zmiennych wejściowych algorytmu sterowania. Zależności f_{pi} i f_{ki} są funkcjami zmiennych wejściowych, dlatego opanowanie ich graficznej reprezentacji nie powinno również sprawiać żadnych kłopotów przy sporządzaniu wykresów reprezentujących w sposób graficzny zależności f_{pi} i f_{ki} .

W analizowanym przykładzie zależności f_{pi} oraz f_{ki} mają następujące postacie:

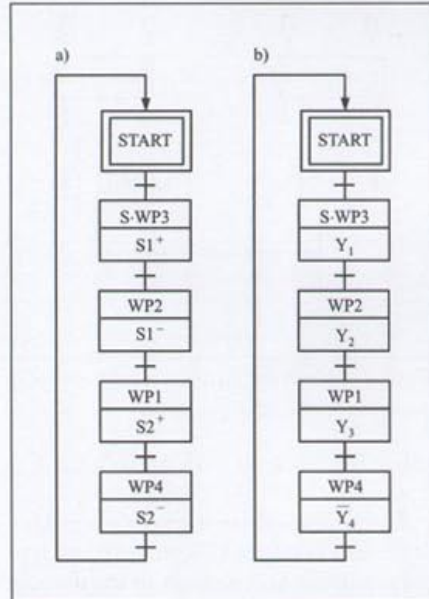
$$f_{p1} = S \cdot WP3, f_{k1} = \overline{WP2}$$

$$f_{p2} = WP2, f_{k2} = \overline{WP1}$$

$$f_{p3} = WP1, f_{k3} = \overline{WP4}$$

$$f_{p4} = WP4, f_{k4} = \overline{WP3}$$

Mając do dyspozycji wykresy przedstawiające zmiany wartości zmiennych wejściowych WP1, WP2, WP3 i WP4 zachodzące podczas realizacji



Rys. 2 Algorytmy pracy napędów S1 i S2 (a) oraz sterowania (b) – sieć Grafpol GP

algorytmu sterowania, można stwierdzić, że graficzne przedstawienie zależności f_{pi} i f_{ki} jest zwykłą formalnością. Naturalnie, mając trochę praktyki, wykresy przedstawiające zależno-

ści f_{pi} i f_{ki} sporządza się bezpośrednio na podstawie sieci Grafpol GS.

Synteza równania schematowego dla wybranego algorytmu pracy napędów pneumatycznych

Algorytm pracy napędów pneumatycznych pokazanych na rys. 1 stanowi sekwencja etapów elementarnych E1-E6:

- ETAP E1: *wysuw tłoczyska siłownika S1*
- REALIZACJA: S1*(EZ₁+)
- SYGNALIZACJA: WP2=1
- ETAP E2: *wsuw tłoczyska siłownika S1*
- REALIZACJA: S1*(EZ₂+)
- SYGNALIZACJA: WP1=1
- ETAP E3: *wysuw tłoczyska siłownika S2*
- REALIZACJA: S2*(EZ₃+)
- SYGNALIZACJA: WP4=1
- ETAP E4: *wsuw tłoczyska siłownika S2*
- REALIZACJA: S2*(EZ₄+)
- SYGNALIZACJA: WP3=1
- ETAP E5: *wysuw tłoczyska siłownika S1*
- REALIZACJA: S1*(EZ₁+)
- SYGNALIZACJA: WP2=1
- ETAP E6: *wsuw tłoczyska siłownika S1*
- REALIZACJA: S1*(EZ₂+)
- SYGNALIZACJA: WP1=1

Odwzorowanie zbioru etapów elementarnych zbiorem sygnałów wyjściowych układu sterowania powinno być następujące:

$$Y_{1,1}(f_{p1,1}=WP1, f_{k1,1}=\overline{WP2}) \Rightarrow S1^+$$

$$Y_2(f_{p2}=WP2, f_{k2}=\overline{WP1}) \Rightarrow S1^-$$

$$Y_3(f_{p3}=\overline{WP1}, f_{k3}=\overline{WP4}) \Rightarrow S2^+$$

$$Y_4(f_{p4}=\overline{WP4}, f_{k4}=\overline{WP3}) \Rightarrow S2^-$$

$$Y_{1,2}(f_{p1,1}=WP3, f_{k1,2}=\overline{WP2}) \Rightarrow S1^+$$

Na rysunku 4 zamieszczono algorytm sterowania – sieć Grafpol GS – oraz przedstawiono realizację funkcji zmiennych wyjściowych i elementarnych komórek pamięci.

Funkcje zmiennych wyjściowych (Y₁-Y₄) oraz elementarnych komórek pamięci, wyznaczone w oparciu o analizę zależności f_{pi} , f_{ki} , $f_{pi} \times f_{ki}$ i Y_i – rys. 4 – mają następujące postaci:

$$F(Y_1) = S \cdot WP1 \cdot \overline{m_1} + WP3 \cdot m_2$$

$$F(Y_2) = WP2 \cdot \overline{WP1}$$

$$F(Y_3) = WP1 \cdot m_1 \cdot \overline{m_2}$$

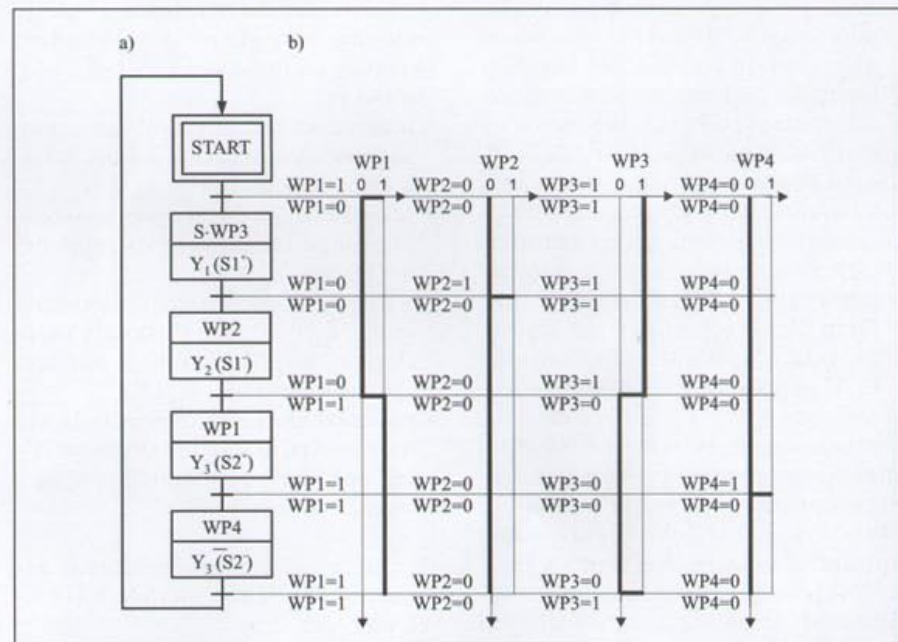
$$F(Y_4) = WP4 \cdot \overline{WP3}$$

$$F(M_1) = (WP2 + m_1) \cdot \overline{m_3} \cdot (\overline{WP3} + \overline{m_2})$$

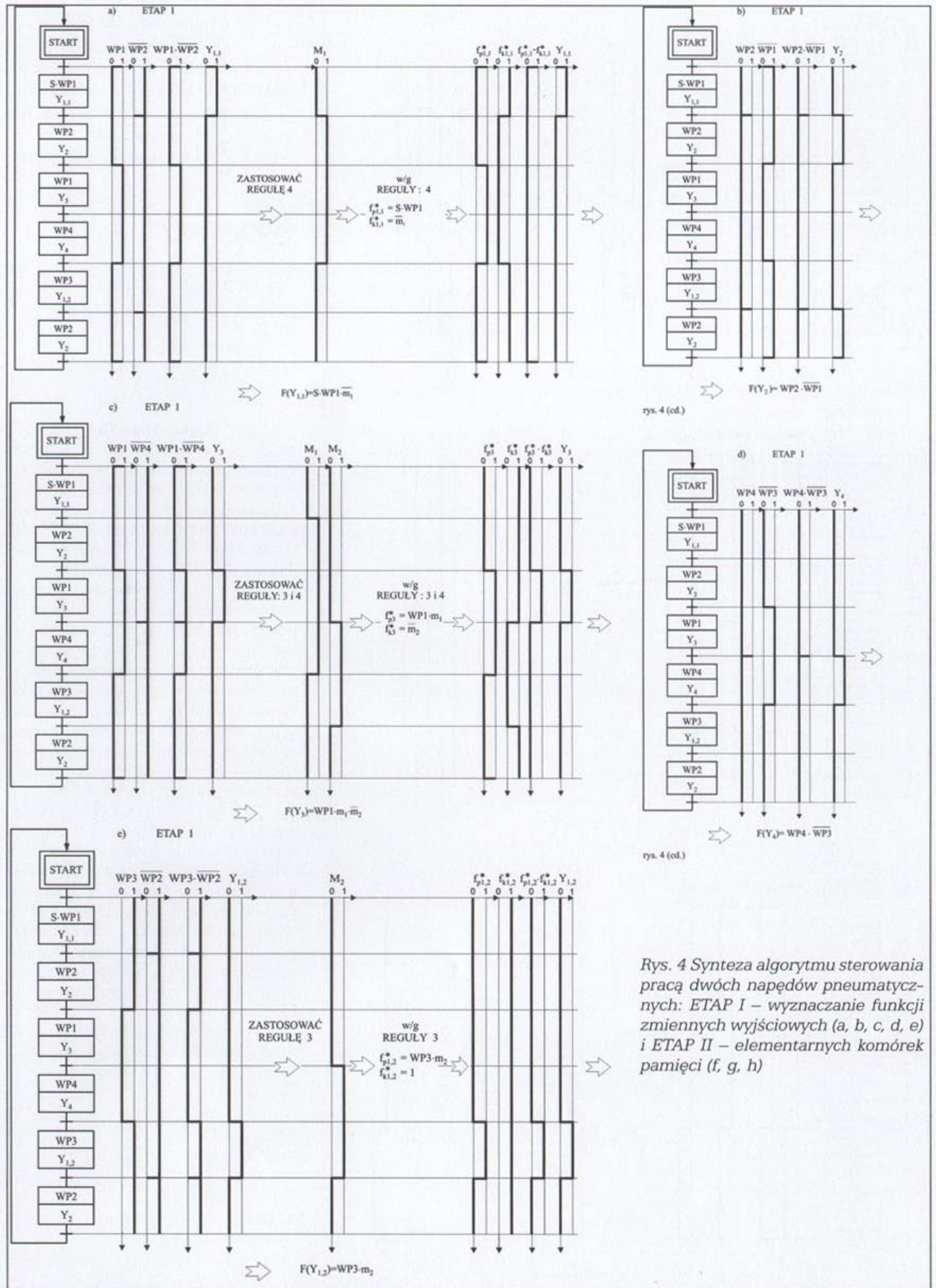
$$F(M_2) = (WP4 + m_2) \cdot \overline{WP2}$$

$$F(M_3) = (WP3 \cdot m_2 + m_3) \cdot \overline{WP1}$$

Stąd równanie schematowe, na podstawie którego następuje zapis programu użytkownika PLC, jest następujące



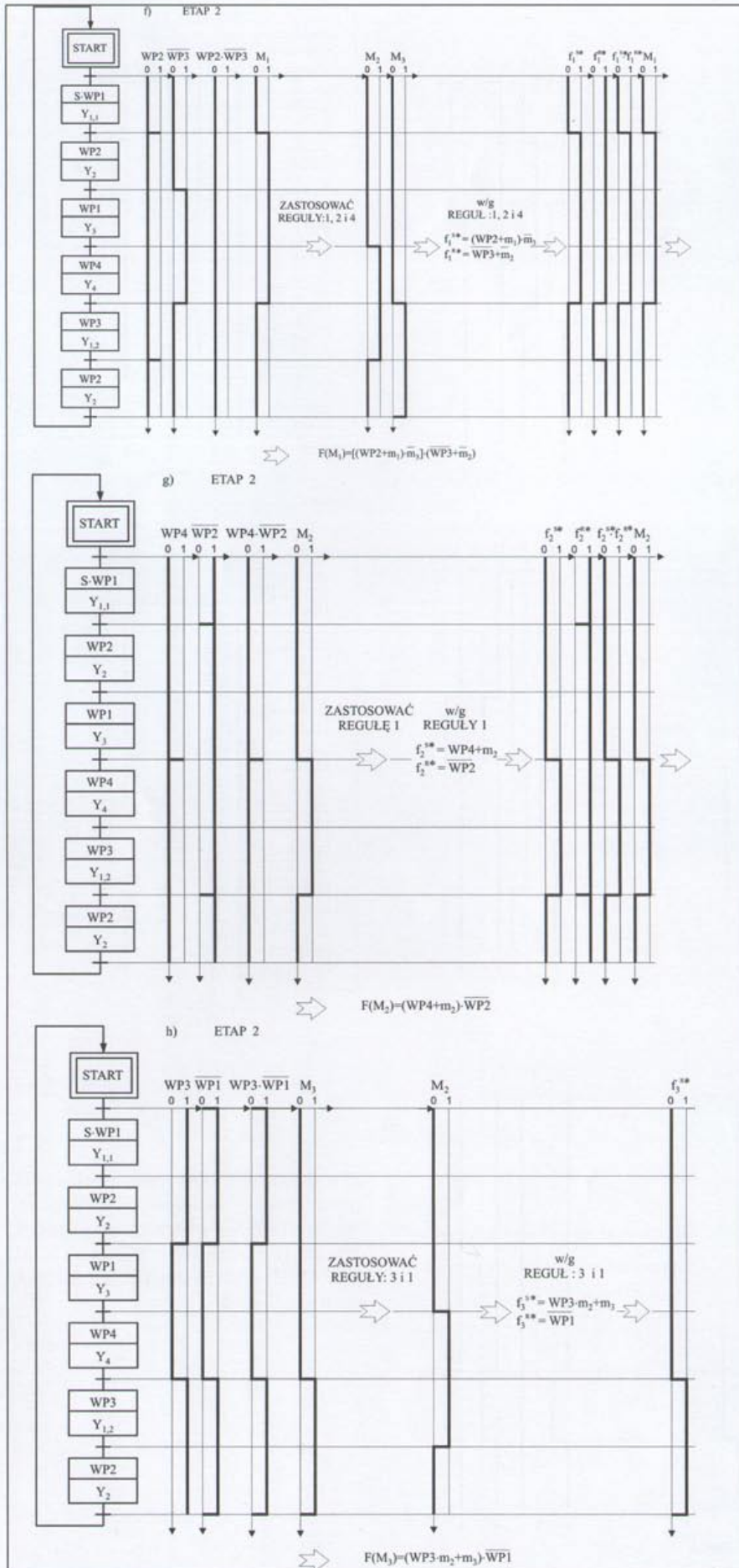
Rys. 3 Algorytm sterowania: sieć Grafpol GS (a) oraz ilustracja metodyki wyznaczania postaci graficznych zmiennych wejściowych algorytmu sterowania (b)



rys. 4 (cd.)

rys. 4 (cd.)

Rys. 4 Synteza algorytmu sterowania pracą dwóch napędów pneumatycznych: ETAP I – wyznaczenie funkcji zmiennych wyjściowych (a, b, c, d, e) i ETAP II – elementarnych komórek pamięci (f, g, h)



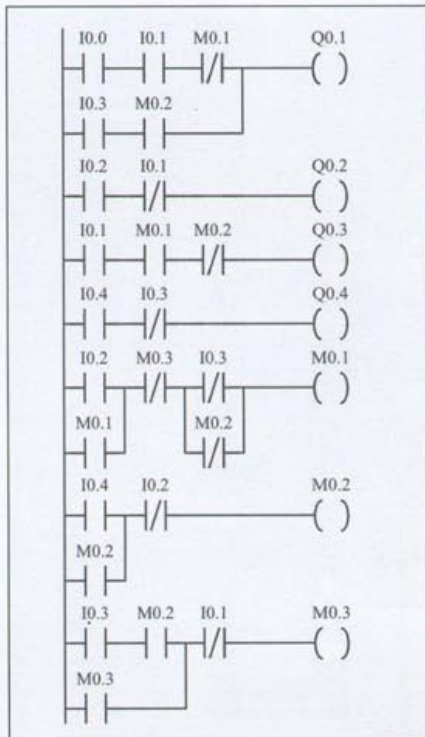
$$F(Q, M) = \sum \begin{matrix} (I0.0 \cdot I0.1 \cdot \overline{M0.1} + I0.3 \cdot M0.2) \cdot Q0.1 \\ I0.2 \cdot \overline{I0.1} \cdot Q0.2 \\ I0.1 \cdot M0.1 \cdot \overline{M0.2} \cdot Q0.3 \\ I0.4 \cdot \overline{I0.3} \cdot Q0.4 \\ (I0.2 + M0.1) \cdot \overline{M0.3} \cdot (I0.3 + \overline{M0.2}) \cdot M0.1 \\ (I0.4 + M0.2) \cdot \overline{I0.2} \cdot M0.2 \\ (I0.3 \cdot M0.2 + M0.3) \cdot \overline{I0.1} \cdot M0.3 \end{matrix}$$

gdzie:
 $I0.0 \equiv S, I0.1 \equiv WP1,$
 $I0.2 \equiv WP2,$
 $I0.3 \equiv WP3,$
 $I0.4 \equiv WP4,$
 $Q0.1 \equiv Y_1,$
 $Q0.2 \equiv Y_2,$
 $Q0.3 \equiv Y_3,$
 $Q0.4 \equiv Y_4.$

Zakończenie

W pracy przedstawiono zastosowanie metody Grafcop do syntezy sekwencyjnych algorytmów sterowania pracą napędów pneumatycznych. Metoda Grafcop pozwala na wyznaczenie równania analitycznego opisującego sekwencyjny algorytm sterowania. Procedura syntezy składa się z kilku etapów, które obejmują wyznaczenie: algorytmu procesu, algorytmu sterowania, pamięci oraz równania schematowego. Pamięć wyznacza się na podstawie analizy zależności $f_{p1}, f_{k1}, f_{p1} \times f_{k1}$ oraz Y_i stosowania opracowanych reguł realizacji pamięci. Zaprezentowano również metodykę przedstawiania w sposób graficzny zależności $f_{p1}, f_{k1}, f_{p1} \times f_{k1}$, których analiza stanowi podstawę do realizacji pamięci i w efekcie do wyznaczenia funkcji wszystkich zmiennych wyjściowych i elementarnych komórek pamięci. Znajomość funkcji zmiennych wyjściowych i elementarnych komórek pamięci pozwala na sformułowanie równania schematowego, w oparciu o które można zapisać program użytkownika sterownika PLC.

Program użytkownika PLC, zapisany w języku LD, pokazano na rys. 5.



Rys. 5 Program użytkownika PLC – algorytm sterowania pracą napędów pneumatycznych

Summary

The paper presents application of the Grafpol method for synthesis of sequential algorithms of pneumatic drive control. The Grafpol method permits determining an analytic equation to describe the sequential control algorithm. The synthesis procedure consists of a few stages that include determination of the process algorithm, control algorithm, memory and schematic equation. The memory can be determined by analysis of the relationships f_{pl} , f_{kl} , $f_{pl} \times f_{kl}$ and Y_i related to the memory realisation rules. The methodology of graphic presentation of the f_{pl} , f_{kl} , $f_{pl} \times f_{kl}$ functions is also described. In consequence, analysis of these relationships makes the ground for determining the functions of all the output variables and elementary memory cells. With these functions it is possible to formulate a schematic equation being the base for the PLC processing program.

Literatura

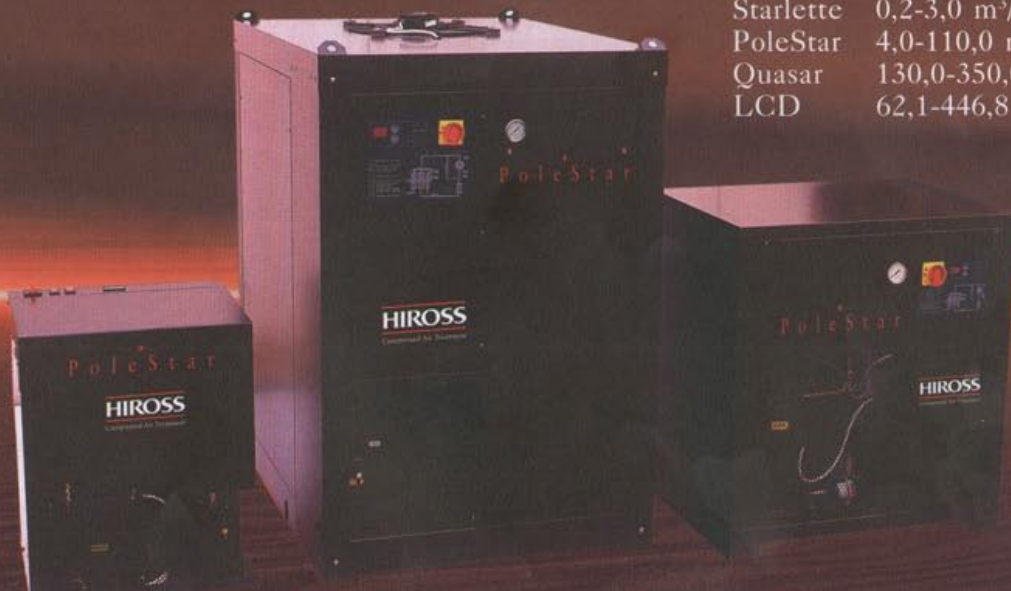
[1] Mikulczyński T.: Automatykacja procesów produkcyjnych. WNT, Warszawa (2006).

Tadeusz Mikulczyński
Łukasz Dworzak
Daniel Nowak
Instytut Technologii Maszyn
i Automatykacji

HIROSS

Compressed Air Treatment
Osuszacze chłodnicze

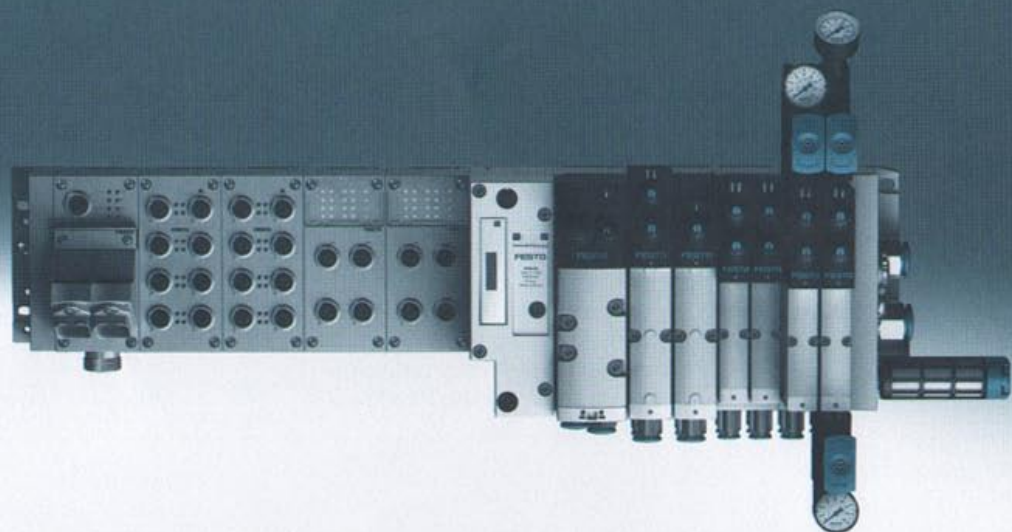
Starlette	0,2-3,0 m ³ /min
PoleStar	4,0-110,0 m ³ /min
Quasar	130,0-350,0 m ³ /min
LCD	62,1-446,8 m ³ /min



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

FESTO

Zawory i wyspy zaworowe VTSA



Festo oferuje wszechstronny system modułowy do kompleksowych zastosowań pneumatyki, charakteryzujący się prostym uruchamianiem, łatwą rozbudową i szeroką gamą możliwych połączeń elektrycznych.

Wyspa zaworowa VTSA, zgodna z normą ISO 15407-2, łączy w sobie zalety standaryzacji z elastycznością i modułowością. Szerokie możliwości modyfikacji umożliwiają jej idealne dostosowanie do potrzeb klienta oraz łatwą zmianę i rozbudowę istniejącej konfiguracji w przypadku zmieniających się wymagań. Szeroki asortyment dodatkowego wyposażenia gwarantuje możliwości dokładnego dopasowania układu do różnych warunków działania i zastosowań, jak np. w przemyśle motoryzacyjnym, drzewnym czy opakowań. Oprócz możliwości podłączenia elementów pneumatycznych i elektrycznych, istnieje również możliwość rozbudowy VTSA do pełnej instalacji z możliwością diagnostyki. Wyspa ta umożliwia m.in. połączenie zaworów o różnych rozmiarach w celu zoptymalizowania zużycia energii.

Prosta integracja

Wyspa zaworowa VTSA może być zintegrowana ze wszystkimi znanymi magistrami komunikacyjnymi i Ethernetem za pośrednictwem terminalu CPX, dzięki czemu rozszerza się zakres jej zastosowań. Dostępne są przyłącza wielostykowe (multi-pin) z CageClamp (zaciski sprężynkowe), wielostykowe połączenia wtykowe oraz moduł CPX, które

ułatwiają uruchamianie działania układu elektrycznego. Możliwość zastosowania terminalu CPX do celów diagnostycznych pomaga ograniczyć czasy przestojów, zwiększa dyspozycyjność i obniża koszty eksploatacji.

Elastyczny standard, modułowość, solidna konstrukcja

Modułowy system z opcjami interfejsów elektrycznych umożliwia rozbudowę lub modyfikację połączeń elektrycznych bez żadnego wysiłku. Płyta przyłączeniowa ma również budowę modułową: oba rozmiary 18 mm (ISO 01) i 26 mm (ISO 02) są łączone bez użycia adaptera. Oznacza to oszczędność przestrzeni zabudowy w urządzeniu produkcyjnym lub miejsca w szafce sterowniczej. Również moduł zasilania ma zmniejszoną liczbę niezbędnych połączeń pneumatycznych.

Opcje napięcia zasilania (24 V DC i 110 V AC), płyta końcowa z selektorem dla zasilania i/lub odpowietrzenia pilota oraz pomocnicze ręczne uruchamianie poprzez naciśnięcie/naciśnięcie z blokadą ułatwiają konfigurację terminalu dla wszystkich wymagań.

Wszystko pod kontrolą

Dzięki zintegrowanej diagnostyce i wykrywaniu błędów zwiększa się bezpieczeństwo montażu i eksploatacji. Niewłaściwe umieszczenie zaworów, zwarcie w cewce lub brak zasilania są natychmiast wykrywane i sygnalizowane przez diody LED lub jednostkę ręcznego sterowania CPX-MMI. Sygnał sprzężenia zwrotnego przekazywany jest do sterownika przez magistralę. Manometry z możliwością ob-

rotu tarczy umieszczone na regulatorach ciśnienia ułatwiają użytkownikowi odczyt wartości ciśnienia, a duże tabliczki opisowe na zaworach i płytach ułatwiają ich identyfikację.

Zastosowanie

Wyspy zaworowe VSTA przeznaczone są do zastosowań w trudnych warunkach pracy, jakie występują np.:

- w przemyśle motoryzacyjnym,
- w branży maszyn pakujących,
- w przemyśle drzewnym,
- w przemyśle papirniczym.

W wyspach tych standaryzacja łączy się z elastycznością i modułowością.

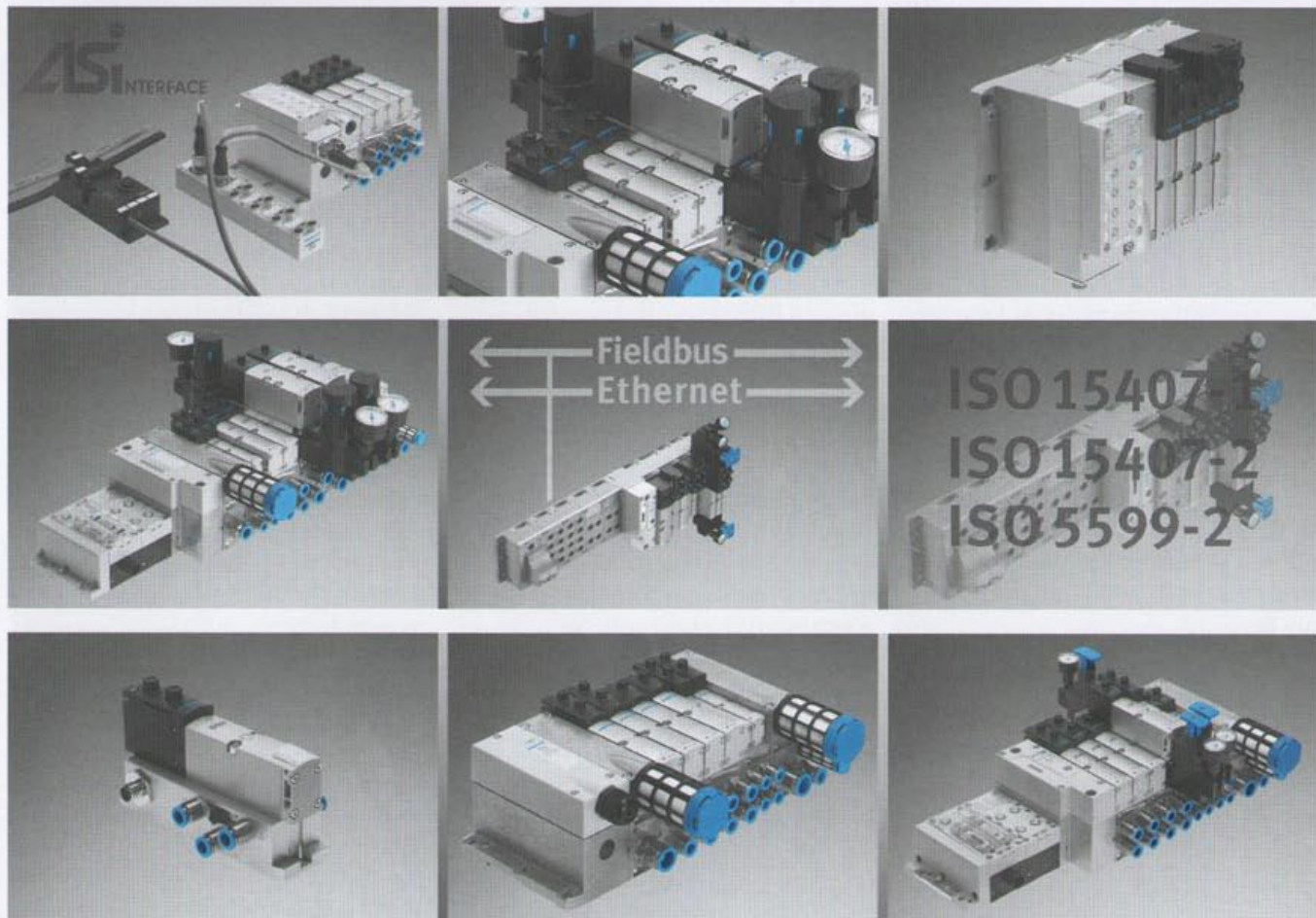
Elektrozawór VSVA

Elektrozawór VSVA zgodny z normą ISO 15407-1 jest dla Festo powodem do dumy. Dostępny w szerokiej gamie rozmiarów, wariantów i opcji rozbudowy, daje olbrzymie możliwości elastycznego zastosowania w różnych konfiguracjach. Cechuje go łatwość instalacji i demontażu „za jednym kliknięciem”. Proste lub kątowe gniazda wtykowe z gwintem M8×1 lub M12×1, konfigurowane zgodnie z wymaganiami użytkownika, ułatwiają szybkie łączenie. Wbudowane diody LED pokazują stany działania zaworów. Zawory VSVA mogą mieć wewnętrzne lub zewnętrzne zasilanie pneumatyczne pilotów. Możliwe jest bezpośrednie połączenie zaworów ze sterownikiem PLC.

Zalety zaworu VSVA

- Przyłącze elektryczne – centralna wtyczka o okrągłej konstrukcji z gwintem M8×1 lub M12×1
- Mocna konstrukcja i prosty system połączeń
- Centralne zasilanie zaworów i pilotów sprężonym powietrzem
- Wbudowane diody LED sygnalizujące stany działania zaworu
- Bezpośrednie podłączenie zaworów do PLC
- Duża elastyczność (możliwość łączenia zaworów o różnych rozmiarach i różnych typów zaworów oraz łatwość rozbudowy)
- Może być dostarczany w postaci zmontowanych i sprawdzonych kompletnych zestawów.
- Duże przepływy
- Prosty montaż, zestaw do montażu na szynie
- Szybka wymiana zaworu

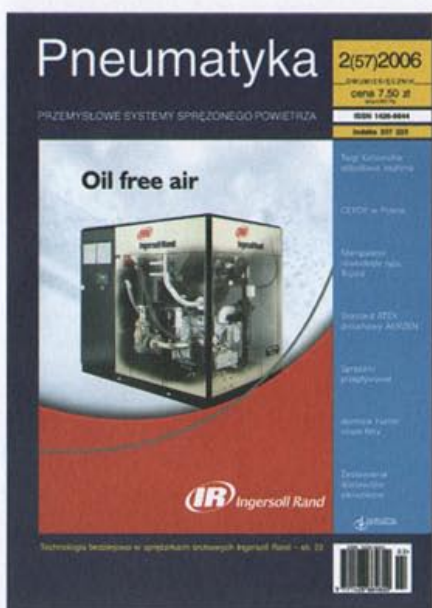
Artykuł promocyjny
Festo



Pneumatyka 1 (56) 2006

Pneumatyka 2 (57) 2006

Pneumatyka 3 (58) 2006



Nowe siłowniki Metal Work 12

BOGE – Regulujemy bezpośrednio poprzez SLF 13

Dokręcenie śruby kosztowej. Optymalizacja systemu sprężonego powietrza za pomocą „Sigma Air Manager” i „Sigma Air Control” 14

Branża pneumatyczna w Polsce. Województwa lubelskie, świętokrzyskie, podlaskie, warmińsko-mazurskie 16

Żeby pieniądze nie wyciekały 19

Dwustopniowe sprężarki śrubowe Ingersoll-Rand SSR. Ekonomiczne sprężanie przez 24 godziny na dobę 22

Wyspa zaworowa LS04 24

Szybkie prototypowanie układu sterowania rozmytego serwonapędu elektropneumatycznego 25

Więcej niż eżektor 30

Narodziny systemu w firmie „91- Plus Huta Szkła Szczakowa” Sp. z o.o. w Jaworznie 34

Wyniki obliczeń numerycznych parametrów termodynamicznych wymiany ciepła i masy w chłodni wentylatorowej 36

No-Moving-Part Microfluidic Devices with operation Assisted or Driven by Pressure action (Urządzenia mikrostrumieniowe o działaniu wspomaganym lub sterowanym ciśnieniowo) 39

BOGE KOMPRESOREN – jeszcze raz o płynnej regulacji 11

Rozwiązania z Aerzen w standardzie ATEX 12

Najwyższa energooszczędność nowych filtrów domnick hunter 16

Donaldson – Ultrafilter i dużo więcej 18

Tak jak Ferrari – powstawanie sprężarek Gnutti System 20

Technologia bezolejowa w sprężarkach śrubowych Ingersoll Rand 22

Odbudowujemy zaufanie (wywiad) 24

CETOP w Polsce 26

Capacitance in microfluidics 29

Roman Breszka – polskie musi znaczyć światowe 32

Siła motoryczna wymiany ciepła i masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej 34

Zastosowanie numerycznych technik obliczeniowych w procesie projektowania i modernizacji sprężarek przepływowych 37

Pneumatyczny manipulator równoległy typu tripod 40

Zestawienie dostawców siłowników 44

PNEUMA na targach w Poznaniu ... 8

Wytrzymałe i elastyczne urządzenia FLEXPETBOGE 11

ITALCOM – instalacje sprężonego powietrza 12

Nie dać się oszukać, czyli nasza prawda o „zamiennikach” 16

Chłodniczy osuszacz sprężonego powietrza Boreas Variopulse 18

Transair – jakość, oszczędność, estetyka 20

Co decyduje o wyjątkowości firmy Sullair? 22

Porównanie sprężarek odśrodkowych ze śrubowymi zmiennoodrotowymi 24

Co słyhać w Strzyżowie? (wywiad) 27

Rectus Polska – twój partner przy projektowaniu i budowie przemysłowych instalacji pneumatycznych 28

Jakość, która łączy. Instalacje sprężonego powietrza John Guest 32

Efektywny strumień powietrza chłodzącego w chłodni wentylatorowej 35

Aerostatycznie łożyskowany szybkobieżny zespół wrzecionowy 38

Układy pneumohydrauliczne w samolotach 42

Metoda zwiększania przepływu przez sprężarkę drogą zabudowy dmuchawy doładowującej 45

Gravitational and Fluid Compression Capacitance in Microfluidics 48

Zestawienie dostawców siłowników 51

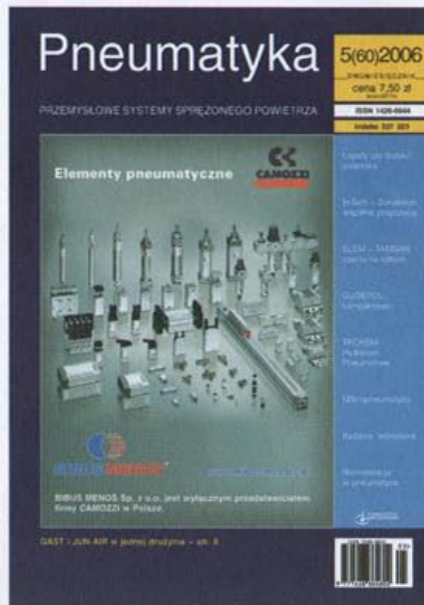
Systemy rozprowadzania sprężonego powietrza (zestawienie) 52

Pneumatyka 4 (59) 2006



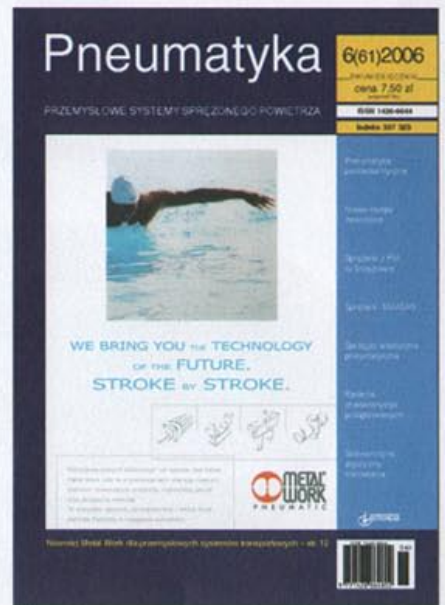
Konwertery	
Boge Kompressoren	12
Trendy serwisowe nowej generacji w mechatronice	14
Klasa 0 dla sprężarek Z	16
Azot ze sprężonego powietrza	18
Outsourcing powietrza	20
Tamsan – dobra oferta (wywiad)	22
Audyt systemu sprężonego powietrza – klucz do oszczędności	24
Badanie skuteczności nasad kominowych typu turbowent	26
Badanie układu sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego	29
Wpływ sposobu hamowania na przebiegi ciśnienia w pneumatycznych siłownikach hamulcowych ...	32
Zmniejszenie energochłonności napędu pneumatycznego dzięki niepełnemu napełnieniu komór siłownika	36
Zestawienie dostawców sprężarek	40
Wyróżnik efektywności strumienia powietrza chłodzącego w chłodni wentylatorowej	45
Zestawienie dostawców zaworów sterujących do pneumatyki	48
Falszywa ekonomia	54

Pneumatyka 5 (60) 2006

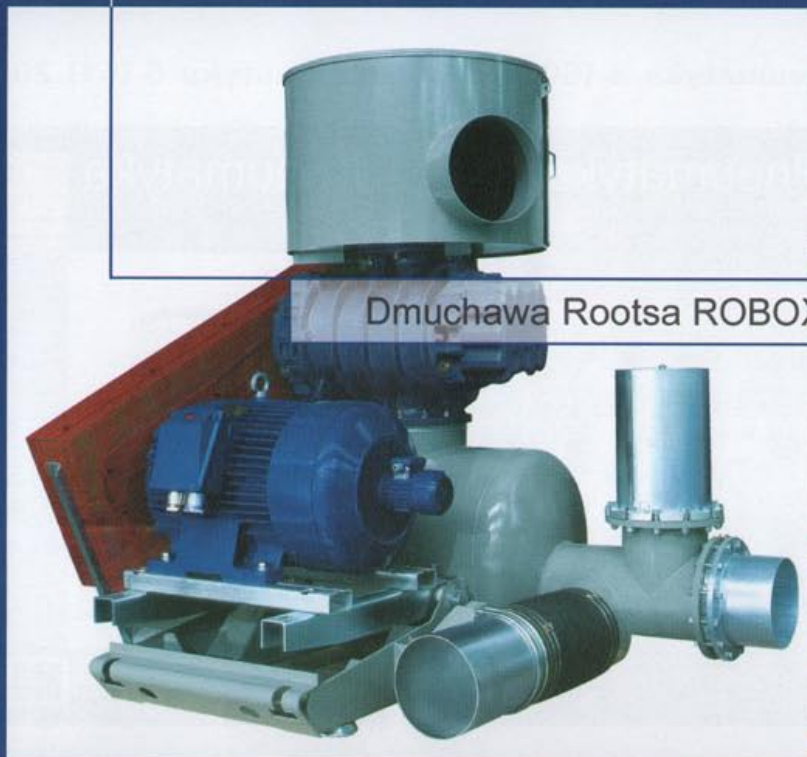


GAST i JUN-AIR w jednej drużynie	8
PNEUMATIK SA – propozycja nie do odrzucenia	10
Łopaty czy śrubki?	12
Polemika	14
Dla firmy i dla środowiska – w zestawie najkorzystniejszej	16
ELEM – potencjał Tamsana „czarno na... żółtym”	20
Spełniamy obietnice	22
Oszczędność energii zaprojektowana w konstrukcji sprężarek	23
Pneumatyczne absorbery energii ...	24
Badania laboratoryjne hybrydowego układu zawieszenia pojazdu	27
Mikroprocesorowy system diagnozowania pomp do silników wysokoprężnych	30
Sterowanie pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych	32
Współczynnik wnikania masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej	36
Capacitance in Microfluidics Due to Wall Elasticity and Capillarity	39
Normalizacja w pneumatyce na tle przemian w Polsce i rozwoju branży	45
Wirtualne laboratorium pneumatyki	48
Gudepol – nowa oferta sprężarek kompaktowych	51

Pneumatyka 6 (61) 2006



TAMSANA sukcesów ciąg dalszy... 8	
Pneumatyka piezoelektryczna HOERBIBER	10
Nowości Metal Work dla przemysłowych systemów transportowych	12
Bosch Rexroth.	
Wyspa zaworowa HF03 LG	14
Stanowisko do badania parametrów i charakterystyk przepływowych elementów pneumatycznych	15
Sprężarki z Fabryki Maszyn w Strzyżowie	18
General characteristics of vacuum assisted moulding processes	20
Nowe konstrukcje rozdzielaczy sterowania pilotowego obudów górniczych	25
Determination of flow similarity law using dimensional analysis of a selected object	28
Tuning methods of mechanical systems by means of torsional oscillation tuner application	32
Czas łopatek. Czyżby koniec pewnej epoki?	36
Synteza równania schematowego sekwencyjnych algorytmów sterowania	39
Festo.	
Zawory i wyspy zaworowe VTSA..	44
Spis treści rocznika 2006	46



Dmuchała Rootsa ROBOX RBS 145

Dmuchały do transportu pneumatycznego

- dmuchały Rootsa standardowe – typu RBS o wydajności do ok. 400 m³/min
- dmuchały Rootsa typu ROBOX – kompaktowe urządzenia o wydajności do ok. 170 m³/min
- dmuchały bocznokanałowe Effepizeta – małogabarytowe zwarte urządzenia o wydajności do ok. 30 m³/min

Zastosowanie:

- transport pneumatyczny materiałów sypkich, pary wodnej, mieszanin gazów i gazów zapylnych
- przemysłowe urządzenia próżniowe – pakowanie próżniowe
- sprężone powietrze technologiczne – dostarczanie powietrza do pieców hutniczych, piece do wypalania wapna
- oczyszczalnie ścieków – napowietrzanie komór osadu czynnego, napowietrzanie piaskowników

Kompresory 4 – 400 kW

- kompresory śrubowe olejowe i bezolejowe, gazowe

Obudowy dźwiękochłonno-izolacyjne



PRODUKCJA, SPRZEDAŻ, SERWIS

ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. (071) 798 59 00, fax (071) 798 59 09
e-mail: comprot@comprot.com.pl
serwis@comprot.com.pl
www.comprot.com.pl



Medale i wyróżnienia

www.silmex.pl

Międzynarodowe Targi Przemysłu
Wydobywczego, Metalurgicznego
i Energetycznego

SILMEX 2007

11-14.09.2007

Podczas targów SILMEX 2007
będą Państwo mogli korzystać z:

- 13 tys. m kw. powierzchni targowej w nowoczesnym klimatyzowanym pawilonie, wyposażonym we wszystkie potrzebne Wystawcom media
- 25 tys. m kw. zewnętrznego terenu wystawienniczego
- parkingów na ponad 700 samochodów
- sal konferencyjnych od 30 do 400 osób, z możliwością dowolnej aranżacji

expo silesia - jedyne dobre miejsce na

targi przemysłowe na Śląsku

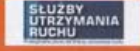
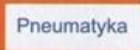
Nasz dodatkowy atut
to doskonała lokalizacja i łatwy dojazd

Patronat honorowy:

Minister Gospodarki

Wojewoda Śląski

Współpraca
medialna:



Organizator:



www.kolporterexpo.pl

Miejsce targów:

expo silesia

Sasnowiec, ul. Bracl Mieroszewskich 124
www.exposilesia.pl

Kontakt SILMEX 2007:

Małgorzata Sosna, tel. 032 78 87 511, kom. 510 031 690
Robert Torka, tel. 032 78 87 512, kom. 510 031 697
fax 032 78 87 526, e-mail: silmex@kolporter.com.pl

Spis reklam Okładka

I.....	Metal Work
II.....	domnick hunter
III.....	Prema
IV.....	Metal Work
Alup.....	9
Ara Pneumatik.....	11
Bosch Rexroth.....	3
CompRot.....	48
Hiross.....	19, 43
Inwet.....	6
John Guest.....	6
Legris.....	23
MTK.....	24
Pneumatik S.A.....	7
Nederman.....	7
Nivelco.....	49
Targi Automaticon.....	50
Targi Control-Tech.....	31
Targi Silmex.....	49
Variant.....	9
WAN.....	17

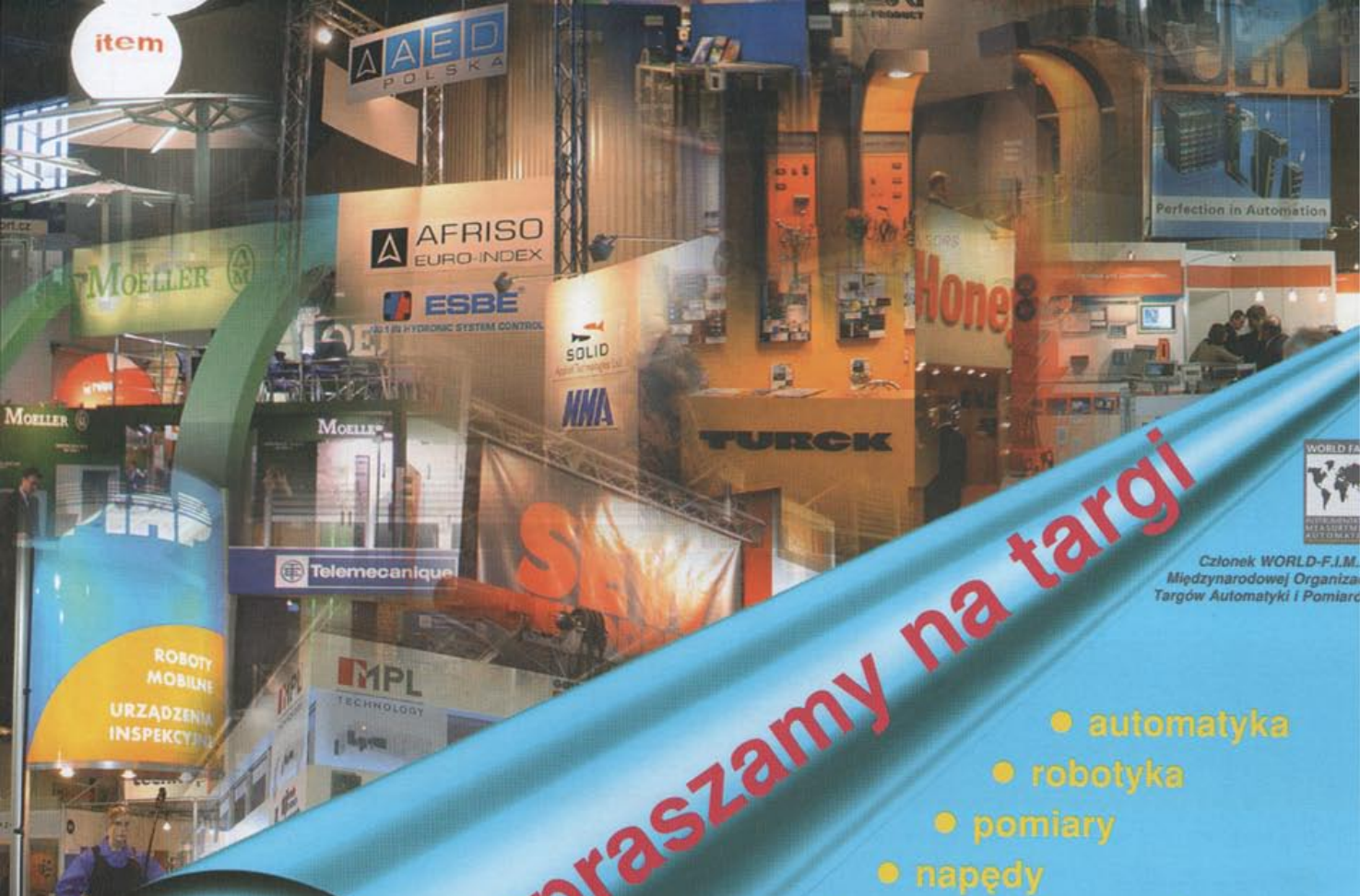
Artykuły promocyjne

ELEM.....	8
Ara Pneumatik.....	10
Metal Work.....	12
Bosch Rexroth.....	14
FMS.....	18
In-Tech.....	36
Festo.....	44

NIVELCO-POLAND
44-100 Gliwice, ul. Chorzowska 44b
tel./fax (32) 270 37 01, 270 38 32
www.nivelco.pl

POZIOM ♦ PRZEPŁYW ♦ ZAPYLENIE

NIVELCO... - wiesz ile masz!



Zapraszamy na targi

- automatyka
- robotyka
- pomiary
- napędy
- armatura przemysłowa
- pompy
- zawory



13-16 marca 2007 WARSZAWA

AUTOMATICON® 2007

XIII Międzynarodowe Targi Automatyki i Pomiarów

POMPY i ARMATURA 2007

VIII Międzynarodowe Targi Pomp i Armatury Przemysłowej

Organizatorzy targów

PIAP **MVM**
Przemysłowy Instytut
Automatyki i Pomiarów Sp. z o.o.

Biuro targów

Al. Jerozolimskie 202, 02-486 Warszawa tel. 022 874 01 50, 874 02 30; fax 022 874 01 4
e-mail: targi@automaticon.pl www.automaticon.pl

Lokalizacja targów: EXPO XXI, Warszawa, ul. Prądzyńskiego 12/14

Patronat prasowy

POWIĄZANIE AUTOMATYKI I POMIARÓW

PAR

instalator

BMP

**napędy
i sterowanie**

NOWY PRZEMYSŁ

POMIAR

Elektronik
MAGAZYN ELEKTRONIKI PROFESJONALISTÓW

Wędkarstwo
MAGAZYN WĘDKARSTWA

Patronat internetowy

automatyka.pl



CONTROL ENGINEERING

elechilo info

Rynek INSTALACYJNY

elektro systemy

ELEKTRONIKA PRAKTYCZNA

Fakty
TRZYMIESIĘCZNIK

www.AutomatykaOnLine.pl

Energoelektronika WORTAL BRANŻOWY
Serwisowy punkt w województwie
www.energoelektronika.com.pl



CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI "PREMA" S A w KIELCACH

PNEUMATYKA I AUTOMATYZACJA DLA WYMAGAJĄCYCH

ISO 9001:2000



siłowniki pneumatyczne
D12÷D320 ISO i CNOMO
- siłowniki kompaktowe
siłowniki beztłoczkowe
elementami mocującymi



- narzędzia pneumatyczne
szlifarki, wkrętaki, klucze)

Centrum Produkcyjne Pneumatyki "Prema" w Kielcach powstało w 1976 roku. Aktualnie jest największym krajowym producentem pneumatyki siłowej i sterującej. Firma dwukrotnie została nagrodzona Złotym Medalem Międzynarodowych Targów Poznańskich oraz jest laureatem wielu innych nagród (Firma Fair Play, Gazele Biznesu). Posiadamy System Zapewnienia Jakości zgodny z ISO 9001:2000.

Oferta handlowa obejmuje:

- * siłowniki pneumatyczne D12÷D320 wraz z elementami mocującymi zgodne z normami ISO 6431 i 6432 i CNOMO, siłowniki dociskowe, siłowniki beztłoczkowe siłowniki kompaktowe, siłowniki wahadłowe
- * siłowniki specjalne i niekatodowe
- * cylindry hydrauliczne (nowość!)
- * zawory rozdzielające oraz wyspy zaworowe D-SUB
- * elementy przygotowania sprężonego powietrza
- * zawory sterujące i odcinające dla różnych mediów roboczych,
- * stanowiska montażowe
- * wyroby specjalne na zamówienie Klienta,
- * elementy złączne i akcesoria dla pneumatyki.

Oferujemy bezpłatne doradztwo techniczne przy doborze elementów i projektowaniu układów pneumatyki.

NOWOŚCI W OFERCIE:

- SIŁOWNIKI BEZTŁOCZYSKOWE
- CYLINDRY HYDRAULICZNE
- SIŁOWNIKI OKRĄGŁE D32-D100



- zawory rozdzielające
G1/8-G3/4 (ZMG, ZE, DTE)



- wyspy zaworowe
D-SUB (MULTIPOL)



- elementy przygotowania
powietrza G1/8-G3/4
(filtry, reduktory, smarownice,
bloki przygotowana powietrza

**ZAPRASZAMY DO ODWIEDZENIA NASZEGO STOISKA PODCZAS
TARGÓW AUTOMATICON 2007 W WARSZAWIE
W DNIACH 13-16 MARCA 2007
HALA II STOISKO F11**

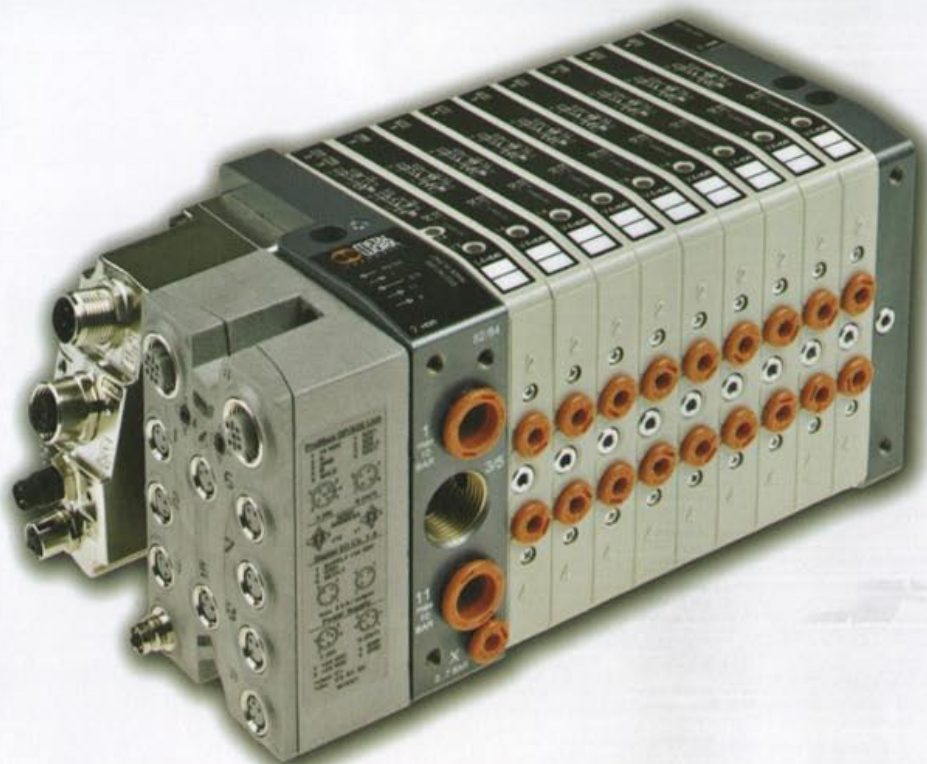
Ul. Wapiennikowa 90 25-101 Kielce
tel. 041 361-95-24, fax. 041 361-91-08
Marketing: 041 362-21-60
prema@prema.pl

Sklepy Firmowe:
Kielce tel. 041 361-98-39
Katowice tel. 032 258-07-78
Wrocław tel. 071 359-09-43
Gorzów Wielkopolski 095 735-38-32

www.prema.pl

HDM HEAVY DUTY Multimach

Wyspa, która spełni Twoje oczekiwania



PROFI
BASE

CANopen



DeviceNet

ETHERNET
POWERLINK

IMPROVED PNEUMATIC

TECHNOLOGY

PRODUKT

METAL WORK oferuje innowacyjne produkty, których konstrukcja pozwala zoptymalizować wykonanie oraz obsługę Twoich maszyn

Proces

Technologia produkcji METAL WORK i system jakości gwarantują stałe parametry oraz wzrost niezawodności maszyn

Serwis

Zadaniem międzynarodowej sieci oddziałów METAL WORK jest spełnianie Państwa codziennych potrzeb

 **METAL
WORK**
PNEUMATIC

Metal Work Polska Sp. z o.o.
ul. Bystra 15A, 61-366 Poznań
Tel. +48 61/ 650 18 40 - Fax +48 61/ 650 18 49
www.metalwork.pl - E-mail: metalwork@metalwork.pl