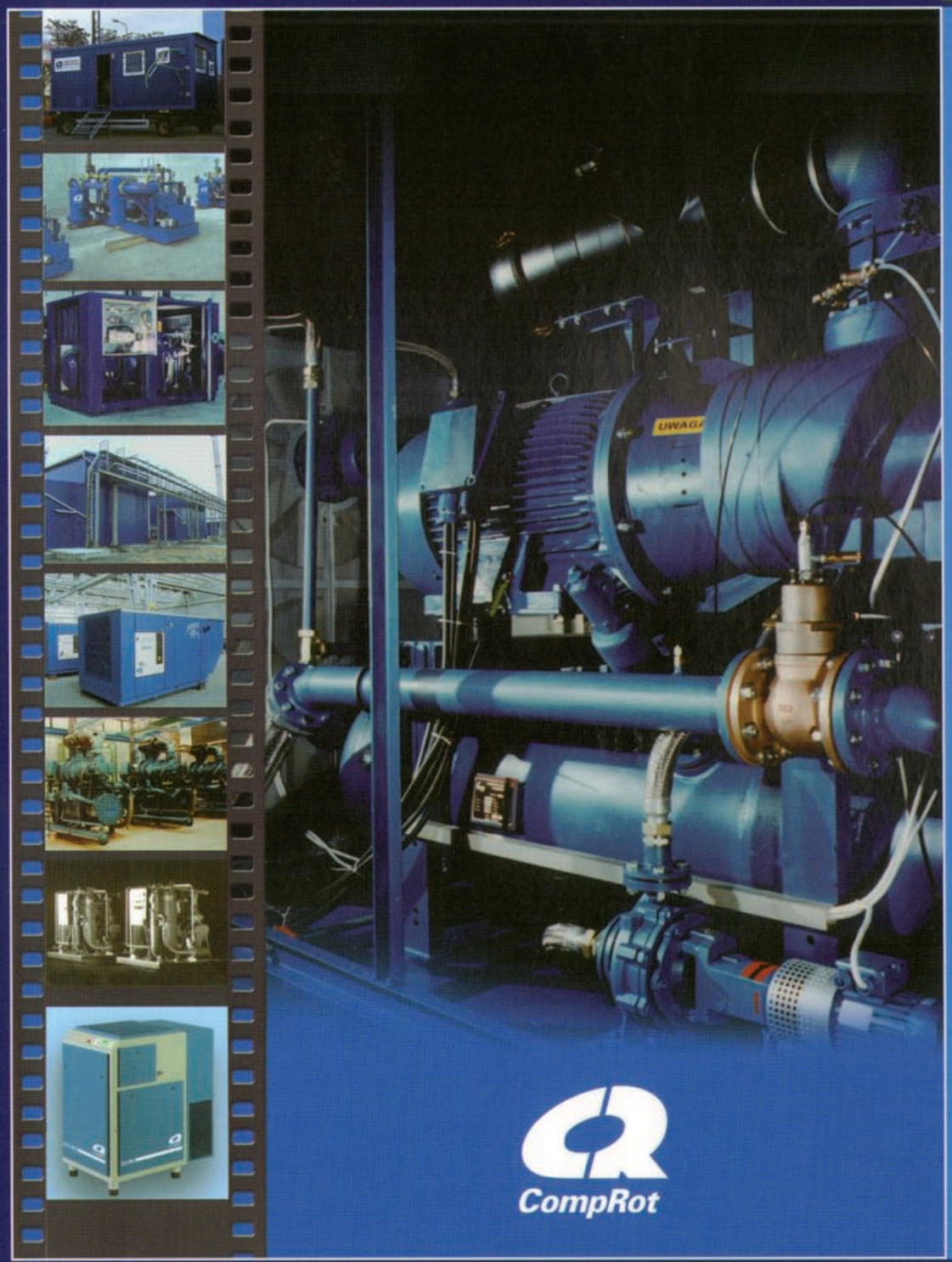
Pneumatyka

4(65)2007
KWARTALNIK
cena 12 zł
(w tym VAT 7%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA



Przeguby kuliste
symulacja

Systemy sprężonego
powietrza
Unia Europejska

Tunel
aerodynamiczny
klapy dymne

Aerostatyczne
podpory
algorytm

Graftech
sterowanie
programowanie

Pompy i dmuchawy

Leksykon
Pneumatyki cz. III

wydawnictwo
EKTORIUM

ISSN 1426-6644
04
9 771426 664701

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

Szanowni Czytelnicy

Oddajemy w Wasze ręce kolejny numer PNEUMATYKI. Jest to numer wyjątkowy. Łączy stare z nowym i nowe ze starym. Podobnie jak nieustannie biegnie czas wymuszając zmiany na nowsze i lepsze, tak i nasze czasopismo się zmienia. Niebawem zaprezentujemy jego nowe wcielenie z poszerzoną tematyką, poruszaną na naszych łamach.

O pneumatyce nie można nie pisać. Celem pneumatyki jest usprawnienie życia ludzkiego w największym stopniu, jak to jest tylko możliwe. Pneumatyka towarzyszy nam w każdej dziedzinie naszego życia. Ta nauka zajmuje się konstruowaniem i praktycznym wykorzystaniem urządzeń, w których przekazywanie energii i sterowanie realizowane są za pomocą sprężonego powietrza.

Elementy pneumatyki są najczęściej występującymi wokół nas układami automatyki. Spotykamy się z nimi np. przy otwieraniu i zamykaniu drzwi autobusu, pociągu itp. Ma do czynienia z nimi każdy majsterkowicz przy pracach domowo-remontowych.

Oczywiście, nowoczesne techniki sterowania i napędy pneumatyczne wykorzystuje się w automatyzacji procesów technologicznych w wielu gałęziach przemysłu: energetyce, transporcie, różnego rodzaju mediach, przemyśle chemicznym i rafineryjnym, gazownictwie, sieciach wodociągowych itp. I tu nasza redakcji, wierzymy wielka rola, by te problemy Państwu przybliżyć.

Zatem z pneumatyką trzeba się zaprzyjaźnić.

Jesteśmy wszędzie, gdzie projektuje się, produkuje i wdraża mniej lub bardziej zaawansowane systemy wykorzystujące elementy pneumatyki.

Chcielibyśmy serdecznie zaprosić wszystkich, zarówno pasjonatów jak profesjonalistów, do dyskusji nad poruszanymi na łamach naszego czasopisma problemami.

W bieżącym numerze prezentujemy wybrane referaty zgłoszone na Ogólnopolską Konferencję PNEUMA 2008.

Życzymy ciekawej lektury. Czekamy na opinie i propozycje współpracy.

Redakcja Pneumatyki

Pneumatyka

REDAKCJA
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórowska
(redaktor naczelny)

mgr inż. Alicja Seidel
(redaktor prowadząca)

Marcin Kluziak
(redaktor techniczny)

Skład:
Wydawnictwo Lektorium

Komitet Naukowo-Techniczny:

prof. nadzw. dr hab. inż.
Łukasz 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

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

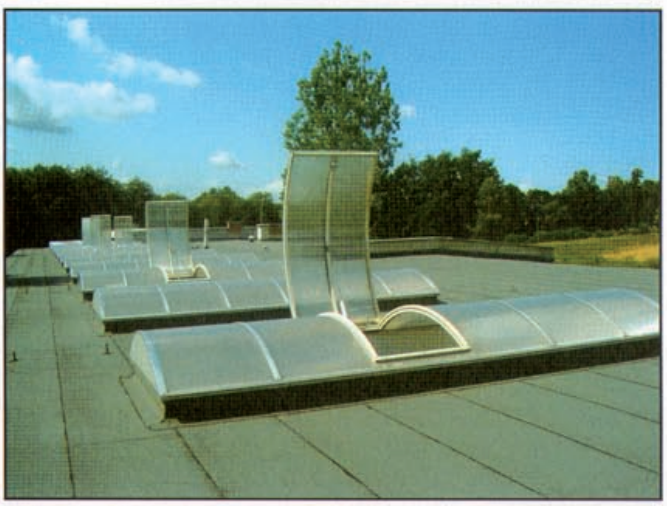
Prenumeratę przyjmują:
Wydawnictwo Lektorium, RUCH SA,
SIGMA-NOT Sp. z o.o., KOLPORTER SA

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.

Aktualności _____ 5

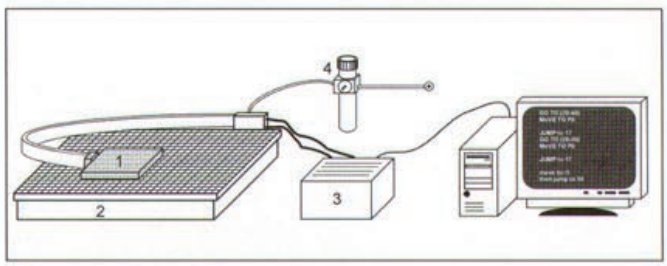
Nowości _____ 6

Zastosowanie tunelu aerodynamicznego do badań klap dymnych _____ 8



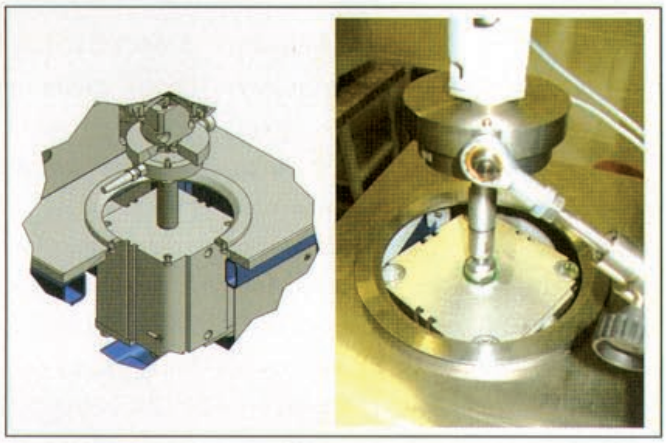
Nowa metoda modelowania i programowania procedur sekwencyjnych _____ 12

Obliczenia płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych _____ 16

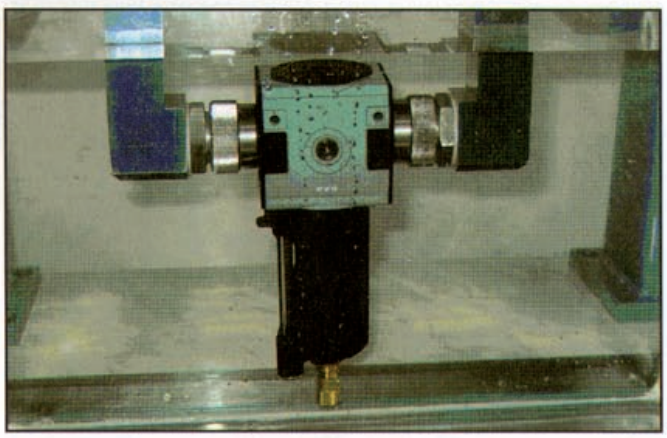


Metoda Graftech w zastosowaniu do sterowania układów pneumatycznych _____ 19

Pneumatyczne układy wykonawcze symulatora do badania przegubów kulistych _____ 23



Model typu „czarna skrzynka" z charakterystyką kwadratową w analizie właściwości pomp i dmuchaw _____ 27

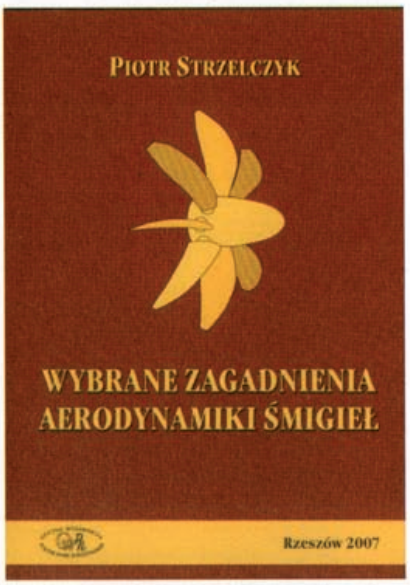


Próba szczelności elementów pneumatycznych _____ 34

Leksykon _____ 39

Polecane wydawnictwa

Piotr Strzelczyk
Wybrane zagadnienia aerodynamiki śmigieł



W monografii autor przedstawił w miarę kompletny, syntetyczny obraz zagadnień teoretycznej i eksperymentalnej aerodynamiki śmigieł lotniczych. Istotnym elementem jest tu ocena zakresu stosowalności metod zarówno teoretycznych jak i doświadczalnych do wyznaczania charakterystyk aerodynamicznych śmigieł oraz metod ich aerodynamicznego projektowania. Autor prezentuje model matematyczny aerodynamiki śmigła, ogólne zadanie aerodynamicznego projektowania śmigła

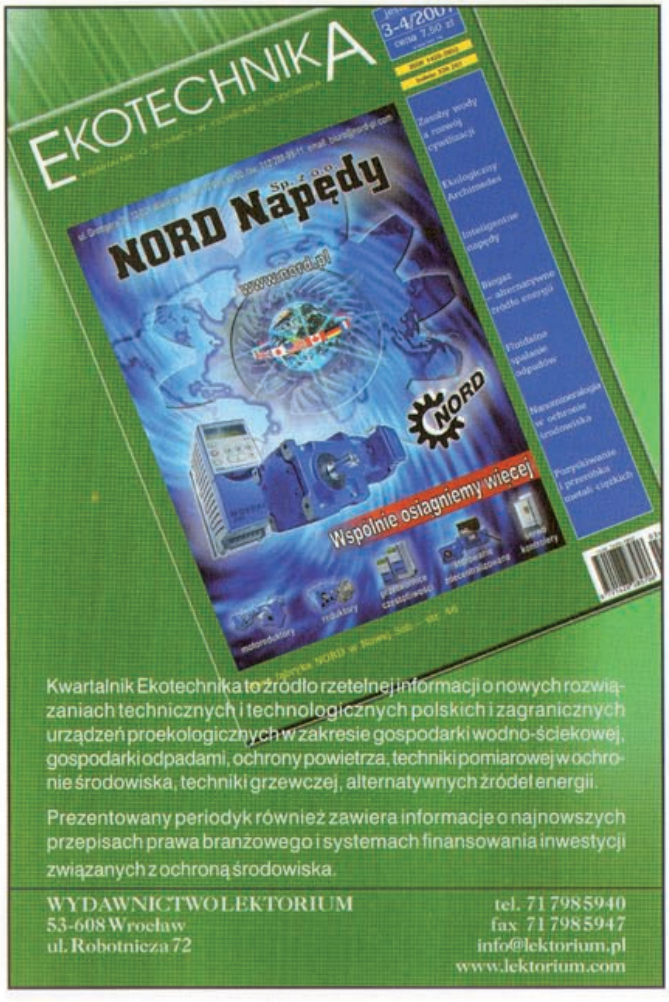
Norgren zmienia biuro

Firma Norgren z dniem 25.02.2008 zmienia swoją siedzibę: biuro i magazyn. Przenosimy się do nowego budynku o łącznej powierzchni 600 m^2, z czego nasz magazyn będzie zajmował 400 m^2.

Już 25 lutego wszelka korespondencja powinna być kierowana na nowy adres firmy NORGREN: ul. Zwoleńska 94A, 04-761 Warszawa. Jest to urocza okolica w Międzylesiu, południowo-wschodniej dzielnicy Warszawy.

Nasz nowy pełen adres: NORGREN POLSKA Oddział IMI International Sp. z o.o. ul. Zwoleńska 94A 04-761 Warszawa; Polska, www.norgren.pl tel. +48 22 518 95 30, fax+48 22 518 95 31,e-mail: biuro@norgren.pl Zapraszamy do odwiedzenia naszej nowej siedziby. Więcej szczegółów na www.norgren.pli wymagania wynikające z osiągów samolotu oraz opracowaną przez siebie metodę kształtowania aerodynamicznego łopat śmigła w oparciu o tzw. twierdzenie Betza. Należy dodać, że model ten słuszny jest również przypadku pracy w miejscu/zawisie. W większości przypadków rozważania teoretyczne poparte są wynikami obliczeniowymi i skonfrontowane z dostępnymi danymi doświadczalnymi.

Jest to pierwsza publikacja w języku polskim, która obejmuje tak kompleksowo tą tematykę. Może być przydatna dla inżynierów zajmujących się zagadnieniami projektowania obiektów łatających oraz problematyką energetyki wiatrowej, gdyż ta teoria ma zastosowanie również do łopat turbin wiatrowych.



W dniach 2–4 czerwca 2008 r odbędzie się konferencja PNEUMA 2008. Tym razem, podobnie jak w roku 2002, głównym organizatorem będzie Politechnika Białostocka. Z całą pewnością można więc liczyć na to, że oprócz celów naukowych konferencji, atrakcyjna będzie także jej letnia oprawa. Celem naukowym jest, jak zwykle, dokonanie przeglądu aktualnych prac naukowo-badawczych oraz osiągnięć krajowych i zagranicznych ośrodków uczelnianych, placówek naukowo-badawczych oraz przemysłowych w zakresie zastosowań środków pneumatyki.

Zakres tematyczny:

- Wytwarzanie i przygotowanie sprężonego powietrza
- Projektowanie elementów i układów pneumatycznych
- Modelowanie i symulacja dynamiki układów pneumatycznych
- Elementy i układy pneumo-hydrauliczne
- Elementy i układy hydrauliczne
- Mechanizmy manipulatorów i robotów
- Automatyzacja procesów przemysłowych
- Transport pneumatyczny
- Pneumatyka w edukacji

Miejsce konferencji:
„Dwór Mejera", Hołny Mejera 3 a, 16-500 Sejny

Kontakt z organizatorami
Komitet Organizacyjny PNEUMA 2008
Katedra Automatyki i Robotyki, Wydział Mechaniczny
Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45c, 15-351 Białystok
pneuma@pb.edu.pl, **www.pneuma.pb.edu.pl**
tel. 085 746 92 33 – dr inż. Kazimierz Dzierżek
tel. 085 746 92 33 – dr inż. Tomasz Kuźmierowski
tel. 085 746 92 30 – prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako
fax: 085 746 92 48

Urządzenia do wytwarzania sprężonego powietrza

W grudniu 2007 w sprzedaży pojawił się najmniejszy kompresor z napędem o zmiennej prędkości obrotowej (*Variable Speed Drive*) firmy Atlas Copco.

GA 5 VSD – najmniejszy kompresor z napędem o zmiennej prędkości obrotowej (VSD). Od momentu wprowadzenia na rynek przez firmę Atlas Copco trzynaście lat temu pierwszej sprężarki z napędem o zmiennej prędkości obrotowej (VSD) coraz większa rzesza klientów przekonuje się do tej technologii i czerpie z niej korzyści. System VSD reguluje prędkość obrotową silnika sprężarki tak, aby maksymalnie dopasować ją do aktualnego zapotrzebowania na sprężone powietrze. Dzięki temu klient płaci tylko za taką ilość sprężonego powietrza, jakiej faktycznie potrzebuje.

Sprężarka GA 5 VSD jest najmłodszym dzieckiem w rodzinie sprężarek serii GA z napędem sterowanym przetwornikiem częstotliwości. Zastosowana tu technologia przynosi korzyści i zyski energetyczne, szczególnie klientom, którzy nie wykazują dużego zapotrzebowania na sprężone powietrze. Kompresor GA 5 VSD posiada przepływ od 6 do 15 l/s (0,36–0,9 m^3/min). Teraz użytkownicy małych sprężarek mogą czerpać dodatkowe korzyści dzięki zredukowanym kosztom energii, precyzyjnej kontroli ciśnienia oraz zwiększonej niezawodności.

Równie istotne korzyści oferuje system WorkPlace Air System™. Jest to konstrukcja umożliwiająca rozpoczęcie pracy natychmiast po ustawieniu urządzenia w miejscu przeznaczenia. Jej kompaktowa budowa w znacznym stopniu redukuje także koszty związane z instalacją sprężonego powietrza. I tak na przykład: urządzenie GA VSD Full Feature montowane na zbiorniku zawiera w sobie sprężarkę, osuszacz ziębniczy, filtry sprężonego powietrza, urządzenia uzdatniające kon-densat oraz zbiornik bufo-rowy powietrza.

Urządzenia sprężarkowe Atlas Copco przystosowane są do pracy w bezpośrednim otoczeniu ludzi. Poziom hałasu rzędu 66 dB(A) pozwala klientowi zainstalować kompresor w bezpośrednim sąsiedztwie odbioru, co w żaden sposób nie wpływa na spadek komfortu pracy operatora. Kolejnym profitem dla klienta są oszczędności wynikłe z redukcji kosztów instalacji i kosztów operacyjnych.

Szeroki wachlarz produktów (5,5 – 900 kW) oraz wieloletnie doświadczenie zapewniają firmie Atlas Copco czołową pozycję na rynku. Największa na świecie baza zainstalowanych sprężarek z zastosowaniem VSD daje pewność, że urządzenia Atlas Copco mogą bez problemu sprostać nawet najbardziej wyszukanym zadaniom i sprawdzić się w każdej aplikacji.

Nowa seria osuszaczy typu FD

Firma Atlas Copco oferuje bardzo szeroką paletę urządzeń peryferyjnych z dziedziny uzdatniania sprężonego powietrza i kontrolowania kondensatu. W wielu z nich znalazły zastosowanie najnowocześniejsze rozwiązania techniczne, podnoszące niezawodność i funkcjonalność urządzeń.

Najnowszą propozycją Atlas Copco jest seria ziębniczych osuszaczy powietrza typu FD 120-285, która obejmuje sześć modeli osuszaczy o wydajnościach od 120 do 285 l/s. Wyznaczają one nowy standard wśród urządzeń tego typu. W porównaniu z konwencjonalnymi osuszaczami ziębniczymi o podobnej zdolności schładzania, pobór mocy został obniżony do 40% nawet w przypadku pełnego obciążenia urządzenia.

Innowacyjne rozwiązania w serii FD 120-285

Tak duże oszczędności mogły zostać poczynione dzięki zastosowaniu w konstrukcji szeregu innowacyjnych rozwiązań, jak:

- Niezwykle efektywny energetycznie czynnik chłodniczy R410a – nie używany do tej pory w obiegach chłodniczych osuszaczy.
- Specjalnie zaprojektowana nowoczesna sprężarka rotacyjna czynnika chłodniczego.
- Opatentowany przez Atlas Copco nowoczesny wymiennik ciepła o bardzo niskim spadku ciśnienia.
- Unikalny algorytm regulacyjny „Saver Cycle Control", nadzorowany przez sterownik Elektronikon – steruje on pracą osuszacza zależnie od obciążenia i wilgotności względnej sprężonego powietrza, co powoduje znaczące oszczędności energii.
- Opatentowany automatyczny wyłącznik przepływowy, pozwalający na oszczędzanie energii w czasie przedłużających się okresów braku przepływu powietrza przez osuszacz.
- Elektroniczny spust kondensatu EWD, eliminujący potencjalne straty sprężonego powietrza.
- Możliwość zintegrowania z osuszaczem w obudowie jednego lub dwóch filtrów sprężonego powietrza, jak również separatora wodno-olejowego.
- Osuszacz generuje alarmy, gdy konieczna jest obsługa serwisowa lub gdy osiągana temperatura punktu rosy jest zbyt wysoka w stosunku do warunków panujących w otoczeniu. Mogą one być komunikowane za pośrednictwem diody, styku beznapięciowego lub w przypadku zainstalowania zaawansowanego pakietu zdalnego sterowania AIR Connect za pomocą poczty elektronicznej lub wiadomości SMS.
- Opcjonalny pakiet sterowania AIR Connect to oparte na przeglądarce internetowej lub kompletne zdalne sterowanie osuszaczem za pomocą magistrali profibus lub modbus.

Osuszacze są przystosowane do pracy nawet w najtrudniejszych warunkach; maksymalna dopuszczalna temperatura otoczenia osuszacza to 56 °C przy pełnym obciążeniu.

wydawnictwo LEKTORIUM

WYDAWNICTWO LEKTORIUM
53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72
tel. +48 (0) 71 798 5940
fax +48 (0) 71 798 5947
info@lektorium.pl
www.lektorium.com

Zastosowanie tunelu aerodynamicznego do badań klap dymnych

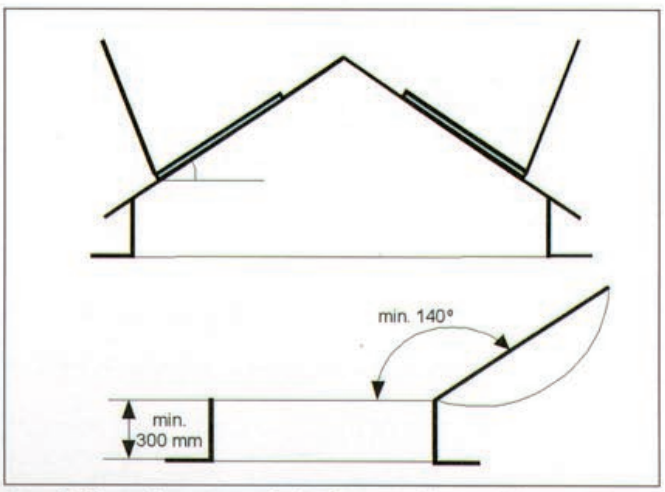
Zygmunt Szczerba, Łukasz N. Węsierski

Tunele aerodynamiczne stosowane są szeroko w technice lotniczej. Jednak obecnie coraz częściej wykorzystuje się je również w innych dziedzinach – motoryzacji, budownictwie, a nawet sporcie. W artykule przedstawiono jedno z zastosowań tuneli w budownictwie – do badań klap dymowych.

Takie klapy, przedstawione na rys. 1, służą do odprowadzania dymu z pomieszczeń objętych pożarem. Mogą być również wykorzystywane jako świetliki. Montowane są na dachu budynku lub hali, nad miejscami gromadzenia się dymów i gazów pożarowych. Tunele otwierane są w przypadku pożaru, a odprowadzenie dymu odbywa się w sposób naturalny (grawitacyjnie) dzięki różnicy między gęstością gorącego powietrza z dymem a powietrzem na zewnątrz obiektu. Sterowanie napędem klap – elektrycznym lub pneumatycznym – odbywa się za pomocą układów sterowania. Układy te mogą być wyposażone w czujniki reagujące na dym, temperaturę lub przyciski do sterowania manualnego.

Rys. 1 Klapa dymna z napędem pneumatycznym

Ręczne otwieranie służy wyłącznie do przewietrzania i wentylowania pomieszczeń. W tym przypadku klapa wyposażona jest w otwieracz śrubowy z korbą. W układach automatycznych przy napędzie pneumatycznym uruchomienie układu następuje po zadziałaniu tzw. termowyzwalacza. Jest on wyposażony w ampułkowy wyzwalacz termiczny oraz nabój CO_2 uaktywniany w temperaturze 68°C (lub 93°C). W układach elektrycznych czujki dymowe lub temperaturowe są podłączone do centralek alarmowych, wyposażonych w baterie akumulatorów. Alternatywnie układy uruchamiane są ręcznie z centralek alarmowych.

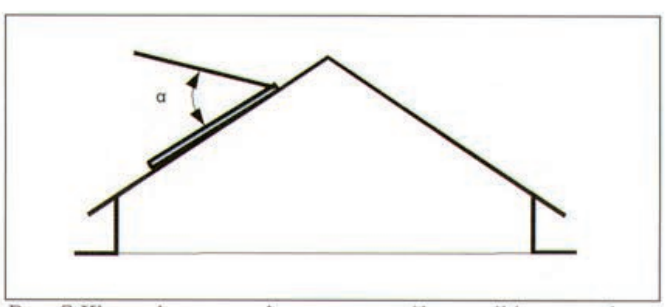


Rys. 2 Klapy dymowe z dodatnim współczynnikiem wypływu

Klapy dymowe

Klapy dymowe mogą zastąpić świetliki dachowe lub okna fasadowe, które muszą spełniać odpowiednie wymagania. Przy ich niespełnieniu może bowiem dojść do sytuacji, gdy zamiast oddymiania pomieszczenia przez te elementy następuje doprowadzenie powietrza i rozprzestrzenianie się dymu po całym obiekcie. Warunki, jakie muszą spełniać klapy dymne, określone są w normie PN-EN 12101-2.2005 *Systemy kontroli rozprzestrzeniania się dymu i ciepła. Część 2: Wymagania techniczne dotyczące klap dymowych*. Urządzenie oddymiające powinno gwarantować zadziałanie (otwarcie) bez względu na warunki zewnętrzne, tj. wiatr, zalegający śnieg czy niska temperatura, oraz warunki wewnętrzne, tj. wysoka temperatura. Niezależnie od tego, zgodnie z powyższą normą, każde urządzenie grawitacyjne odprowadzania dymu i ciepła musi przejść procedurę badawczą i spełnić wymagania tej normy.

Najistotniejszym warunkiem, który decyduje o możliwości zastosowania, jest współczynnik wypływu. Musi on mieć wartość dodatnią, gdyż tylko wtedy nie następuje wdmuchiwanie powietrza do wnętrza obiektu, niezależnie od wpływu bocznego wiatru. Typy takich klap przedstawiono na rys. 2. Przy ujemnym współczynniku wypły-



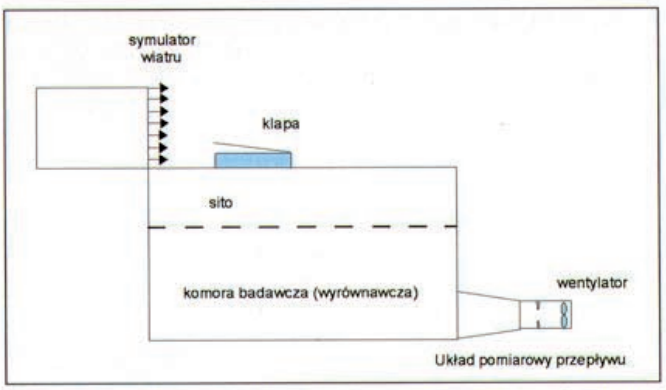
Rys. 3 Klapa dymna z ujemnym współczynnikiem wypływu

wu boczny wiatr może powodować wdmuchiwanie powietrza do środka i wtedy następuje zaburzenie warstwy dymu pod stropem i jego rozproszenie po obiekcie. Przykład takiej klapy pokazano na rys. 3. Tego typu klapy mogą być stosowane jedynie w przypadku montażu w miejscach osłoniętych od wiatru, przy zainstalowaniu specjalnych osłon lub też zdublowaniu klap zamontowanych w dwóch różnych kierunkach. To ostatnie rozwiązanie wymaga jednak takiego sterowania klapami, aby w czasie pożaru otwierały się tylko klapy znajdujące się po stronie zawietrznej. Poza powyższymi wymaganiami klapy dymowe będą mogły prawidłowo pracować, czyli spełniać rolę oddymiania, tylko pod warunkiem istnienia otworów dolotowych powietrza zewnętrznego o wymaganej powierzchni. Gdy powierzchnia czynna otworów dolotowych jest dwukrotnie większa od powierzchni czynnej istniejących klap dymnych, skuteczność systemu oddymiającego dla temperatury dymu 500°C wynosi około 95%. Przy czym skuteczność systemu określa stopień wykorzystania powierzchni czynnej przepływu przez klapę.

Badania klap dymowych w zakresie aerodynamiki konstrukcji

Jeśli klapa dymna pełni równocześnie funkcje wentylacyjne, przed rozpoczęciem badań należy poddać ją 10 tysięcy razy otwarciu do pozycji wentylacyjnej bez obciążenia.

Badania przeprowadza się na specjalnym stanowisku badawczym, składającym się z komory badawczej i symulatora wiatru bocznego, stanowiącym specjalistyczny tunel aerodynamiczny. Klapę dymną montuje się na komorze badawczej w taki sposób, aby uzyskać przez nią ustalony i jednolity przepływ powietrza z komory badawczej i możliwość zmiany jej położenia względem symulatora wiatru bocznego. Schemat stanowiska badawczego zgodny z normą przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4 Schemat stanowiska badawczego klap dymnych o otwartej przestrzeni pomiarowej

Badania wg normy można wykonywać na pełnowymiarowych klapach dymowych lub na ich dokładnych modelach wykonanych w zmniejszonej skali. W tym ostatnim przypadku należy zapewnić podobieństwo przepływu, czyli przy zapewnieniu tej samej liczby Reynoldsa dla przepływu przez pełnowymiarową klapę i model. Uzyskuje się to przy skalach rzędu od 1:6 do 1:10. Najtrudniej jest zamodelować klapy kalenicowe.

Procedura badawcza jest następująca. W pierwszej kolejności określa się ciśnienie statyczne w komorze badawczej, w której zamiast klapy umieszczona jest płyta z otworami o średnicy 5 mm w takiej liczbie, aby uzyskać geometryczną porowatość rzędu 5%. W pierwszym kroku pomiary wykonuje się bez wiatru $p_{\mathrm{int},vo}$ i przy symulowanym wietrze o prędkości 10 m/s $p_{\mathrm{int},vw}$. Mierzy się również ciśnienie atmosferyczne (otoczenia) $p_{\mathrm{a}i}$.

$$p_{\mathrm{int},vo} = p_{a1} + \Delta p_{vo}$$
$$p_{\mathrm{int},vw} = p_{a1} + \Delta p_{vw}$$

Następnie powtarza się serię pomiarów, montując zamiast płyty z otworami pełnowymiarową klapę dymną. Różnica między ciśnieniem statycznym w komorze badawczej a ciśnieniem otoczenia Δp_{int} powinna mieścić się w zakresie od 3 do 12 Pa.

$$p_{\mathrm{int}} = p_{a2} + \Delta p_{vo} + \Delta p_{\mathrm{int}}$$

Równocześnie wykonuje się pomiary temperatury T i ciśnienia otoczenia $p_{\mathrm{a}i}$ oraz strumienia objętościowego $\dot{V}_{\mathrm{ing}}$ wpływającego do komory. Na tej podstawie określa się strumień masowy.

Przy wykonywaniu pomiarów z wiatrem bocznym 10 m/s, skierowanym przeciwnie w stosunku do przestrzeni pomiarowej, dokonuje się pomiaru ciśnienia atmosferycznego i temperatury powietrza w strumieniu.

$$p_{\mathrm{int}} = p_{a3} + \Delta p_{vw} + \Delta p_{\mathrm{int}}$$

Różnica między ciśnieniem statycznym w komorze badawczej a ciśnieniem otoczenia Δp_{int} powinna mieścić się w zakresie od 0,005 p_{d} do 0,15 p_{d}, gdzie p_{d} jest wyliczone z wzoru:

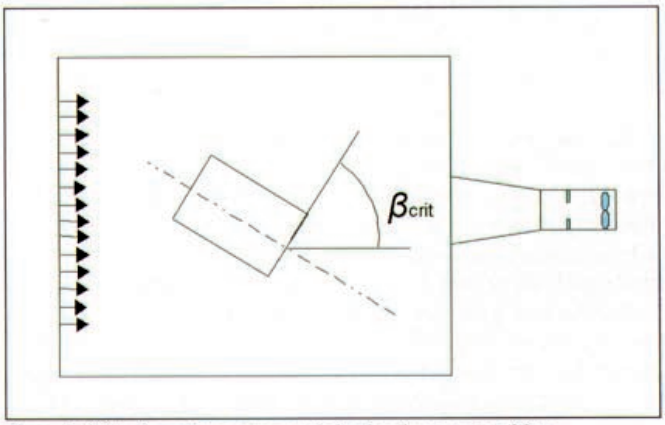
$$p_d = \frac{\rho_{air} V_n^2}{2}$$

gdzie:

V_{n} – średnia prędkość wylotowa z dyszy.

Równocześnie należy mierzyć wydatek masowy $\dot{m}_{\mathrm{ing}}$. Wyniki badań pozwolą na wykonanie wykresu współczynnika wypływu C_{v} w funkcji stosunku przyrostu ciśnienia do ciśnienia $\Delta p_{\mathrm{int}}/p_{\mathrm{d}}$. Następnie określa się jego wartość przy wietrze bocznym metodą regresji liniowej. Wartość odczytuje się dla $\Delta p_{\mathrm{int}} = 0{,}082$ dla najmniej korzystnego kąta padania $\beta = \beta_{\mathrm{crit}}$.

W celu wyznaczenia β_{crit} należy wyznaczyć wartość C_{vw} dla różnych kątów β. Wartość β_{crit} będzie wartością minimalną. Wartość współczynnika wypływu oblicza się z wzoru:



Rys. 5 Widok z góry stanowiska badawczego klap

$$C_v = \frac{\dot{m}_{int}}{A_v\sqrt{2\rho\Delta p_{int}}}$$

Po wyznaczeniu C_v oblicza się średnie współczynniki wypływu C_{v0} i C_{vw} dla warunków bez wiatru bocznego i z wiatrem bocznym. Następnie oblicza się powierzchnię czynną, wybierając mniejszą wartość współczynnika wypływu:

$$A_a = A_v \cdot C_v$$

W ten sposób oblicza się powierzchnię czynną klapy, którą uwzględnia się przy projektowaniu układu.

Badania modeli klap dymowych w tunelu aerodynamicznym

Badania klap dymnych można przeprowadzać, badając modele klap w zmniejszonej skali. Wtedy jednak należy zwiększyć różnicę ciśnień Δp_{int} tak, aby zachować kryteria podobieństwa, w tym przypadku tę samą liczbę Reynoldsa. Prowadzi to do wzrostu ciśnienia przy braku wiatru odpowiednio do wartości

$$\frac{\Delta p_{int}}{p_d} = 0{,}082$$

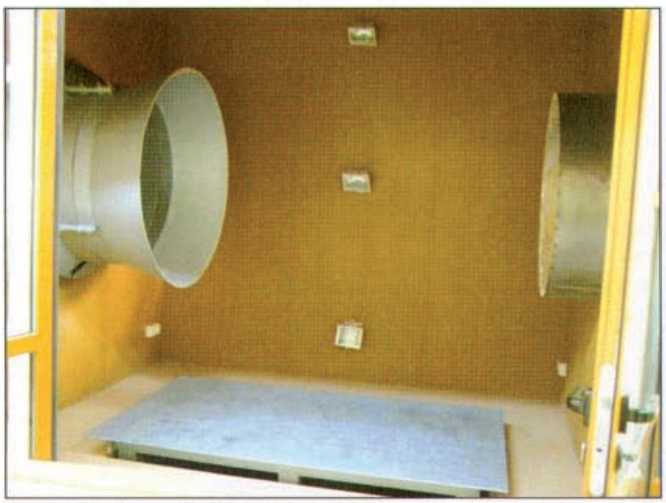
Fot. 1 Widok ogólny tunelu TA-1000

Zwiększenie Δp_{int}, czyli zwiększenie prędkości, powoduje wzrost ciśnienia dynamicznego.

Tunel aerodynamiczny do badań między innymi klap dymnych został zbudowany w Politechnice Rzeszowskiej w Zakładzie Mechaniki Płynów i Aerodynamiki (fot. 1). Tunel charakteryzuje się następującymi parametrami:

- prędkość maksymalna – ok. 55 [m/s],
- średnica przestrzeni pomiarowej – 1000 [mm],
- długość przestrzeni pomiarowej – 1700...1800 [mm],
- kontrakcja konfuzora – 1/9,
- otwarty obieg powietrza i otwarta przestrzeń pomiarowa.

Przestrzeń pomiarowa charakteryzuje się strugą swobodną przepływającą przez hermetyczną komorę Eiffela. Komora ma kształt sześcianu o krawędzi ok. 3 [m]. Schemat przestrzeni pomiarowej w komorze Eiffela pokazano na fot. 2.



Fot. 2 Komora Eiffela z przestrzenią pomiarową

Model klapy dymnej wraz z komorą badawczą umieszcza się w przestrzeni pomiarowej i poddaje badaniom zgodnie z procedurami określonymi w normie.

Wielkościami mierzonymi są ciśnienia i prędkości przepływu. Z uwagi na małe wartości tych parametrów niezbędna jest specjalistyczna aparatura pomiarowa.

Do pomiaru ciśnień statycznych i różnicy ciśnień używane są manometry elektroniczne, działające w oparciu o przetworniki piezorezystywne, w wykonaniu różnicowym i dwukierunkowym. Wyznaczenia profilu prędkości w górnej części nadmuchowej oraz na wylocie komory wyrównawczej zgodnie z normą dokonuje się poprzez pomiar w 9 punktach w danym przekroju. Różnica prędkości w poszczególnych punktach pomiarowych nie może być wyższa niż 10% wartości średniej. Pomiaru tych prędkości dokonuje się metodą pośrednią, z wykorzystaniem rurek spiętrzających, czyli poprzez pomiar ciśnień. Do tego celu używany jest skaner ciśnieniowy podłączony do systemu akwizycji danych. Sygnały pomiarowe z czujników ciśnienia atmosferycznego, wilgotności i temperatury doprowadzane są do oddzielnych wejść systemu. Jest to system modułowy 16-bitowy, w którym częstotliwość próbkowania wynosi 200 kHz, konfigurowany i obsługiwany za pomocą programu DASYLAB.

Literatura

[1] Systemy kontroli rozprzestrzeniania się dymu i ciepła. Część 2: Wymagania techniczne dotyczące klap dymowych. Norma PN-EN 12101-2.

[3] Węsierski Ł.N., Szczerba Z.: Tunel aerodynamiczny wykorzystywany do badań w lotnictwie i budownictwie. Acta Mechanica Slovaca, Nr 4-A/2007 Kosice.

[4] Prandtl L.: Dynamika przepływów. PWN, Warszawa 1956.

[5] Wilson J.S.: Sensor Technology Hanbook. Elsevier 2005.

prof. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski,
mgr inż. Zygmunt Szczerba
Politechnika Rzeszowska im. I. Łukasiewicza

Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
90 - 924 Łódź, ul. Wólczańska 219/223, tel. 042 631 23 70
www.imp.p.lodz.pl (pod hasłem podyplomowe)

METROLOGIA PRZEPŁYWU

w marcu 2008 r. rozpoczyna się kolejna edycja kursu

Zjazdy odbędą się w dniach: **7–8, 14–15, 28–29 marca** oraz **4–5 kwietnia 2008 r.** w godz. 15.00–19.00 (piątek) oraz w godz. 8.00–14.00 (sobota) w Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej.
Uczelnia dysponuje miejscami parkingowymi i noclegowymi w Hotelu Światowit przy al. Kościuszki 68 w Łodzi.
Serdecznie zapraszamy do wzięcia udziału w szkoleniu. Uczestnikami kursów mogą być inżynierowie oraz technicy. Zainteresowanych prosimy o nadsyłanie zgłoszeń najpóźniej do dnia **29 lutego 2008 r.**

Program kursu M6

I. Wykład – 24 h

• Metrologia przepływu – zagadnienia podstawowe (rzeczywistość i jej modele definicje, jednostki, służba miar, przepływy ustalone, turbulentne, profile, uśrednianie). • Właściwości statyczne i dynamiczne przyrządów pomiarowych. • Pomiar ciśnienia strugi płynu. • Pomiar temperatury strugi płynu. • Pomiar prędkości strugi płynu. • Pomiar przepływu. • Pomiar dźwięku emitowanego przez strugę płynu. • Przetworniki do pomiaru nieustalonych parametrów strugi. • Opracowanie wyników badań (podstawowe pojęcia statystyki, estymacja punktowa i przedziałowa, testowanie hipotez statystycznych, aproksymacja badanych zależności równaniem analitycznym: korelacja, regresja liniowa, krzywoliniowa). • Niepewności pomiaru. • Automatyzacja procesu pomiarowego. • Przemysłowe sieci transmisji danych. • Analiza sygnałów.

II. Laboratorium - ćwiczenia – 13 h

Statystyczne opracowanie wyników badań. • Statystyczne opracowanie wyników badań. • Pomiary stacjonarnych ciśnień i prędkości 3D strugi gazu - wzorcowanie sondy pneumatycznej. • Wybrane techniki pomiarów przepływu (przepływomierz ultradźwiękowy, elektromagnetyczny zwężkowy). • Metody wizualizacji przepływu (nitki/dym + kamera, metoda Schlieren, holografia). Pomiary holograficzne. • Pomiar niestacjonarnego ciśnienia elektropneumatycznym torem pomiarowym. • Pomiary niestacjonarnych prędkości z wykorzystaniem graficznego interfejsu GUI - wzorcowanie sondy termoanemometrycznej i pomiary w swobodnej strudze gazu. • Obsługa zautomatyzowanego systemu pomiarowego. Przetwarzanie sygnałów pomiarowych. Dobór (w oparciu o dane katalogowe) konfiguracji systemu dla wybranego zadania pomiarowego. • Przykłady stanowisk badawczych – zautomatyzowane stanowisko badawcze dwustopniowej turbiny TM3, wyznaczenie charakterystyki maszyny, pomiary 3D parametrów strugi płynu w kanałach międzywieńcowych.

WAN GDYNIA
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
- Doprężacze
- 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

Nowa metoda modelowania i programowania procedur sekwencyjnych

Ł. Dworzak, S. Ciskowski
T. Mikulczyński

Znaczący rozwój automatyzacji procesów produkcyjnych nastąpił dzięki rozwojowi mikrotechnologii półprzewodników oraz systemów informatycznych. Spowodowało to, że obecnie w automatyzacji procesów produkcyjnych stosuje się zaawansowane mikroprocesorowe systemy sterowania oraz cyfrowe systemy komunikacyjne.

Automatyzacja procesów produkcyjnych jest oparta na programowalnych sterownikach logicznych PLC, komputerowych sterownikach numerycznych CNC/DNC, przemysłowych sterownikach IPC, sterownikach robotów RC, regulatorach mikroprocesorowych oraz przemysłowych sieciach komunikacyjnych, np. FIELDBUS, CAN AS – Interface.

Zastosowanie nowoczesnych narzędzi automatyzacji procesów produkcyjnych wymusiło konieczność poszukiwania nowych metod modelowania procesów i programowania sterowników PLC. Dotyczy to przede wszystkim modelowania i programowania procesów dyskretnych. Jedną z takich metod jest metoda Grafpol [1], opracowana w Laboratorium Podstaw Automatyzacji Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej. Jednak ze względu na konieczność graficznego przedstawiania zależności opisujących funkcje zmiennych wyjściowych układu sterowania jej praktyczne stosowanie jest nieco uciążliwe.

Opracowana nowa metoda, która wykorzystuje również sieć operacyjną Grafpol, nie wymuszając jednak graficznego przedstawiania wspomnianych zależności, do minimum upraszcza syntezę równania opisującego sekwencyjne algorytmy sterowania, co zostanie wykazane w artykule.

Metoda syntezy sekwencyjnych algorytmów sterowania

Procedura modelowania algortymów sekwencyjnych procesów dyskretnychi programowania sterowników PLC opracowaną metodą składa się z następujących etapów:

- zapisu modelu matematycznego algorytmu procesu w postaci sieci operacyjnej i na jej podstawie sieci Grafpol GP,
- wyznaczenia na podstawie transformacji sieci Grafpol GP modelu algorytmu sterowania, który reprezentuje sieć Grafpol GS,
- wyznaczania równań na podstawie sieci Grafpol GS, opisujących funkcje wszystkich zmiennych wyjściowych.

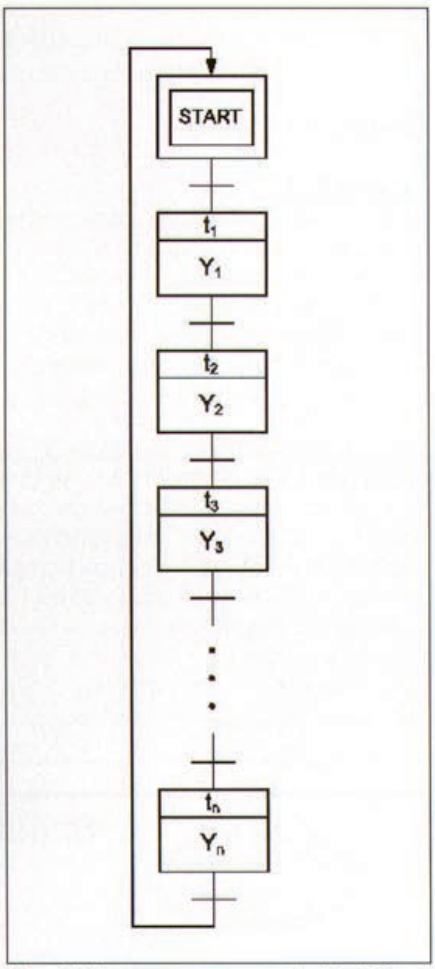
Suma funkcji wszystkich zmiennych wyjściowych stanowi równanie schematowe opisujące sekwencyjne algorytmy sterowania.

Równanie schematowe jest opisem analitycznym klasycznego stykowo-przekaźnikowego sekwencyjnego układu sterowania za pomocą języka schematów przekaźnikowych. Ponieważ język ten stanowił podstawę do opracowania języka logiki drabinkowej (LD), dlatego równanie schematowe może być wykorzystywane do programowania sterowników PLC.

Opracowana metoda pozwala na określenie funkcji zmiennych wyjściowych bezpośrednio na podstawie algorytmu sterowania – sieci Grafpol GS – bez konieczności ich syntezy, jak dotychczas, w oparciu o graficzne przedstawianie zależności f_p, f_t, $f_p{}^*f_t$ i Y.

W opracowanej metodzie w poszczególnych równaniach zmienne wyjściowe reprezentują kasowane i zapisywane wyjścia przekaźnikowe. Stąd funkcje zmiennych wyjściowych mają następującą postać (rys. 1):

$$Y_1\ R = t_2$$
$$Y_2\ R = t_3$$
$$Y_{n-1}\ R = t_1$$
$$Y_n R = t_1$$



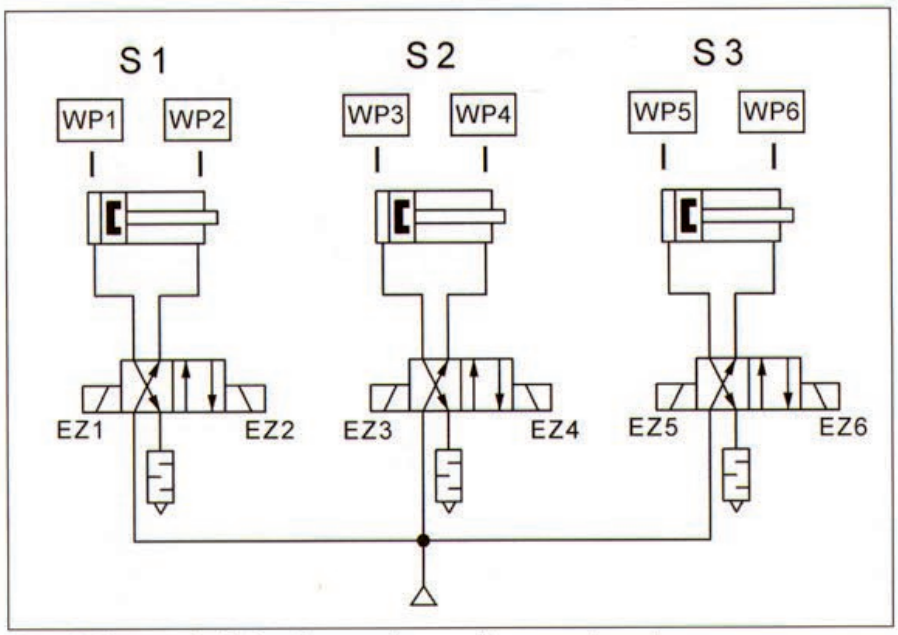
Rys. 1 Algorytm sterowania (sieć Grafpol GS) – procedura sekwencyjna

$$Y_1S = t_1Y_2Y_3...Y_n$$
$$Y_2S = t_2Y_1Y_3...Y_n$$
$$Y_nS = t_nY_1Y_2...Y_{n-1}$$

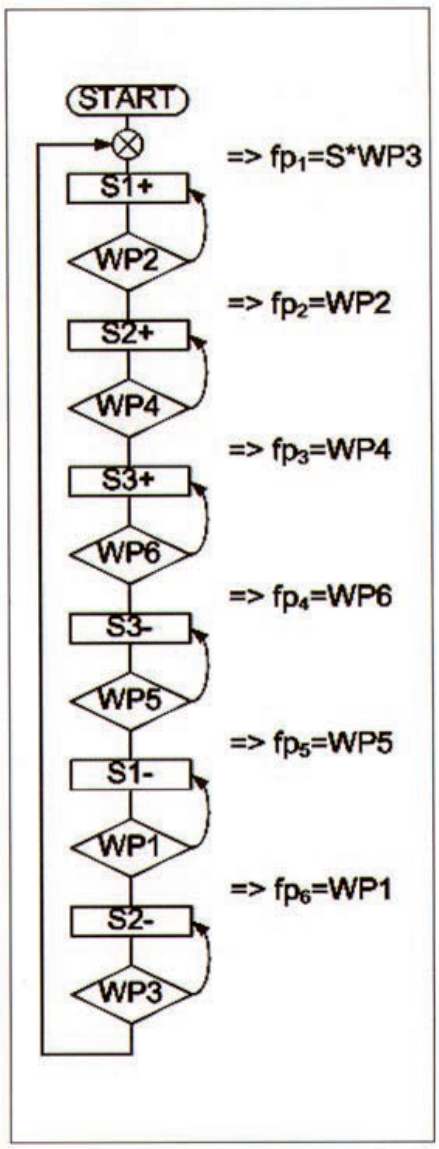
gdzie:
$Y_i(S)$ – zapis i-tej zmiennej sterującej,
$Y_i(R)$ – kasowanie i-tej zmiennej sterującej,
t_i – i-ta tranzycja określona na podstawie sieci Grafpol GS.

Modelowanie i programowanie pracy napędów pneumatycznych

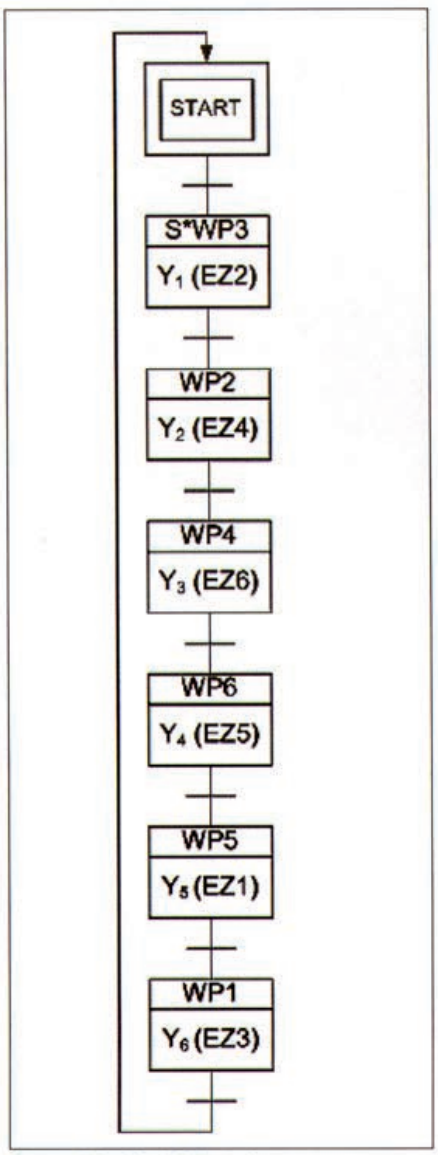
Na rys. 2 pokazano schemat funkcjonalny trzech pneumatycznych zespo-



Rys. 2 Schemat funkcjonalny trzech zespołów napędowych



Rys. 3 Sieć operacyjna – algorytm pracy napędów S1-S3



Rys. 4 Grafpol GS – algorytm sterowania pracą napędów S1-S3

łów napędowych S1–S3. Algorytm pracy zespołów napędowych S1–S3 stanowi procedura sekwencyjna składająca się z sześciu etapów elementarnych E1–E6.
Opis słowny procedury jest następujący:

ETAP E1:
wysuw tłoczyska siłownika S1
Realizacja: S1+ (EZ2+)
Sygnalizacja: WP2=1

ETAP E2:
wysuw tłoczyska siłownika S2
Realizacja: S2+ (EZ4+)
Sygnalizacja: WP4=1

ETAP E3:
wysuw tłoczyska siłownika S3
Realizacja: S3+ (EZ6+)
Sygnalizacja: WP6=1

ETAP E4:
wsuw tłoczyska siłownika S3
Realizacja: S3- (EZ5+)
Sygnalizacja: WP5=1

ETAP E5:
wsuw tłoczyska siłownika S1
Realizacja: S1- (EZ1+)
Sygnalizacja: WP1=1

ETAP E6:
wsuw tłoczyska siłownika S2
Realizacja: S2- (EZ3+)
Sygnalizacja: WP3=1

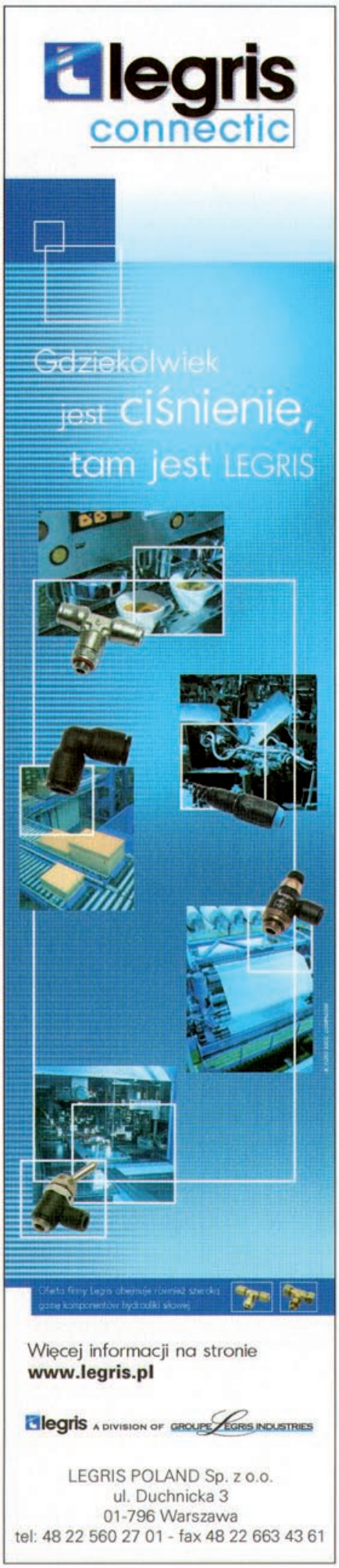
Na rys. 3 przedstawiono algorytm pracy napędów pneumatycznych w postaci sieci operacyjnej, a na rys. 4 algorytm sterowania zapisany w postaci sieci Grafpol GS.

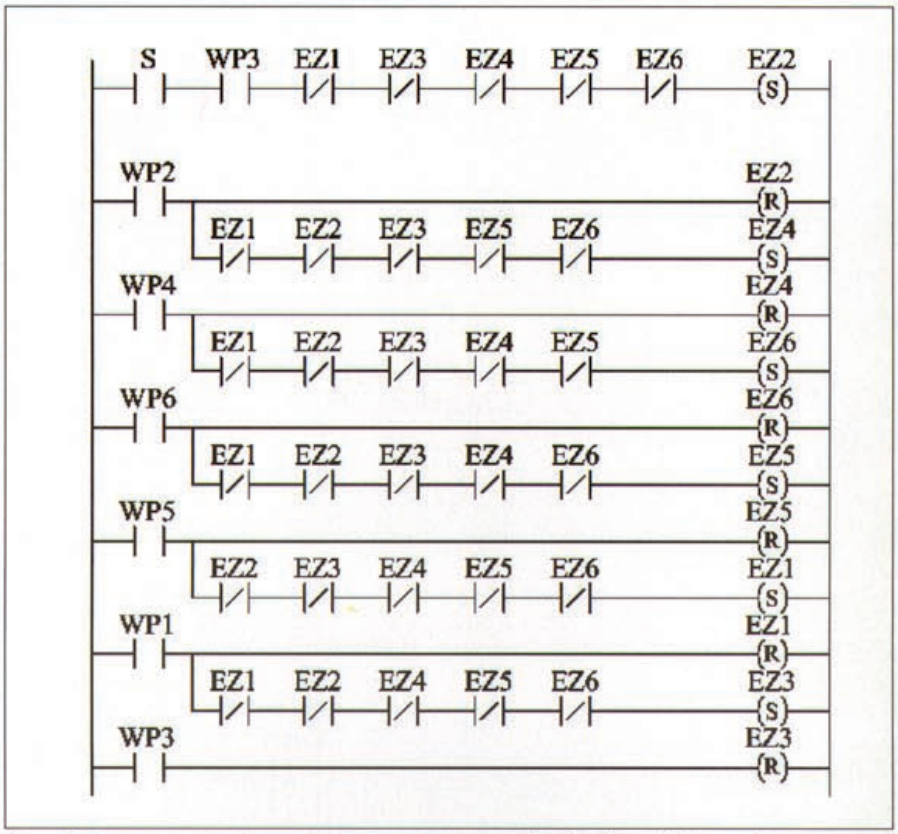
Odwzorowanie zbioru etapów elementarnych zbiorem zmiennych wyjściowych układu sterowania zrealizowano w następujący sposób:

$Y_1 \Rightarrow EZ2 \Rightarrow S1+$
$Y_2 \Rightarrow EZ4 \Rightarrow S2+$
$Y_3 \Rightarrow EZ6 \Rightarrow S3+$
$Y_4 \Rightarrow EZ5 \Rightarrow S3-$
$Y_5 \Rightarrow EZ1 \Rightarrow S1-$
$Y_6 \Rightarrow EZ3 \Rightarrow S2-$

Zgodnie z opracowaną metodą zmienne wyjściowe $Y_1 - Y_6$ są opisywane przez następujące funkcje:

$Y_1\ R = WP2$
$Y_2\ R = WP4$
$Y_3\ R = WP6$
$Y_4\ R = WP5$
$Y_5\ R = WP1$
$Y_6\ R = WP3$





Rys. 5 Program użytkowy sterujący pracą czterech siłowników zapisany za pomocą języka LD

$Y_1 S = S\,WP3 EZ1\,EZ3\,EZ4\,EZ5\,EZ6,$
$Y_2 S = WP2\,EZ1\,EZ2\,EZ3\,EZ5\,EZ6,$
$Y_3 S = WP4\,\overline{EZ1}\,\overline{EZ2}\,\overline{EZ3}\,\overline{EZ4}\,\overline{EZ5},$
$Y_4 S = WP6\,EZ1\,EZ2\,EZ3\,EZ4\,EZ6,$
$Y_5 S = WP5\,EZ2\,EZ3\,EZ4\,EZ5\,EZ6,$
$Y_6 S = WP1\,\overline{EZ1}\,\overline{EZ2}\,\overline{EZ4}\,\overline{EZ5}\,\overline{EZ6}.$

Na podstawie powyższych funkcji stworzono program użytkowy PLC, sterujący pracą trzech napędów pneumatycznych, który przedstawiono na rys. 5.

Podsumowanie

Procedury sekwencyjne są jednymi z najpowszechniej stosowanych w zautomatyzowanych przemysłowych procesach produkcyjnych. W związku z tym niezwykle istotną rolę odgrywają metody modelowania i programowania tego typu procedur. Dotychczas opracowana w Laboratorium Podstaw Automatyzacji Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej metoda Grafpol była bardzo pracochłonna i dość uciążliwa w praktycznym stosowaniu. Wynikało to z konieczność graficznego przedstawiania zależności f_p, f_t, $f_p * f_t$, opisujących funkcje zmiennych wyjściowych układu sterowania. Dlatego też podjęto odpowiednie kroki, których celem było opracowanie metodymodelowania i programowania procedur sekwencyjnych, bez konieczności graficznego przedstawiania zmiennych sterujących, tylko w oparciu o algorytm sterowania. Ich efektem jest opracowanie metody, która umożliwia modelowanie procedur sekwencyjnych bezpośrednio na podstawie algorytmu sterowania zapisanego za pomocą sieci Grafpol GS.

Literatura

[1] Mikulczyński T.: Automatyzacja procesów produkcyjnych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2006.

mgr inż. Łukasz Dworzk
mgr inż. Sergiusz Cisowski
prof. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński

21 ST WORLD MINING CONGRESS & EXPO 2008

KONGRES
Fundacja dla AGH, Kraków
7–11 września 2008
tel. 012 617 46 05
012 617 46 04
fax 012 617 46 04
e-mail: office@wmc-expo2008.org
www.wmc-expo2008.org

Wystawa MINING EXPO
EXPO SILESIA, Sosnowiec
9–12 września 2008
tel. 032 78 87 511, 032 78 87 512
032 78 87 510
fax 032 78 87 526
e-mail: miningexpo@kolporter.com.pl
www.miningexpo.pl

Górniczy świat spotka się w Polsce
Wystawcy z Europy, Azji, Afryki i Australii

WRZESIEŃ 2008

HIROSS

Compressed Air Treatment
Osuszacze chłodnicze

Starlette	0,2-3,0 m³/min
PoleStar	4,0-110,0 m³/min
Quasar	130,0-350,0 m³/min
LCD	62,1-446,8 m³/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

Obliczenia płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych

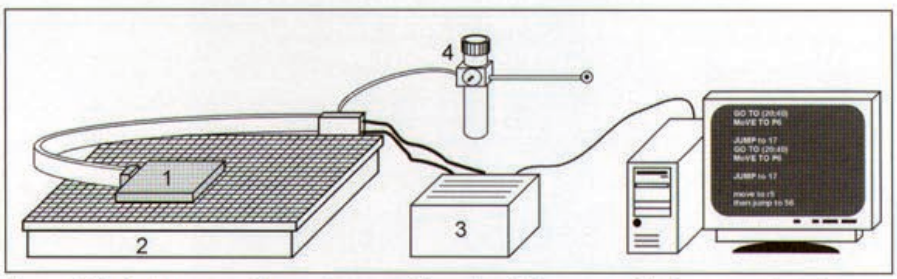
T. Huścio, Ś. Karpowicz, F. Siemieniako

Płaska aerostatyczna podpora współrzędnościowa z napędem elektromagnetycznym (planarny silnik krokowy) jest podstawowym elementem precyzyjnych współrzędnościowych układów pozycjonujących wyspecjalizowanych urządzeń (obrabiarek, maszyn pomiarowych, stołów montażowych stosowanych w mikroelektronice).

Współrzędnościowy układ pozycjonujący, przedstawiony na rys. 1, składa się: z płaskiej aerostatycznej podpory współrzędnościowej – twornik (ruchomy biegunnik) ze smarowaniem aerostatycznym (1); podstawy – nieruchomy stojan (induktor) (2); karty sterującej (3); zespołu przygotowania sprężonego powietrza (filtr, zawór redukcyjny) (4).

Usprawnienie procesu projektowania konstrukcji płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych z napędem elektromagnetycznym wymaga rozpoznania zjawisk fizycznych występujących w układzie, opracowania modelu matematycznego oraz przeprowadzenia symulacji komputerowej. Opis warunków pracy, założenia aerostatycznej teorii smarowania współpracujących powierzchni płaskich oraz model cieplny układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa przedstawiono w artykule (Huścio T., Siemieniako F., 2003). Dyskretny model matematyczny przepływu powietrza przez układ podpora – szczelina powietrzna – podstawa przedstawiono w artykule (Huścio T., Karpowicz ś., 2004). Model matematyczny powstał na podstawie analizy teoretycznej, dotyczącej przepływu powietrza przez elementy dławiące i szczelinę smarową (powietrzną) [1, 2, 3].

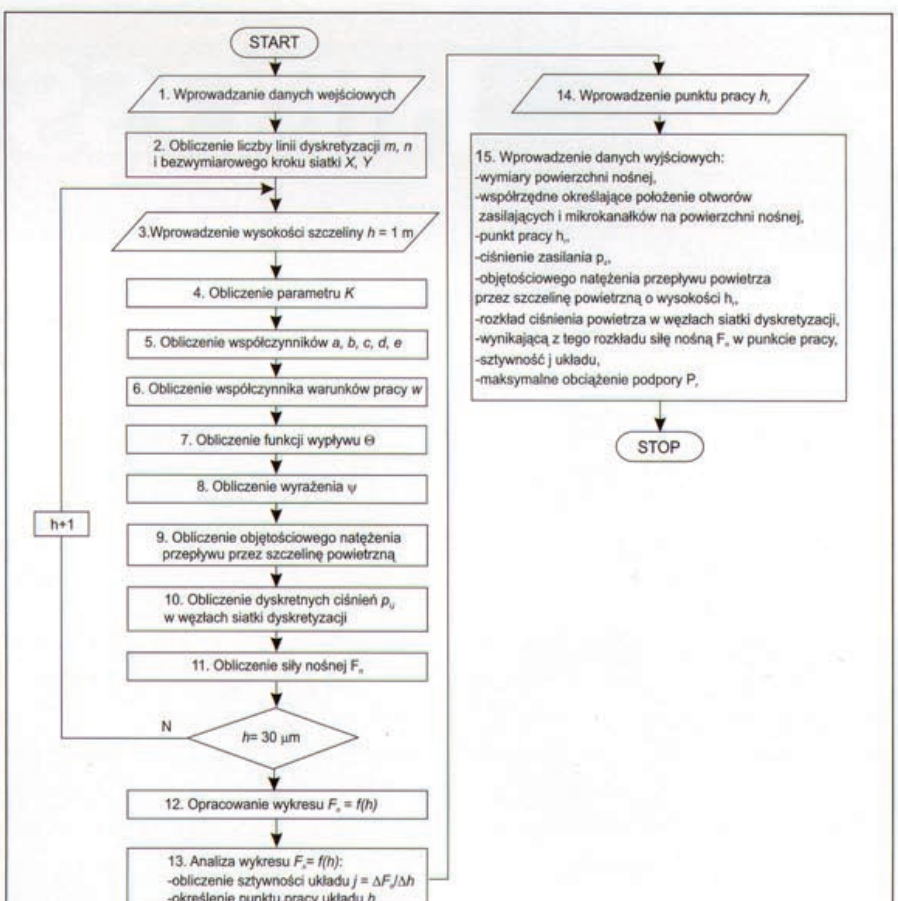
W artykule przedstawiono algorytm obliczeń płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych. Zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych opracowane w programie SPAP^{AERO}.



Rys. 1 Podstawowe elementy współrzędnościowego układu pozycjonującego z napędem elektromagnetycznym

Algorytm obliczeń płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych

Na rys. 2 przedstawiono algorytm obliczeniowy programu komputerowego SPAP^{AERO}. Program ten umożliwia wyznaczenie rozkładu ciśnienia powietrza p w szczelinie i wynikającej z tego rozkładu siły nośnej F_n oraz opracowanie wykresu siły nośnej F_n w funkcji wartości szczeliny h. Analiza uzyskanego wykresu $F_n = f(h)$ pozwala wyznaczać sztywność j oraz punkt pracy h_r układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa. Sztywność



Rys. 2 Algorytm obliczeniowy płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych

j jest miarą zdolności podpory aerostatycznej do przeciwstawiania się obciążeniom zewnętrznym. Przejawem działania obciążeń zewnętrznych P_r jest zmiana grubości warstwy nośnej h (szczeliny powietrznej) w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa.

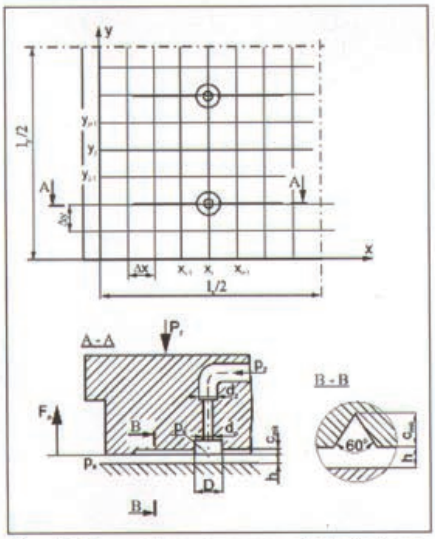
Na rys. 2 oznaczono: K – bezwymiarowy parametr zależny od przekroju poprzecznego mikrokanałka (dla mikrokanałka o profilu trójkąta równobocznego

$$K = \frac{c_{mk}^{4}}{5\sqrt{3}\cdot l\cdot h^{3}});$$

a, b, c, d, e – współczynniki równania opisującego przepływ powietrza w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa, stałe dla każdego węzła siatki dyskretyzacji, zależne od rozmieszczenia mikrokanałków na powierzchni roboczej podpory; $\psi_{i,j}$ – wyrażenie zależne od występowania otworka zasilającego w węźle siatki dyskretyzacji ($\psi_{i,j}=P_z\cdot w\cdot\Theta$ jeżeli punkt (x_i, y_j) jest węzłem siatki położonym w otworku zasilającym szczelinę, $\psi_{i,j}=0$ w pozostałych węzłach siatki).

Obliczenia

Badania symulacyjne zostały przeprowadzone w programie SPAP^{AERO} [6] dla układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa przedstawionego na rys. 3.



Rys. 3 Charakterystyczne wielkości geometryczne, ciśnienia oraz siły występujące w podporze

Dane wejściowe:

1) Wielkości geometryczne: l_x = 146 mm, l_y = 146 mm, Δx – krok siatki dyskretyzacji na osi x, Δy – krok siatki dyskretyzacji na osi y, $d_o=0{,}285\cdot10^{-3}$[m], $D=2{,}85\cdot10^{-3}$ [m], $c_{mk}=0{,}15\cdot10^{-3}$ [m]; 2) Ciśnienia: p_z = 0,32 MPa, p_a = 0,1 MPa; 3) Właściwości gazu zasilającego (powietrza): lepkość dynamiczna

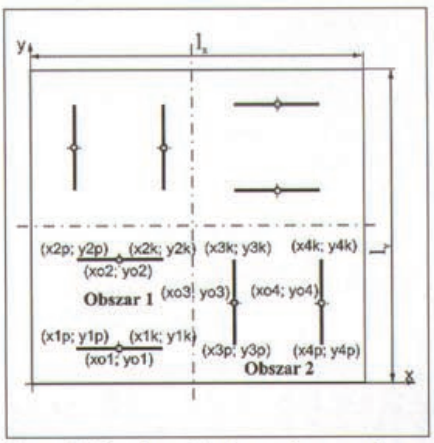
$$\mu = 1{,}8\cdot10^{-5}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$$

gęstość powietrza atmosferycznego

$$\rho_a = 1{,}25[\frac{kg}{m^3}]$$

$$R = 287[\frac{N\cdot m}{kg\cdot K}]$$

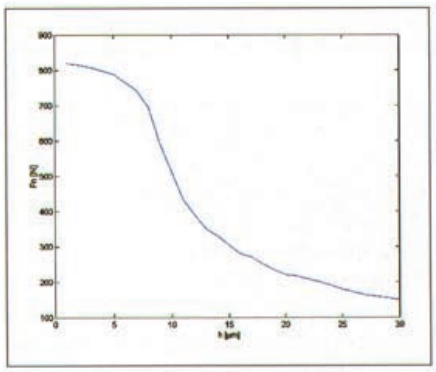
T = 293 [K]; 4) Rozmieszczenie otworów zasilających szczelinę powietrzną oraz rowków rozprowadzających powietrze (mikrokanałków) na powierzchni nośnej podpory (rys. 4). Ponieważ geometria powierzchni roboczej podpory jest centralnie symetryczna, wystarczy podać współrzędne na obszarze 1 i obszarze 2.



Rys. 4 Powierzchnia nośna podpory aerostatycznej

W wyniku symulacji komputerowej otrzymano wykres siły nośnej F_n w funkcji wartości szczeliny h. Charakterystykę $F_n = f(h)$ układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa przedstawiono na rys. 5. Z otrzymanej charakterystyki wyznaczono sztywność j układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa.

$$j = \frac{\Delta F_n}{\Delta h} = \frac{695-390}{12-8} = 76{,}25\frac{N}{\mu m} \quad (1)$$



Rys. 5 Wykres siły nośnej w funkcji wartości szczeliny $F_n = f(h)$

Następnie dla zakresu wartości szczeliny $\Delta h = 8$–$12\,\mu m$, w którym sztywność podpory jest stała i maksymalna, określono punkt pracy $h_r = 12\,\mu m$ układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa.

Po wprowadzeniu do programu SPAP^{AERO} oszacowanej wartości punktu pracy h_r zostają obliczone następujące parametry:

- wartości ciśnienia $p_{i,j}$ na powierzchni podpory w węzłach siatki dyskretyzacji,
- wynikająca z tego rozkładu wartość siły nośnej F_n w punkcie pracy h_r,
- objętościowe natężenie przepływu powietrza przez szczelinę.

Weryfikacja

Założenia i wyniki obliczeń teoretycznych płaskiej aerostatycznej podpory współrzędnościowej zweryfikowano z danymi z literatury – danymi technicznymi podpory PRS-P-0.64-146-154-18 firmy Ruchservomotor (tabela 1) [8].

Podsumowanie

Istotną wadą podpór aerostatycznych jest ich ograniczona sztywność. Głównym problemem konstrukcyjnym podpór aerostatycznych jest zwiększenie wskaźnika sztywności statycznej bez zwiększania wymiarów powierzchni nośnej i przy określonym

Tabela 1 Weryfikacja wyników otrzymanych z badań symulacyjnych

Parametr	Wyniki badań symulacyjnych	Dane techniczne
Zakres pracy podpory Δh_r [μm]	8–12	8–12
Strumień masy zużywanego powietrza [l/min]	4,2	4
Siła nośna F_n [N]	390	360
Maksymalne obciążenie podpory P_r [N]	305	290

ciśnieniu powietrza zasilającego szczelinę powietrzną. Sztywność układu może być zwiększana do żądanej wartości sposobami konstrukcyjno-eksploatacyjnymi. Realizacja tego celu wymaga opracowania modelu płaskiej aerostatycznej podpory i przeprowadzenia badań modelowych układu (symulacji komputerowej).

Do obliczeń parametrów eksploatacyjnych oraz podstawowej charakterystyki podpory (zależności siły nośnej w funkcji wysokości szczeliny $F_n = f(h)$) opracowano program komputerowy SPAP^{AERO}. Obliczenia przeprowadzone w tym programie przyspieszają proces projektowania urządzeń z podporami aerostatycznymi, w którym często zachodzi konieczność wstępnej oceny różnych wariantów geometrii podpór oraz obliczeń ich oczekiwanych parametrów eksploatacyjnych (siła nośna F_n, objętościowe natężenie przepływu powietrza) i konstrukcyjnych (sztywność j podpory, przewidywane obciążenia P_r). Wyniki obliczeń uzyskane podczas symulacji komputerowej umożliwiają wybór pożądanego w określonym urządzeniu wariantu konstrukcji podpory aerostatycznej.

Literatura

[1] Kazimierski Z., Krysiński J.: Łożyskowanie gazowe i napędy mikroturbinowe. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1981.

[2] Pinegin S.V., Orlov A.V., Tabacnikov J. B.: Precizionnye opory kacenija i opory s gazovoj smazkoj: spravocnik. Moskva, Mašinostroenie, 1984.

[3] Sejnberg S.A., Zed' V.P., Siseev M.D.: Opory skol'zenija s gazovoj smazkoj. Moskva, Mašinostroenie, 1969.

[4] Huścio T., Karpovich S.: Mathematical model of the gas flow through the relative base-air gap-absolute base system. Sovremennye metody proektirovanija mašin: respublikanskij mezvedomsvennyj sbornik nauènych trudov. Vyp.2, T.6. Technoprint Mińsk 2004, s. 107-111.

[5] Huścio T., Siemieniako F., Karpovich S.: Modelling of aerostatic bearings. Izvestia Belorusskoj Inzenernoj Akademii, 2003, p. 112-114.

[6] Huścio T.: Komputerowo wspomagana symulacja płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych. Program SPAP^{AERO} International Scientific-Technical Conference. Hydraulic and Pneumatics 2005. Problems and development tendencies in the beginning decade of the 21st Century, 2005, p. 145-150.

[7] Huścio T.: Computer simulation of a planar aerostatic two-coordinate relative base with electromagnetic drive. Mechanics Vol. 26 No. 3/2007.

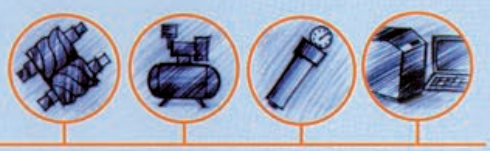
[8] Information on http:// www.ruch-serwomotor.com

Tomasz Huścio
Katedra Automatyki i Robotyki, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka
Światosław Karpowicz
Katedra Ciepłownictwa, Instytut Inżynierii i Ochrony Środowiska, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Białostocka
Franciszek Siemieniako
Katedra Automatyki i Robotyki, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka

TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ALMiG since 1923

LIDER TECHNOLOGII



AG Kompressoren Polska S.A.
02-288 Warszawa, ul. K. Kolumba 22
tel./fax: (0 22) 868 03 53
almig@almig.pl
www.almig.pl

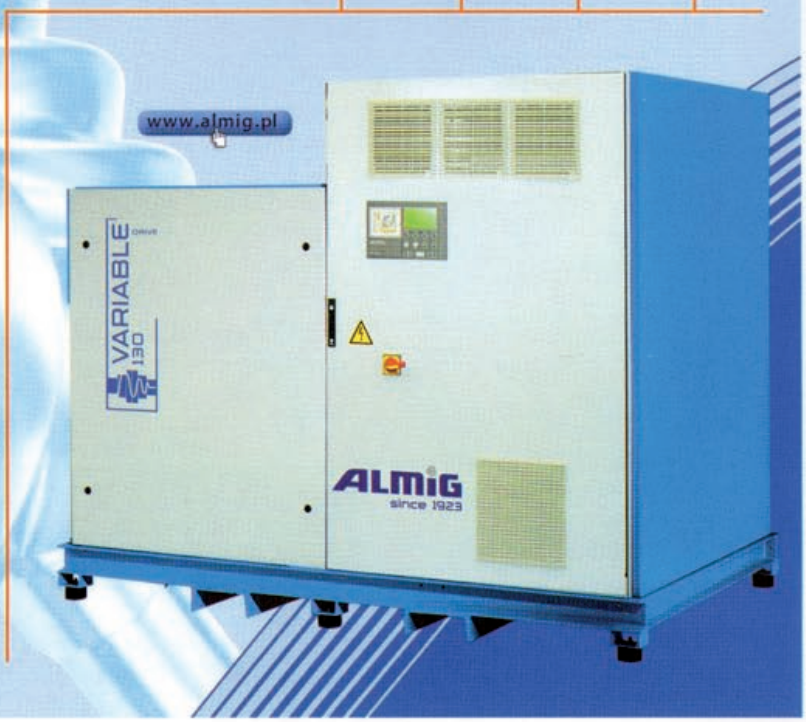
Oddziały:

80-717 Gdańsk
ul. Miałki Szlak 4/8
tel. 0 609 878 703

60-479 Poznań
ul. Strzeszyńska 33
tel. 0 609 878 713

44-207 Rybnik
ul. Gliwicka 109
tel. 0 609 888 978

51-642 Wrocław
ul. Olszewskiego 23/B-3
tel. 0 609 878 714



Metoda Graftech

w zastosowaniu do sterowania układów pneumatycznych cz. II

Rafał Więcławek

W pierwszej części artykułu przedstawiono metodę Graftech programowania sterowników PLC. Opisano język SFC oraz reguły modelowania elementów tej sieci za pomocą elementarnych operacji logicznych, takich jak iloczyn i suma, ustawianie i kasowanie bitów.

W tej części artykułu opisano zasady stosowania kwalifikatorów akcji. Przedstawiono także rozwiązania dotyczące sterowania w trybach automatycznym i krokowym, zatrzymania awaryjnego i alarmowania.

Kwalifikatory akcji

W języku SFC sterowanie akcjami jest realizowane za pomocą stowarzyszonych z nimi kwalifikatorów. Kwalifikatory akcji specyfikują, w jaki sposób określona akcja ma być uruchomiona i z jakimi ograniczeniami czasowymi.

W tabeli 1 zestawiono zdefiniowane w normie IEC 1131 kwalifikatory akcji [1]. Kwalifikatorom L, D, SD, DS i SL dodatkowo towarzyszy parametr określający czas trwania.

W metodzie Graftech opracowano zasady, które pozwalają na zamodelowanie zestawionych w tabeli 1 kwalifikatorów akcji. Zasady te, opracowane dla środowiska Step7, zebrano w tabeli 2. Symbole S2, S3... reprezentują flagi kroków przyporządkowane poszczególnym krokom. Jak łatwo zauważyć, w metodzie Graftech kwalifikatory akcji wpływają jedynie na instrukcje sterujące akcjami, natomiast nie mają wpływu na instrukcje sterujące flagami kroków.

Tryby pracy

W zautomatyzowanych procesach technologicznych często istnieje potrzeba sterowania nie tylko w trybie automatycznym, ale także krokowym [2]. W trybie pracy automatycznej kolejne kroki są realizowane sekwencyjnie, bez ingerencji obsługującego personelu, natomiast tryb pracy krokowej służy do sprawdzenia poprawności działania programu sterującego, ustawiania urządzenia w pozycji wyjściowej oraz do lokalizacji i usuwania błędów programu sterującego. Kolejne kroki są wówczas uruchamiane ręcznie za pomocą odpowiedniego przycisku, ale tylko wtedy, gdy są spełnione warunki włączenia tych kroków (tranzycje).

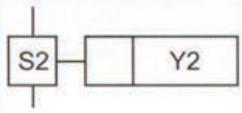
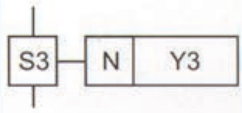
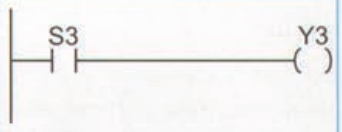
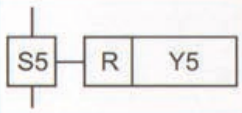
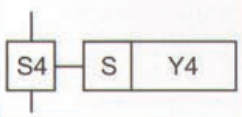
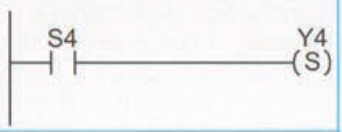
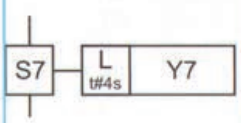
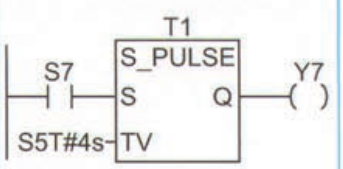
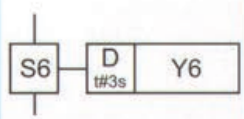
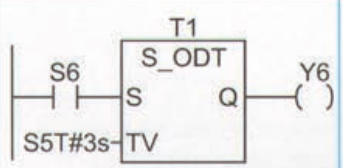
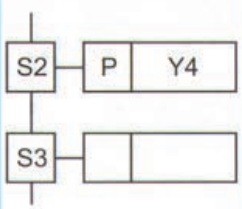
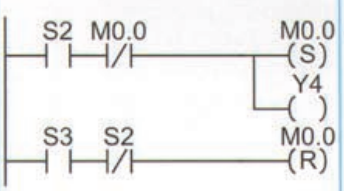
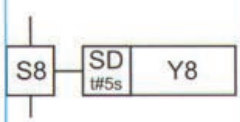
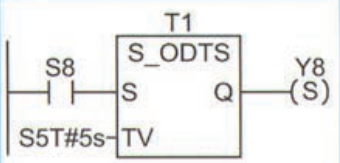
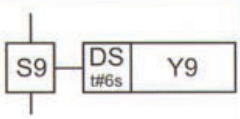
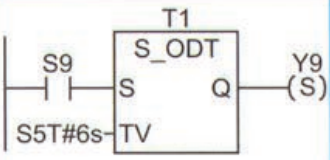
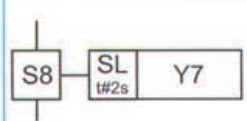
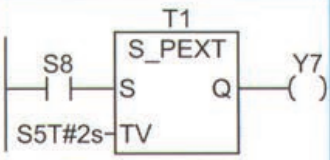
W metodzie Graftech realizacji wspomnianych trybów pracy dokonuje się za pomocą dodatkowego znacznika TRYB. Stanem tego znacznika steruje się w sposób pokazany na rys. 1a. Przycisk AUTO (stabilny) służy do przełączania trybów pracy, przycisk KROK (niestabilny) powoduje uruchomienie kolejnego kroku w trybie pracy krokowej, natomiast przycisk PAUZA (stabilny) powoduje zatrzymanie procesu w trybie pracy automatycznej w dowolnym momencie.

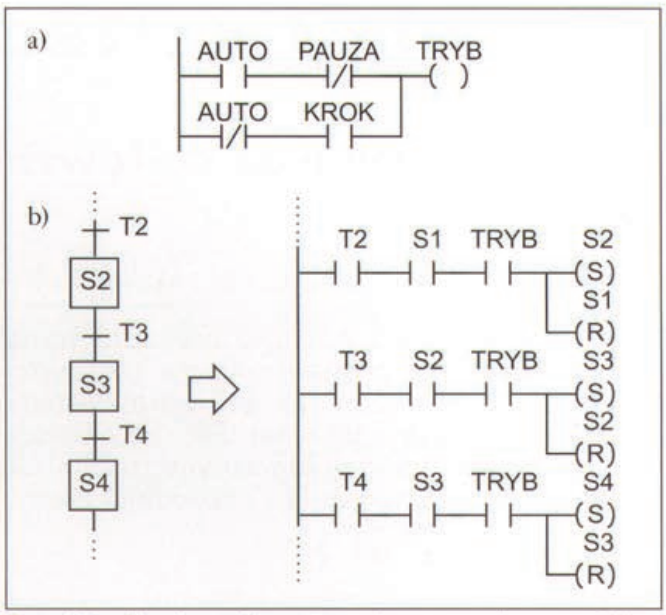
Znacznik TRYB należy umieścić w tych szczeblach programu, które sterują realizacją kroków (z wyjątkiem kroku początkowego), tak jak to pokazano na rys. 1b.

Tabela 1 Kwalifikatory akcji

Lp.	Kwalifikator	Opis
1	Brak	Akcja jest wykonywana tylko wtedy, gdy skojarzony krok jest aktywny.
2	N	Akcja jest wykonywana tylko wtedy, gdy skojarzony krok jest aktywny.
3	R	Akcja, która była ustawiona w innym kroku, jest kasowana.
4	S	Akcja będzie wykonywana nawet wtedy, gdy krok stanie się nieaktywny. Akcja powinna być skasowana w innym kroku przez użycie kwalifikatora R.
5	L	Akcja jest wykonywana przez zadany czas, pod warunkiem że skojarzony krok jest aktywny.
6	D	Określa opóźnienie, z jakim rozpocznie się akcja, która powinna być realizowana aż do końca aktywności kroku.
7	P	Akcja jest ustawiana tylko na jeden cykl sterownika.
8	SD	Akcja zostanie ustawiona po zadanym czasie (nawet wtedy, gdy skojarzony krok będzie już nieaktywny) i zapamiętana.
9	DS	Akcja zostanie ustawiona po zadanym czasie (tylko wtedy, gdy skojarzony krok będzie aktywny) i zapamiętana.
10	SL	Akcja jest wykonywana przez zadany czas, bez względu na to, jak długo skojarzony z nią krok jest aktywny.

Tabela 2 Zasady realizacji kwalifikatorów akcji w języku Step7

Lp.	Krok	Instrukcje sterujące akcjami
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		



Rys. 1 Realizacja trybów pracy: a) sterowanie znacznikiem TRYB, b) stosowanie znacznika TRYB

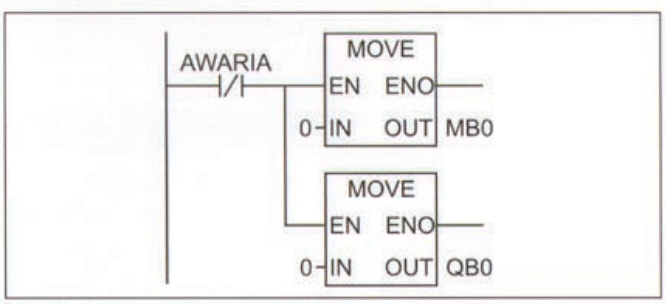
Zatrzymanie awaryjne

Jeśli istnieje potrzeba zatrzymania awaryjnego procesu, wówczas należy podłączyć jedno z wejść sterownika PLC (AWARIA) do przekaźnika bezpieczeństwa. Stan „0" na wejściu AWARIA powinien:

- wyzerować wszystkie flagi kroków,
- wyzerować wszystkie sygnały wyjściowe PLC.

Te zadania w środowisku STEP7 najprościej można zrealizować dzięki instrukcji MOVE, tak jak pokazano na rys. 2. Instrukcje te powinny się znajdować na końcu programu sterującego, a więc za instrukcjami sterującymi realizacją kroków oraz akcjami.

Ponadto programista musi zadbać o to, aby na wyjściu OUT instrukcji MOVE wpisać odpowiednie adresy zgodnie ze stosowanymi w programie sterującym znacznikami i wyjściami.

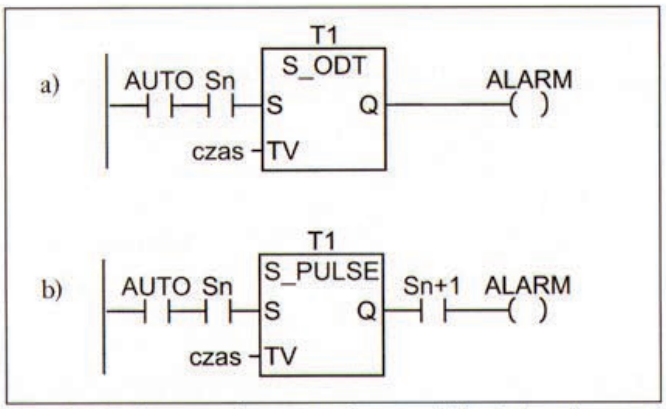


Rys. 2 Realizacja zatrzymania awaryjnego

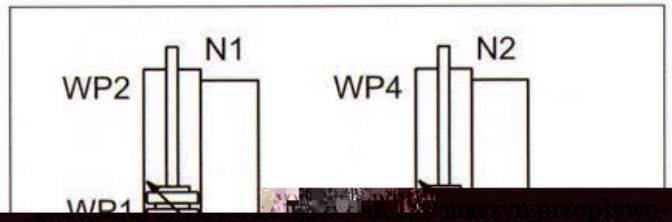
Po zatrzymaniu awaryjnym procesu ponowne uruchomienie w trybie pracy automatycznej lub krokowej będzie możliwe, gdy wszystkie urządzenia znajdą się w pozycji wyjściowej, czyli wtedy, gdy będzie spełniona tranzycja następująca po kroku początkowym.

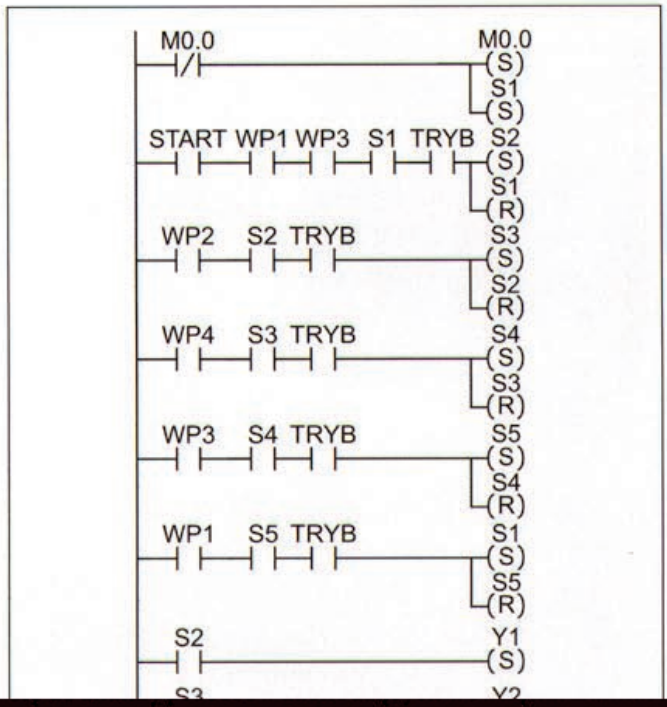
Sygnalizacja alarmów

W metodzie Graftech można również łatwo wykrywać i sygnalizować alarmy związane z przekroczeniem dopuszczalnych szybkości zmian wartości sygnałów wyjściowych. W tym celu mierzy się czas aktywności kroków. Zbyt krót-



Rys. 3 Monitorowanie czasu aktywności kroków: a) sygnalizacja zbyt długiego czasu realizacji kroku Sn, b) sygnalizacja zbyt krótkiego czasu realizacji kroku Sn





maszyn przepływowych został wprowadzony przez pierwszego z autorów na Politechnice Praskiej w roku 1983, a jego szczegóły są dostępne w skrypcie [1]. Jako użyteczne narzędzie, stosunkowo proste i łatwe do opanowania, wprowadzono opis problemu w postaci „czarnej skrzynki" – rys. 1.

Rys. 1 Idea opisu obwodu przepływowego w postaci „czarnej skrzynki"

rego maszyny są reprezentowane przez ekwiwalentny obwód, składający się z prostych składników podstawowych. W przypadku zależności kwadratowej stanowiącej model pompy lub dmuchawy pokazany na rys. 3 składa się on tylko z dwóch składników: pewnego idealnego źródła oraz pewnego dławika reprezentującego rozpraszanie energii płynu wewnątrz maszyny. Drugi z elementów opisu prowadzi do typowego spadku ciśnienia wyjściowego wywołanego wzrostem natężenia przepływu. Zasadniczo to samo podejście zostało tymczasem zastosowane w technice strumieniowej (technice mikrostrumieniowej) [2] i [3].

Model

Charakterystyka obciążeniowa pompy lub dmuchawy, ogólnie maszyny przepływowej, jest zależnością między zmienną wyczerpieniową a zmienną przepływową. Zmienną wyczerpieniową (analogiczną do napięcia w obwodach elektrycznych) jest zazwyczaj różnica ciśnień na wejściu i wyjściu maszyny. Zmienną przepływową (analogiczną do na-

Przykład

Zastosowanie opisanych rozwiązań pokazano na przykładzie algorytmu realizowanego przez dwa napędy pneumatyczne: N1 i N2 (rys. 4). Układ sterowania powinien zapewnić realizację następującej sekwencji ruchów: wysuw siłownika N1, wysuw siłownika N2, wsuw siłownika N2, wsuw siłownika N1. Dodatkowo zakłada się, że wsuw siłownika N2 powinien nastąpić po upływie 3 s od momentu osiągnięcia pozycji WP4=1. Jeśli czas wysuwu siłownika N1 przekroczy 10 s, układ sterowania powinien zasygnalizować ten stan przez ustawienie wyjścia ALARM. Wymaga się także możliwości sterowania w trybach automatycznym i krokowym.

Dla tak sformułowanego algorytmu sterowania sieć SFC ma postać pokazaną na rys. 5. Zastosowano w nim trzy kwalifikatory akcji: S, R i DS. Program użytkowy wyznaczony metodą Graftech przedstawiono na rys. 6. Użytym w programie symbolom: S1, S2, S3, S4, S5, przyporządkowano następujące flagi kroków: M0.1, M0.2, M0.3, M0.4 i M0.5.

Podsumowanie

W artykule przedstawiono zasady realizacji metodą Graftech kwalifikatorów akcji stosowanych w języku SFC. Zasady te opracowano dla środowiska STEP7, ale można je z powodzeniem stosować także w przypadku innych narzędzi programowania sterowników PLC. Zaproponowano także rozwiązania dotyczące zatrzymania awaryjnego, alarmowania oraz sterowania w trybach automatycznym i krokowym.

Tabela 3 Deklaracje zmiennych występujących w programie użytkowym

ZMIENNA	SYMBOL
I0.1	WP1
I0.2	WP2
I0.3	WP3
I0.4	WP4
I0.5	START
I0.6	AUTO
I0.7	PAUZA
I1.0	KROK
I1.1	AWARIA
Q0.1	Y1
Q0.2	Y2
Q0.3	Y3
Q0.4	ALARM
M0.1	S1
M0.2	S2
M0.3	S3
M0.4	S4
M0.5	S5
M1.0	TRYB

Literatura

[1] Legierski T.: Programowanie sterowników PLC. Gliwice, Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego, 1998.

[2] IEC 1131 Programmable Controllers.

Streszczenie

W pierwszej części artykułu przedstawiono metodę Graftech programowania sterowników PLC. Opisano język SFC oraz reguły modelowania elementów tej sieci za pomocą elementarnych operacji logicznych, takich jak iloczyn i suma, ustawianie i kasowanie bitów. W tej części artykułu opisano zasady stosowania kwalifikatorów akcji. Przedstawiono także rozwiązania dotyczące sterowania w trybie automatycznym i krokowym, zatrzymania awaryjnego i alarmowania

Summary

Application of Graftech method in pneumatic systems controlling

In the first part of the article, the Graftech method of programming PLC controllers is presented. The SFC language is described, as well as principles of modelling this network components by means of logic operations, like product and sum, setting and cancelling bites. In this part, principles of using the action qualifiers are described. Solutions related to control in automatic and step mode, emergency stop and alarming are also presented.

dr inż. Rafał Więcławek
Politechnika Wrocławska

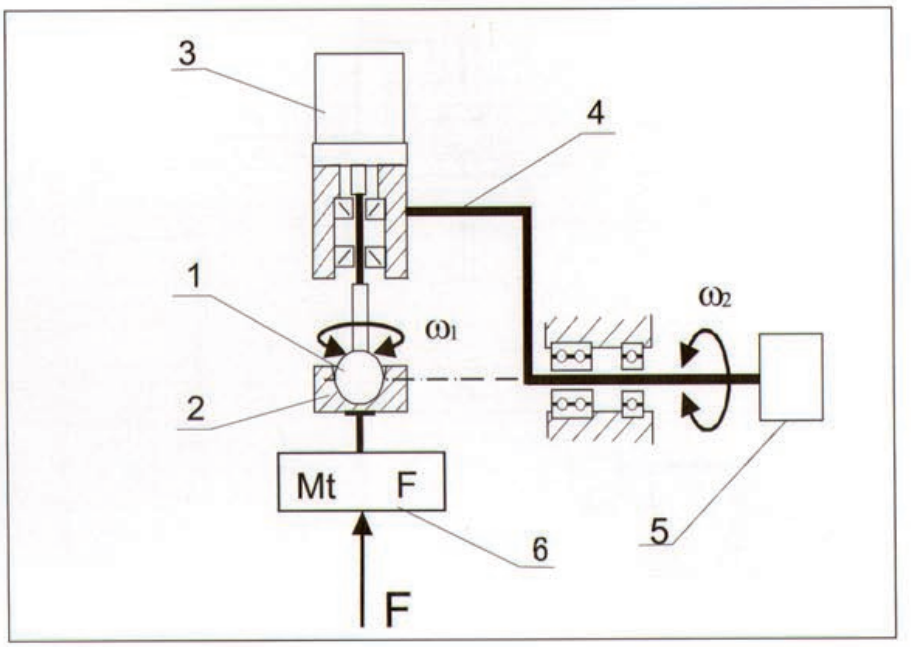
Pneumatyczne układy wykonawcze symulatora do badania przegubów kulistych

K. Matecki, T. Samborski, S. Kozioł

Przeguby kuliste stanowią ruchowe połączenia elementów maszyn i mechanizmów, które z racji pełnionych funkcji najczęściej wykonują wzajemne ruchy o złożonej kinematyce oraz oddziałują na siebie siłami zmiennymi co do wartości i kierunku. Taki charakter współpracy pary ślizgowej przegubu, składającej się najczęściej z kuli i dopasowanej do niej czaszy (panewki), stwarza trudne do zdefiniowania i zamodelowania warunki tworzenia warstewki środka smarowego oddzielającej trące się powierzchnie.

Ocena skuteczności działania środka smarowego w przegubie i jego trwałości jest w związku z tym niemożliwa do przeprowadzenia wyłącznie na podstawie danych dotyczących jego parametrów pracy. Zagadnienie trwałości przegubu nabiera szczególnego znaczenia w przypadku, gdy pracuje on w warunkach nietypowych ze względu na rodzaj skojarzenia materiałowego czy otaczającego środowiska, gdyż jego stosowanie ma duży wpływ na bezpieczeństwo i zdrowie człowieka. Takim szczególnym przypadkiem przegubu kulistego jest proteza stawu biodrowego. Stosowane obecnie rozwiązania protezy wymagają dalszego doskonalenia pod względem trwałości i biokompatybilności wykorzystywanych w niej materiałów.

W Instytucie Technologii Eksploatacji – PIB w Radomiu został opracowany i wykonany specjalny symulator do badania przegubów kulistych, pozwalający na badanie trwałości i tarcia w przegubach przy zmiennych w czasie wymuszeniach kinematycznych i dynamicznych, w którym zastosowano pneumatyczne układy wykonawcze. Schemat kinematyczny symulatora przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1 Ogólny schemat kinematyczny symulatora: 1 – czop kulisty badanego przegubu, 2 – panewka przegubu, 3 – napęd czopa, 4 – głowica napędowa czopa kulistego, 5 – napęd głowicy, 6 – układ pomiarowy obciążenia węzła tarcia

Istotą opracowanego nowatorskiego rozwiązania jest zastosowanie niezależnych, sterowanych komputerowo napędów ruchu obrotowego czopa kulistego względem panewki ω_1, ruchu wahliwego czopa względem panewki ω_2 i zmiennego w czasie obciążenia przegubu F. Zmienne w czasie przebiegi tych parametrów mogą być dowolnie programowane i realizowane niezależnie od siebie lub zestawiane w określone zsynchronizowane sekwencje symulujące rzeczywiste przebiegi wymuszeń. Chwilowe położenia elementów układu badawczego, ich prędkości, obciążenia, siły i momenty tarcia są mierzone za pomocą zainstalowanej w symulatorze aparatury pomiarowej i rejestrowane w komputerze sterującym. Dwa spośród układów wykonawczych symulatora zostały zbudowane z wykorzystaniem zaawansowanych rozwiązań pneumatycznych. Są to:

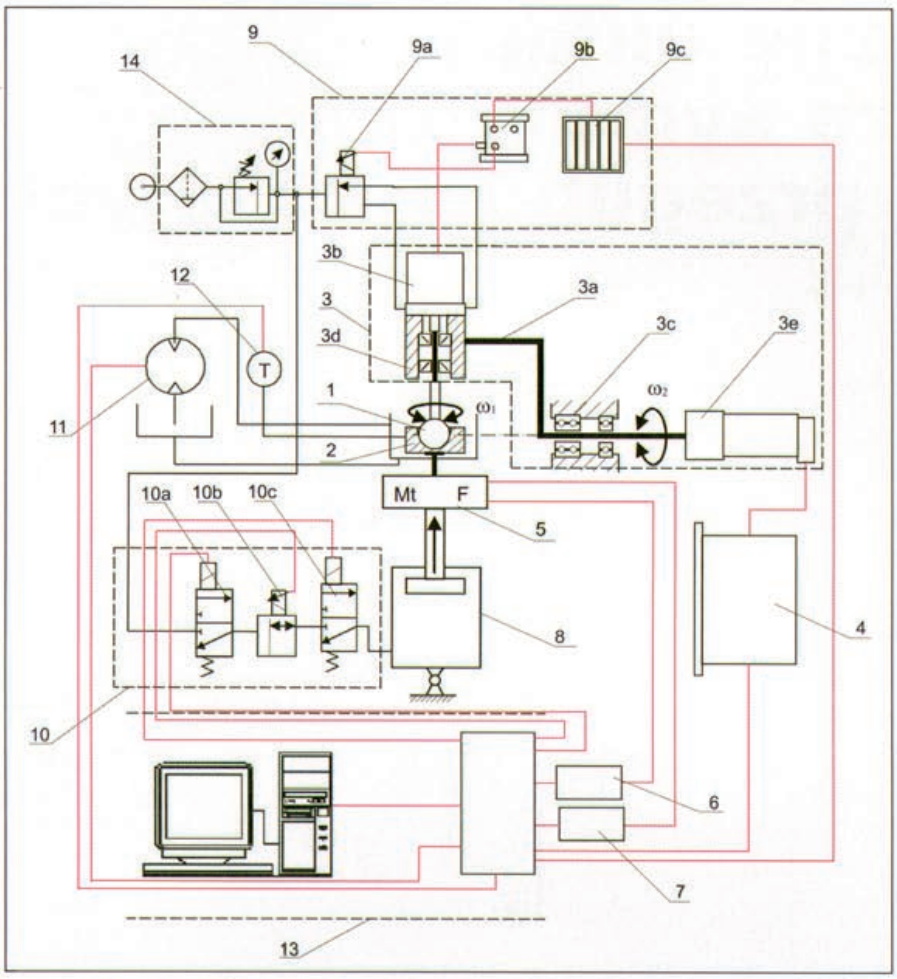
- napęd ruchu obrotowego kulistego czopa przegubu ω_1 (rys. 1),
- układ obciążający przegub zmienną siłą F (rys. 1).

Do budowy tych układów wykorzystano rozwiązania techniczne oferowane przez firmę FESTO.

Budowa i zasada działania pneumatycznych układów wykonawczych

Na rys. 2 przedstawiono schemat układów wykonawczych i sterujących całego symulatora, zawierający między innymi omawiane układy.

Elementem napędowym kulistego czopa przegubu jest kompaktowy, przeznaczony do zabudowy w małych przestrzeniach moduł wahadłowy DSMI-40-270, ze zintegrowanym potencjometrem jako kątowym enkoderem położenia wałka napędowego. Realizuje on ruch rotacyjny w zakresie 0–270°, osiągając moment obrotowy do 20 Nm. Wyposażony jest w podłączony do niego przez kabel i interfejs osi SPC-AIF-POT-LWG sterownik SPC200/P01 o modułowej konstrukcji, służący do pneumatycznego pozycjonowania. Napędy zintegrowane ze sterownikiem mogą



Rys. 2 Schemat symulatora: 1 – czop kulisty, 2 – panewka, 3 – zespół głowicy czopa, 3a – korpus głowicy, 3b – pneumatyczny napęd obrotowy czopa, 3c – łożyskowanie korpusu głowicy, 3d – łożyskowanie uchwytu czopa, 3e – napęd głowicy, 4 – sterownik napędu głowicy, 5 – zespół czujników pomiarowych siły ze wzmacniaczami 6 i 7, 8 – siłownik pneumatyczny, 9 – układ sterujący pneumatycznym napędem obrotowym z zaworem proporcjonalnym 9a, kontrolerem położenia 9b oraz sterowaniem kontrolera 9c, 10 – układ sterujący zadawaniem obciążenia z zaworami sterującymi 10a i 10c oraz zaworem proporcjonalnym 10b, 11– zespół dozujący ciecz roboczą, 12 – czujnik pomiaru temperatury cieczy roboczej, 13 – układ sterowania oraz akwizycji danych, 14 – blok przygotowania sprężonego powietrza

osiągać prędkości liniowe do 3 m/s, przyspieszenia do 30 m/s^2 i dokładności pozycjonowania od ±0,2 mm do ±0,8 mm. Moduł wahadłowy zasilany jest sprężonym powietrzem poprzez zawór proporcjonalny przepływu MPYE-5-1/8-LF-010-B z funkcją bezstopniowej regulacji prędkości obrotowej oraz funkcją zaworu 5/3 dla zmiany kierunku obrotów, używany również w układzie do amortyzacji i pozycjonowania.

Tak skonfigurowany napęd charakteryzuje się płynną pracą, dużą żywotnością oraz wysoką wydajnością techniki regulacji. Wszystkie dane konfiguracyjne SPC200 można wyświetlić i edytować za pomocą prostego panelu sterującego. Oprogramowanie WinPISA zapewnia proste uruchamianie, programowanie i diagnozowanie pracy napędu w środowiskach Windows 98, NT, 2000 i XP.

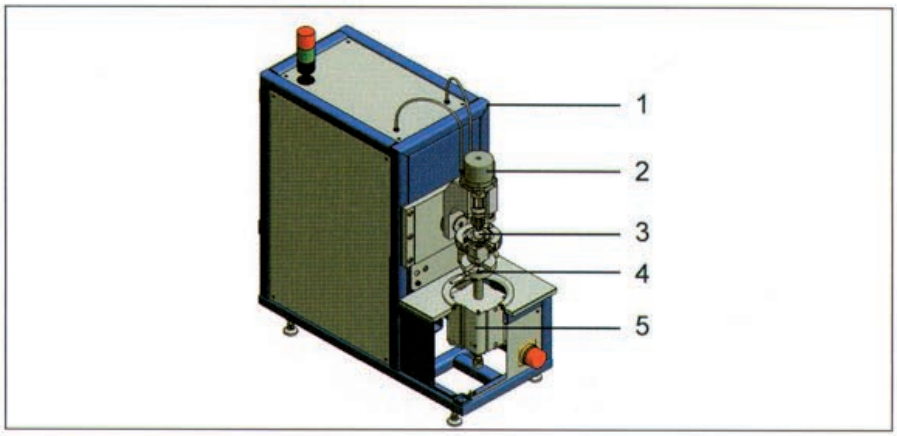
Elementem wykonawczym w układzie obciążania jest siłownik kompaktowy dwustronnego działania ADVU-10-80-P-A, zasilany sprężonym powietrzem o ciśnieniu do 7 barów poprzez następujący układ zaworów:

- zawór CPE14-M1BH-3GL-QS-8 (10a),
- zawór proporcjonalny ciśnienia MPPE-3-1/8-10-420-B (10b),
- zawór CE1P4-M1BH-5J-QS-8 (10c).

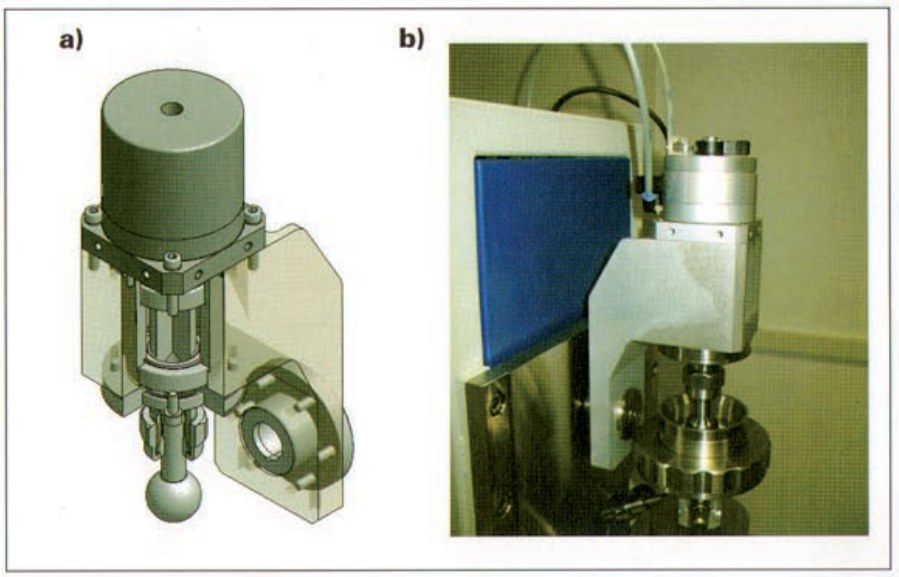
Zawór MPPE pełni funkcję regulatora ciśnienia w celu uzyskania zmiennego przebiegu czasowego obciążenia wywieranego przez siłownik oraz dokładnego nastawiania zadanych wartości siły. Wartości ciśnienia mogą być zadawane w postaci analogowego sygnału napięciowego 0 – 10 V lub prądowego 4–20 mA. Układ służy do zadawania obciążenia stałego lub zmiennego w czasie na badany przegub. Pomiar wartości rzeczywistych obciążeń realizowany jest zewnętrznym czujnikiem siły. Wartości zadawanych obciążeń mogą dochodzić do 4kN.

Rozwiązania konstrukcyjne układów wykonawczych

Symulator został zaprojektowany w formie zwartej konstrukcji umieszczonej we wspólnej obudowie. Jego wymiary i masa pozwalają na ustawienie całego urządzenia na stole laboratoryjnym. Budowę symulatora przedstawia rys. 3. Na szczególną uwagę zasługują płaskie boczne ściany bez wystających elementów, co pozwala na łączenie kilku symulatorów w zwie-



Rys. 3 Budowa symulatora: 1 – obudowa z układami sterowania i napędem elektrycznym, 2 – pneumatyczny napęd obrotowy, 3 – ramię głowicy czopa, 4 – badany przegub kulisty, 5 – zespół czujników pomiarowych obciążenia i momentów tarcia, 6 – siłownik układu obciążania

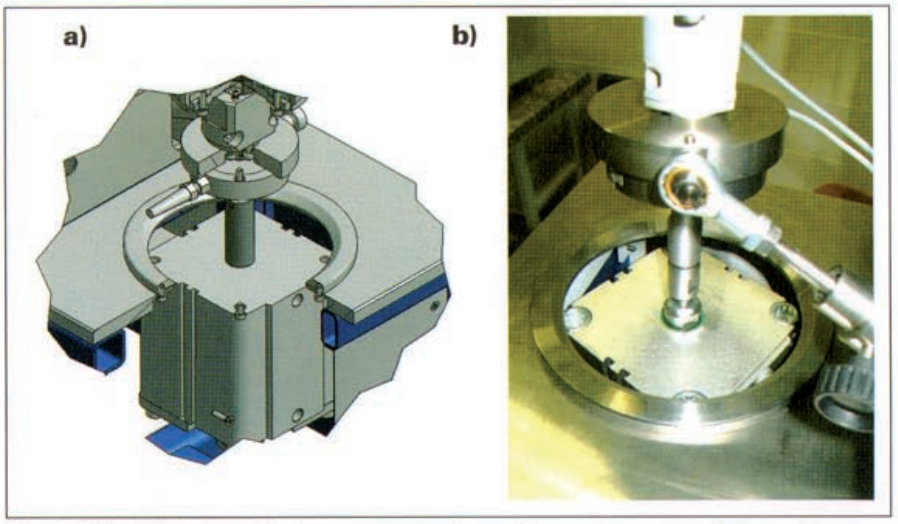


Rys. 4 Głowica symulatora z pneumatycznym napędem obrotowym: a – komputerowy model przestrzenny, b – fotografia wykonanej głowicy

lokrotniony układ badawczy, wspólnie zasilany i sterowany w celu poddania jednoczesnym długotrwałym badaniom kilku przegubów.

Pneumatyczny napęd obrotowy, realizujący rewersyjny ruch obrotowy kulowego czopa przegubu ω_1 (rys. 1), jest umieszczony na wychylnym ramieniu 3 (rys. 3). Wywołanie wahadłowego ruchu ω_2 realizowanego przez napęd elektryczny wymaga wprawienia w ruch całego ramienia wraz z łożyskowaniem czopa i napędem. Na etapie opracowania konstrukcji rozważano zastosowanie w tym miejscu elektrycznego zespołu napędowego, jednak jego znaczna masa i długość wiązałyby się z dużym momentem bezwładności układu względem osi poziomej. Spowodowałoby to wystąpienie znacznych obciążeń dynamicznych w ruchu wahadłowym oraz ograniczenie jego częstotliwości. Pneumatyczny układ wykonawczy został tu zastosowany głównie ze względu na niewielką masę i wymiary. Dodatkowo w celu zmniejszenia momentu bezwładności głowicy wspornik wykonano ze stopu aluminium. Głowicę symulatora z pneumatycznym napędem obrotowym przedstawia rys. 4.

Układ obciążenia badanego przegubu zmienną siłą pionową przyłożoną od dołu – od strony panewki przegubu, został zbudowany z wykorzystaniem siłownika pneumatycznego (rys. 5). Na tłoczysku siłownika zostały zainstalowane: tensometryczny czujnik momentu obrotowego mierzący wartość momentu tarcia w przegubie, tensometryczny czujnik siły mierzący aktualną wartość siły obciążającej i na samej górze zespół mocowania panewki przegubu.



Rys. 5 Układ obciążania badanego przegubu: a – komputerowy model przestrzenny, b – fotografia wykonanego układu

Najważniejszymi zaletami takiej konstrukcji są:

- możliwość wywierania znacznej, zmiennej w czasie siły docisku panewki do czopa za pomocą prostego i łatwego do sterowania układu,
- uzyskanie samonastawnego układu obciążającego i pomiarowego dzięki wahliwemu zamocowaniu dolnego końca siłownika pneumatycznego, co zabezpiecza przed występowaniem w przegubie niezidentyfikowanych obciążeń poprzecznych.

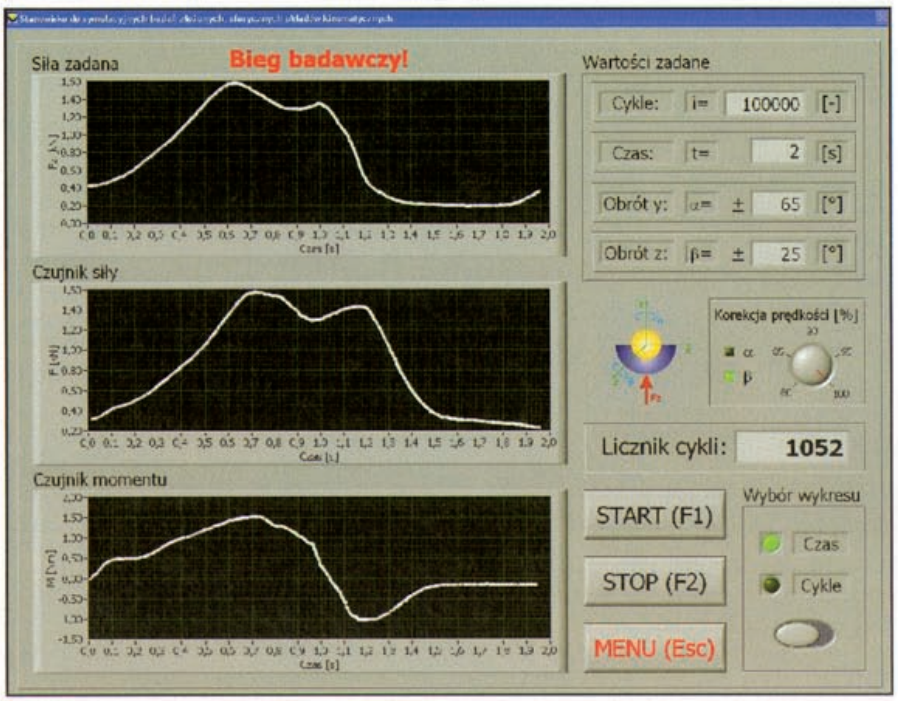
Sterowanie układami wykonawczymi i pomiarami oraz realizowane przebiegi badawcze

Zadaniem systemu sterującego symulatora jest zapewnienie synchronicznego ruchu wahadłowego ω_1 i ω_2 oraz równoczesne wywołanie docisku panewki do czopa kulistego według zadanej charakterystyki. Zadaniem systemu pomiarowego jest zsynchronizowana z pracą urządzenia akwizycja sygnałów z przetworników pomiarowych siły i momentu. Pracą systemu zarządza aplikacja sterująco-pomiarowa, pracująca na komputerze PC, stworzona w graficznym środowisku LabView [3, 4].

Ruch wahadłowy jest realizowany przez dwa serwonapędy: pneumatyczny Festo [2] oraz elektryczny Bosch Rexroth [1]. Oba napędy pracują w trybie pozycjonowania, polegającym na wyborze zdefiniowanych bloków pozycyjnych. W każdym bloku można zaprogramować pozycję docelową, prędkość i przyspieszenie. W sterownikach obu napędów zaprogramowano 31 bloków pozycyjnych. Umożliwia to wybór zakresów kątowych ruchu wahadłowego i różnych czasów powtarzania cykli. Dodatkowo w obu napędach zaprogramowano pozycję zerową, na której bieg badawczy zaczyna się i kończy.

Charakterystyka obciążenia jest zadawana za pomocą sygnału analogowego z karty sterująco-pomiarowej. Docisk pneumatyczny umożliwia między innymi odtwarzanie charakterystyki obciążenia symulującego chód człowieka. Korekcja wykresu obciążenia jest możliwa poprzez edycję lub zmianę pliku wejściowego.

Podczas procesu badawczego rejestrowane są sygnały z czujników siły i momentu obrotowego oraz zliczane cykle. Dane uzyskane z czujnika siły stanowią rzeczywistą wartość siły



Rys. 6 Okno wizualizacji biegu badawczego

obciążającej badany przegub, a dane z czujnika momentu informują o występujących oporach ruchu w przegubie. Wyniki pomiarów są na bieżąco wizualizowane w postaci wykresów w funkcji czasu. Na podstawie tych wyników oceniane są procesy tribologiczne zachodzące w badanym obiekcie.

Zadaniem programu sterująco-pomiarowego jest sterowanie pracą poszczególnych modułów oraz zarządzanie procesem pomiarowym. Po uruchomieniu aplikacji w opcji TEST możliwe jest sprawdzenie poprawności działania poszczególnych układów wchodzących w skład urządzenia. Poprzez zadawanie pozycji docelowych sprawdza się prawidłowość działania napędów, natomiast zadając obciążenie, kontroluje się funkcjonowanie docisku pneumatycznego. Możliwe jest również sprawdzenie wskazań przetworników pomiarowych i przeprowadzenie korekcji poprzez zmianę współczynników skalujących.

W oknie POMIAR wprowadza się parametry biegu (zakres kątowego przemieszczenia obu serwonapędów, czas pojedynczego cyklu, ilość cykli i charakterystykę siły obciążającej). Po wprowadzeniu danych identyfikujących badanie uruchamia się bieg badawczy i pojawia się okno wizualizacji rozpoczętego badania (rys. 6).

W trakcie badania na wykresach prezentowane są przebiegi siły zadanej oraz sygnałów z czujników siły i momentu. W programie można dokonać wyboru rodzaju wyświetlanego wykresu z przetworników pomiarowych. Dostępne są wykresy w funkcji czasu i ilości cykli. Podczas biegu badawczego dane pomiarowe zapisywane są do pliku raportu. Wyniki przeprowadzonego biegu badawczego można wydrukować w formie standardowego raportu.

Podsumowanie

Przedstawiony symulator do badania przegubów kulistych jest zaawansowanym, złożonym urządzeniem badawczym, w którym zastosowano sterowane komputerowo pneumatyczne układy wykonawcze. Właściwościami, które zdecydowały o zastosowaniu takich rozwiązań, są: możliwość realizacji zmiennego w czasie (według zaprogramowanego cyklu) obciążenia badanego obiektu oraz rewersyjnego ruchu obrotowego o regulowanym kącie i częstotliwości przez napęd o niewielkiej masie. Sposób sterowania pracą tych układów pozwolił na zintegrowanie ich w jednym urządzeniu z serwonapędem elektrycznym i tensometrycznymi układami pomiarowymi.

Praca naukowa finansowana ze środków Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego, wykonana w ramach realizacji Programu Wieloletniego pn. „Doskonalenie systemów rozwoju innowacyjności w produkcji i eksploatacji w latach 2004–2008".

Literatura

[1] Rexroth IndraDrive Firmware for Drive Controllers MPH-04, MPB-04, MPD-04. Bosch Rexroth AG 2006.

[2] Smart Positioning Controller SPC200 System Manual. Festo 2005.

[3] M Series User Manual. National Instruments Corporate 2007.

[4] LabVIEW User Manual. National Instruments Corporate 2003.

Streszczenie

W artykule przedstawiono rozwiązanie techniczne symulatora do badania przegubów kulistych, w którym wykorzystano sterowane komputerowo pneumatyczne układy wykonawcze. Do zadawania zmiennego obciążenia zastosowano siłownik pneumatyczny zasilany za pośrednictwem zaworu proporcjonalnego, a do realizacji rewersyjnego ruchu obrotowego kulistego czopa pneumatyczny napęd obrotowy. O zastosowaniu takich rozwiązań zadecydowały ich niewielkie wymiary i masa oraz łatwość sterowania ich pracą za pomocą komputera.

Summary

The article presents a technical solution of a simulator to examine ball and socket joints with the use of computer-controlled pneumatic systems. A pneumatic cylinder supplied through a proportional valve was used in order to set changing load, and a pneumatic rotational drive was applied to perform reverse rotary motion of a ball-shaped pin. The selection of such solutions was determined because of their little measurements and weight as well as their easiness to be computer-controlled.

mgr inż. Krzysztof Matecki
dr inż. Stanisław Kozioł
dr inż. Tomasz Samborski
Instytutu Technologii Eksploatacji
Państwowego Instytutu Badawczego
w Radomiu

Model typu „czarna skrzynka"

z charakterystyką kwadratową w analizie właściwości pomp i dmuchaw

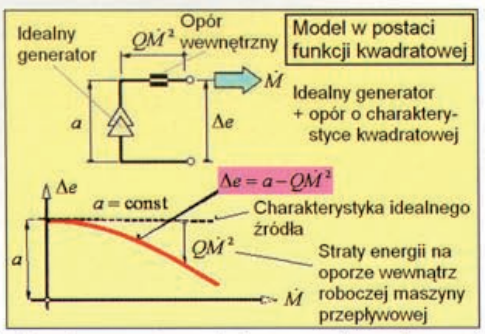
Václav Tesař, Kazimierz Peszyński

Nauczanie studentów uczelni technicznych przedmiotów związanych z maszynami przepływowymi – pompy, dmuchawy, turbokompresory i turbiny – należy rozpoczynać od wyjaśnienia przepływu płynu w kanałach realizujących ruch obrotowy. Wyjaśnianie to w większości przypadków polega na analizie wyszukanych szczegółów przepływu płynów w napędzanych wirnikach i kierownicach.

Przepływy te są bardzo złożone, trójwymiarowe i niestabilne, w wyniku czego bardzo szybko osiągają poziom złożoności, dlatego trudno te rozważania kontynuować. Z punktu widzenia potrzeb przeciętnego inżyniera efektywność tego podejścia do problemu może być dyskusyjna. Szczegóły związane z polami prędkości, a w konsekwencji tego wytyczne do projektowania maszyn i ich składników, są użyteczne jedynie dla małego procenta studentów, dla których rozwój i wykorzystanie nabytej wiedzy służy do rzeczywistego konstruowania maszyn przepływowych. Pozostali inżynierowie stykają się z maszynami przepływowymi przede wszystkim jako ich użytkownicy. Z ich punktu widzenia najistotniejsze jest poznanie właściwości maszyn, przede wszystkim określanie ich zachowania po włączeniu do układu z przepływającym płynem.

Nauczanie tych aspektów wymaga głównie analizowania charakterystyk roboczych maszyn przepływowych z punktu widzenia obciążenia przez elementy obwodu, do którego są włączone. Wykorzystanie tych charakterystyk w projektowaniu obwodu przedstawiono w uproszczony sposób na rys. 1.

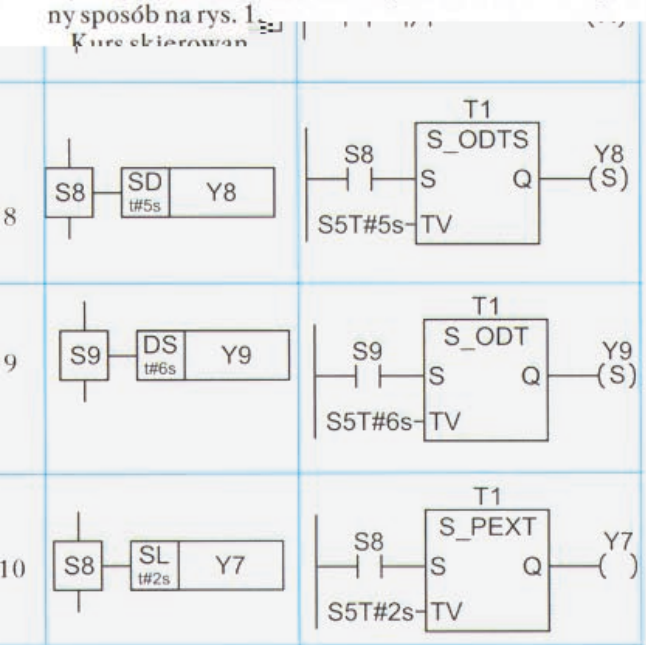
Warunki panujące w obwodzie płynowym napędzanym przez maszynę przepływową najlepiej objaśnić poprzez ilustrację graficzną. Punkt pracy jest wyznaczany poprzez przecięcie się dwóch charakterystyk: dmuchawy i obciążenia. Należy zauważyć, że zwykle spadkowi dostępnej energii właściwej na wyjściu dmuchawy towarzyszy wzrost masowego natężenia przepływu. Warunki eksploatacyjne w podstawowym obwodzie składającym są określone dwoma parametrami stanu (przepływowym i potencjalnym) w miejscu przecięcia charakterystyki roboczej maszyny przepływowej i charakterystyki obciążenia.

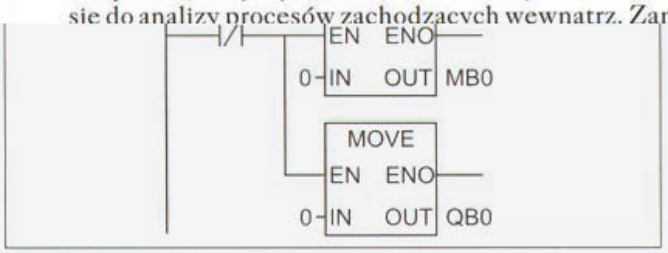


Rys. 2 Kwadratowy model pracy dmuchawy lub innej maszyny przepływowej

Model przedstawiony na rys. 2 wyjaśnia spadek dostępnej energii właściwej w następstwie istnienia domyślnego dławika opisywanego zależnością kwadratową, połączonego szeregowo z idealnym generatorem. Charakterystyka generatora jest prostą linią poziomą (źródło idealne), dławik powoduje spadek ciśnienia.

Opis ten dotyczy modelowania maszyn bez uciekania się do analizy procesów zachodzących wewnątrz. Zamiast





Rys. 2 Realizacja zatrzymania awaryjnego

Po zatrzymaniu awaryjnym procesu ponowne uruchomienie w trybie pracy automatycznej lub krokowej będzie możliwe, gdy wszystkie urządzenia znajdą się w pozycji wyjściowej, czyli wtedy, gdy będzie spełniona tranzycja następująca po kroku początkowym.

Sygnalizacja alarmów

W metodzie Graftech można również łatwo wykrywać i sygnalizować alarmy związane z przekroczeniem dopuszczalnych szybkości zmian wartości sygnałów wyjściowych. W tym celu mierzy się czas aktywności kroków. Zbyt krót-

tężenia prądu w obwodach elektrycznych) jest zazwyczaj natężenie przepływu. Omawiana charakterystyka jest zależna od wejścia mechanicznego w postaci prędkości obrotowej wałka napędzającego. Zwyczajowo przyjętym ograniczeniem jest założenie stałej prędkości obrotowej wałka. Jest ono w pewnym stopniu podobne do zazwyczaj stosowanego napędu w postaci elektrycznego silnika asynchronicznego prądu zmiennego.

Podczas korzystania z opisu w postaci zależności między wielkością wytężeniową a wielkością przepływową przydatne jest korzystanie z ich bardziej ogólnych postaci: masy i energii, dla których prawa zachowania stosowane są bez żadnych ograniczeń. Na rys. 1 i 2 zmienną wytężeniową jest odpowiednio energia właściwa płynu e[J/kg], podczas gdy zmienną przepływową jest natężenie przepływu $\dot{M}$[kg/s]. Również wykorzystanie spadku energii właściwej użytej do opisu stanu płynu (jako alternatywy do spadku ciśnienia) między wejściem a wyjściem płynu nie jest powszechne. Na szczęście, dla nieściśliwych reżimów różnica energetyczna może być stosunkowo łatwo obliczona. Jest to suma spadku energii kinetycznej Δe_k i spadku energii potencjalnej ciśnienia Δe_p

$$\Delta e = \Delta e_k + \Delta e_P \tag{1}$$

Pierwszy ze składników jest zazwyczaj prawie równy zeru, przede wszystkim jeżeli powierzchnie wejściowa i wyjściowa przyłączy maszyny mają te same przekroje, co powoduje, że strata energii kinetycznej jest wywołana różnymi kształtami rozkładów prędkości w przyłączach. Dla przepływu nieściśliwego spadek energii może być po prostu wyznaczony z zależności

$$\Delta e_P = v\Delta P \tag{2}$$

gdzie: v[m^3/kg] jest objętością właściwą płynu.

Model maszyny przepływowej w postaci funkcji kwadratowej (rys. 2) wykorzystuje kwadratową aproksymację charakterystyki obciążeniowej maszyny

$$\Delta e = a - Q\dot{M}^2 \tag{3}$$

Zachowanie się maszyny zgodnie z tym modelem określone jest przez wartości liczbowe dwóch stałych parametrów: pracy właściwej a [J/kg] przekazywanej do płynu wewnątrz maszyny przepływowej i wartości dyssypacji energii Q[m^2/kg^2], która charakteryzuje straty hydrauliczne zachodzące wewnątrz maszyny. Dyssypacja może być wyrażona w wybranym szczególnym przekroju F[m^2] jako

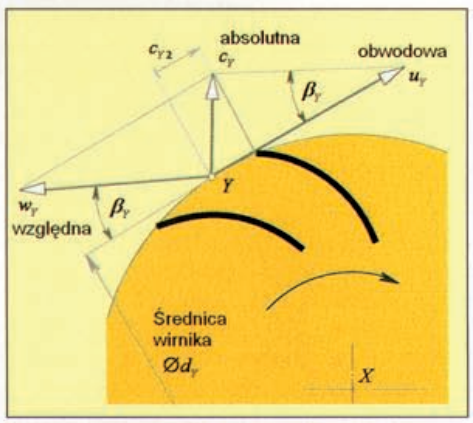
$$Q = \frac{c_D}{2}\left(\frac{v}{F}\right)^2 \tag{4}$$

przy wykorzystaniu współczynnika bezwymiarowego (lub oporu) c_D.

Praca właściwa a może być z dostateczną dokładnością określona poprzez wykorzystanie jednowymiarowej aproksymacji przepływu strumienia przez wirnik maszyny. Przyrost kinetycznej energii właściwej ruchu obrotowego między centralnym wejściem X a położeniem wyjściowym Y na obwodzie wirnika jest określony zależnością:

$$\Delta e_u = u_Y^2/2 \tag{5}$$

w której przyrost energii jest proporcjonalny do kwadratu prędkości liniowej u_Y ruchu obrotowego w Y (rys. 3). Przedstawione uproszczone kierunki składowych prędkości w okolicy zewnętrznej części wirnika umożliwiają, zgodnie z przyjętymi zasadami, wyznaczenie wartości pracy właściwej z równania (8). Rzeczywisty rozkład prędkości jest oczywiście bardziej złożony, więc wybranie szczególnego wektora opisującego warunki na wyjściu obwodu może sprawiać trudności. Jednakże w rzeczywistości wykonywana praca związana z napędzaniem maszyny jest większa, ponieważ zawiera również pracę niezbędną do wzrostu energii kinetycznej ruchu bezwzględnego, charakteryzowanego przez prędkość absolutną c_Y na wyjściu Y.



Rys. 3 Uproszczony rozkład wektorów prędkości

Prostszym sposobem określenia obydwu składowych pracy wejściowej jest użycie twierdzenia Eulera dotyczącego turbin (wyprowadzonego w roku 1754, długo przed zbudowaniem jakiejkolwiek praktycznie wykorzystywanej turbiny), którego ogólna postać jest następująca

$$a_{Eu} = u_Y c_{Y2} - u_X c_{X2} \tag{6}$$

Ponieważ płyn powinien wpływać do wirnika dmuchawy lub pompy w kierunku promieniowym, z zerową składową obwodową c_{x2} prędkości bezwzględnej, równanie (6) zazwyczaj upraszcza się do postaci

$$a_{Eu} = u_Y c_{Y2} \tag{7}$$

Z wyrażenia (7) wynika, dlaczego korzystne jest odchylenie łopatek do tyłu na wyjściu wirnika ($\beta<\pi/2$), tak jak to pokazano na rys. 3. Ten kształt łopatek odchyla prędkość bardziej w kierunku promieniowym w porównaniu z prostymi łopatkami promieniowymi, zmniejszającymi c_{Y2}. Spadek c_{Y2} obniża wymaganą moc napędu. Równocześnie mniejsza wartość c_{Y2} stwarza mniejsze wymagania dotyczące sprawności działania dyfuzora umieszczonego w kierownicy maszyny.

Oczywistą nieprzyjemną cechą pracy właściwej a_{Eu} obliczanej na podstawie równania (7) jest jej zmienność w zależności od wartości natężenia przepływu, która jest proporcjonalna do względnej prędkości na wyjściu w_y. Uwzględniając te zmiany, komplikuje się model przedstawiony na rys. 2, który zakłada, że praca właściwa a jest stała.

Pewna, w pewnym stopniu mniej dokładna, aproksymacja może być otrzymana poprzez przyjęcie założenia

prostych łopatek wirnika $\beta_y=\pi/2$, gdzie $c_y=u_Y$, natężenie przepływu jest niezależne i w łatwy sposób obliczane

$$a_{rad} = u_Y^2 = 2\Delta e_u \qquad (8)$$

Jest to oczywiście bardzo użyteczne przybliżenie. Jednakże rzeczywiste wartości pracy właściwej a [J/kg] oraz dyssypacji Q [kg^2/m^2] muszą być zazwyczaj określane poprzez analizowanie danych doświadczalnych. Model nie może opisywać właściwości poszczególnych dmuchaw w całym zakresie charakterystyk obciążenia; dla większości celów wystarczające jest określenie wartości a i Q poprzez dopasowanie krzywej obciążenia do rzeczywistego zachowania w otoczeniu optymalnego punktu pracy.

Doświadczalne badania dmuchawy

Okazja do sprawdzenia przydatności tego modelu pojawiła się, gdy pierwszy z autorów był zmuszony badać właściwości dmuchawy [5], której wirnik przedstawiono na rys. 4. Dmuchawa została dostarczona przez dostawcę łącznie z jej charakterystyką obciążenia. Była wykorzystywana do pracy z małymi prędkościami jednostki napędowej (w związku z tym przy małych liczbach Reynoldsa), gdzie można było oczekiwać odchyleń od charakterystyki otrzymanej w standardowych warunkach.

Podstawowym celem badań było udzielenie odpowiedzi na pytanie, czy pracę badanej dmuchawy przy rzeczywistym małym obciążeniu można użytecznie wyrazić zależnością określoną wzorem (3). Następnym krokiem, omawianym w dalszej części pracy, było znalezienie odpowiednich parametrów a i Q. W tym szczególnym zastosowaniu dmuchawa była eksploatowana przy różnych prędkościach obrotowych silnika napędzającego. W zasadzie zadanie eksperymentalne polegające na określeniu charakterystyki obciążeniowej powinno być powtórzone wielokrotnie dla każdej nastawionej prędkości, utrzymywanej na stałej wartości podczas konkretnego doświadcze-

[redacted]

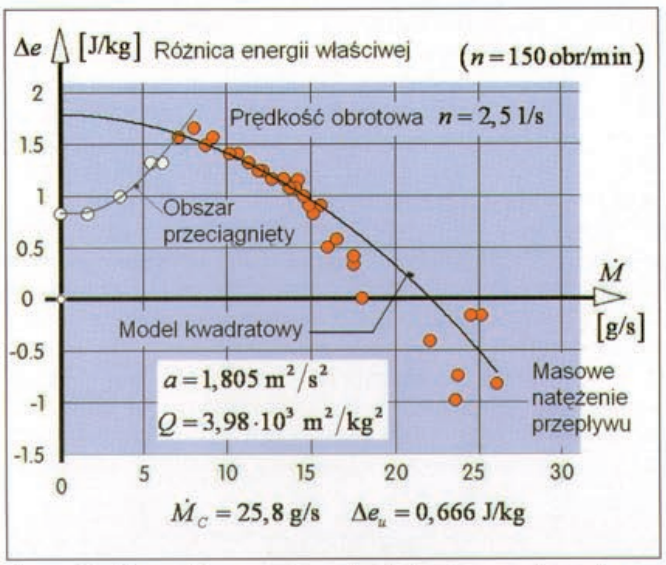
ys. 2. Większe generowane spadki
erzone dokładniej, stąd na wykre-
rozrzut. Wydaje się interesujące,
ostałych dwóch wykresach (rys. 5,
dla reżimów przeciągniętych mogą
zez zależność kwadratową, oczywi-
i, która jest odpowiednia dla opisu
a dmuchawy.
obszarze małych natężeń przepły-
zewidywanych za pomocą modelu
stkich wykresach są pokazane jako
anie się strumienia od łopatek jest
obne ze względu na zbyt małe licz-
hnie nie występujące w roboczych
wych. Liczba Reynoldsa określana
w na wyjściu wirnika i szerokości
ej wysokości łopatek) w tym przy-

$$\mathrm{Re}_{bY} = 2460 \qquad (9)$$

na dla idealnej sytuacji, przy naj-
strumieniu przepływu (21,4 g/s),
enia na dmuchawie jest równy zeru.
jest większa, tendencja do separo-
oże być stłumiona, jak w przypadku
i odrywających się za ciałami [2], [6].

godna konstrukcja pod względem kształtu. Główne parametry geometryczne są następujące: średnica zewnętrzna wirnika: d_Y =147 mm, wyjściowa długość łopatki b_Y=39,7 mm. Na podstawie tych wartości obliczona powierzchnia wyjściowa wynosi

$$F = \pi d_y b_y = 18334 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{m}^2$$



Rys. 5 Charakterystyka obciążeniowa dmuchawy dla n=2,5 l/s

Na rys. 5 przedstawiono przykład zmierzonej charakterystyki dla szczególnie małej prędkości obrotowej, wyrażonej w obrotach na sekundę. Oczywiście, oprócz reżimu przeciągniętego, występującego dla bardzo małych natężeń przepływu (dla których dmuchawa nie będzie wykorzystywana), opis analizowanej wyżej postaci modelu kwadratowego wydaje się być nadzwyczaj przydatny. Dochodzi prawdopodobnie do odrywania się strumienia od łopatek w pewnym obszarze przepływu zwrotnego itp. Mie-

natężeniami przepływu. Należy oczywiście zauważyć, że nawet relatywnie mały wzrost prędkości powoduje istotny wzrost wyjściowego spadku ciśnienia (oraz wobec tego specyficznej energii wyjściowej), konsekwencją czego jest wzrost dokładności odczytu, która odbija się w ograniczeniu rozrzutu. Dokładniejsza analiza obszaru przeciągniętego wykazuje również ograniczenie szerokości tego obszaru. Ten spadek tendencji do separacji strumienia przepływu jest prawdopodobnie konsekwencją wzrostu wartości liczby Reynoldsa. Wartość liczby Reynoldsa otrzymana za pomocą procedury analogicznej do przedstawionej w równaniu (9) wynosi dla danych przedstawionych na rys. 7

$$\mathrm{Re}_{bY} = 3200 \qquad (10)$$

Oczywiście jest to wartość ciągle zbyt niska dla całkowitej eliminacji separacji (nawet dla pełnej turbulencji określonej wysoką liczbą Reynoldsa stan separacji będzie prawdopodobnie występował ze względu na nieodpowiedni, prawie promieniowy kształt łopatek wirnika).

Identyfikacja stałych modelu

Jeżeli opis obciążenia maszyny przepływowej jest aproksymowany prostym modelem kwadratowym zgodnym z równaniem (3), jej właściwości, jak również obciążenie są całkowicie charakteryzowane przez dwa parametry

ciśnienia mogły być m
sie występuje mniejsz
że podobnie jak na po
rys. 7) punkty danych
być lepiej wyrażone p
ście różną od zależnoś
w obszarze użytkowan
Punkty pomiarowe
wu, różniące się od p
kwadratowego, na wsz
niewypełnione. Oder
najbardziej prawdopo
by Reynoldsa, powsze
maszynach przepływo
na podstawie warunk
wyjścia wirnika (równ
padku jest bardzo mał

Została ona obliczo
większym masowym
dla którego spadek ciś
Jeżeli liczba Reynolds
wania się strumienia n
analogicznych strumie

Na rys. 6 widoczny jest ten sam ogólny charakter pracy, jak przedstawiony na rys. 5. Charakterystyka jest wyznaczona dla kolejnego zbioru danych doświadczalnych, otrzymanych dla nieco większej prędkości obrotowej (ponownie utrzymywanej na stałym poziomie podczas eksperymentu). W obszarze zainteresowania praca dmuchawy jest ponownie bardzo dobrze opisywana modelem

Przykłady na rys. 6 i 7 przedstawiają charakterystyki obciążeniowe otrzymane podczas badań dla wyższych prędkości obrotowych w porównaniu z poprzednimi, ponownie właściwości są bardzo dobrze reprezentowane przez zależność kwadratową określoną równaniem (3), z wyjątkiem obszaru niewątpliwie przeciągniętego na łopatkach wirnika, określonego małymi masowymi

Literatura

[1] *Tesař V.: Mechanika tekutin pro 4-leté studijní obory. (Fluid Mechanics for 4-year curricula — in Czech), textbook CVUT in Prague, various editions 1983–1990.*

[2] Tesař V.: Fluidic Circuits, pp. 255-304, a chapter in Microfluidics: History, Theory, and Applications. Editor W. B. J. Zimmerman, Springer - Verlag, Wien – New York, ISBN-10-3-211-32994-3, 2006.

[3] Tesař V.: Pressure-Driven Microfluidics. 410 pages, Artech House Publishers, Norwood, MA 02062 USA, ISBN-10: 1596931345, 2007.

[4] Tesař V., Peszyński K.: Nowoczesne mikropompy do obwodów strumieniowych. (Modern micropumps for fluidic circuits – in Polish). Pneumatyka 5/2005, str. 35-39, ISSN 1426-6644, Vol. (54).

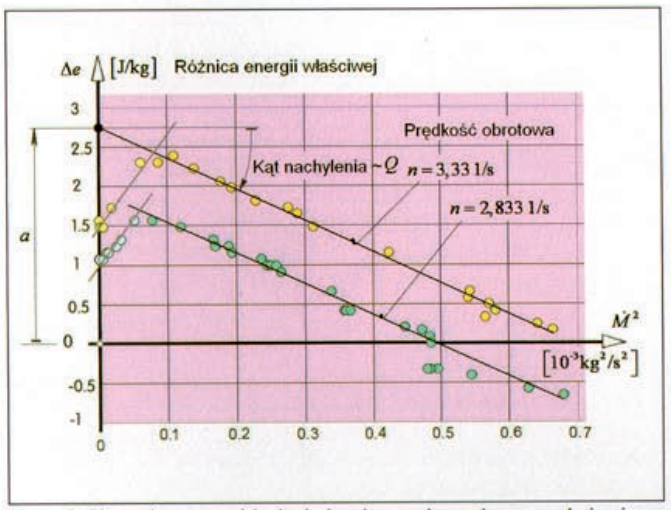
[5] Tesař V., Kukačka L., Kellnerová R.: Vyšetřování charakteristik ventilátoru slouzícího jako zdroj pro experimentální

... i., Prague, ISBN 978-80-87012-07-09, October 2007.

[6] Eck B.: Technische Stromungslehre. Springer-Verlag, Berlin, 1. Auflage 1944, neubearbeitete Auflage 1966.

prof. Ing. Václav Tesař CSc.,
Depatrment of Thermdynamics,
Institute of Thermomechanics of the Academy of Sciences of the Czech Republic, v.v.i.

dr inż. Kazimierz Peszyński
Wydział Mechaniczny
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy



Rys. 8 Charakterystyki obciążeniowe dmuchawy odniesione do kwadratu masowego natężenia przepływu

kąt nachylenia określa dyssypację dmuchawy Q. Otrzymane tą drogą wartości zostały wykorzystane do wykreślania krzywych określających modele na rys. 5–7. Mimo nieodłącznego wystąpienia rozrzutu wartość dyssypacji wynosi

$$Q = (3{,}96 \pm 0{,}04) \cdot 10^3 \qquad (11)$$

Wyznaczona dyssypacja jest rzeczywiście zbliżona we wszystkich seriach pomiarowych, o czym świadczy mała wartość odchylenia standardowego.

Na rys. 8 przedstawiono sposób wyznaczenia dwóch współczynników a oraz Q, które są parametrami równania opisującego dmuchawę jako „czarną skrzynkę" z uwzględnieniem kwadratowej zależności w modelu. Jest to najlepszy sposób wyznaczenia tych parametrów, wynikający z tego, że po wyniesieniu energii właściwej w funkcji kwadratu natężenia przepływu otrzymamy linie proste.

Charakterystyka mocy oraz obciążenie optymalne

Jednym z celów opisywanych badań było otrzymanie informacji niezbędnej do zaprojektowania instalacji współpracującej z analizowaną dmuchawą. Parametrem wydajności użytym jako kryterium optymalizacji projektu instalacji była efektywność przekazywania mocy do biernej części powietrznego układu przepływowego. Moc jest oczywiście iloczynem dwóch parametrów stanu Δe oraz $\dot{M}$:

$$\dot{A} = \Delta e \cdot \dot{M}$$
$$[\mathrm{W} = \mathrm{kg \cdot m^2/s^3}] \qquad (12)$$

Na podstawie zależności między tymi dwoma parametrami w okolicy punktu pracy określonej równaniem (3) charakterystyki mocy są określone zależnością trzeciego rzędu

$$\dot{A} = \Delta e \cdot \dot{M} = a\dot{M} - Q\dot{M}^3 \qquad (13)$$

Doświadczalnie określone wartości mocy wyjściowej dmuchawy dla dwóch prędkości obrotowych są wykreślone na rys. 9. Są one porównane z krzywymi określonymi na podstawie równania (13) z podstawionymi wartościami wielkości charakteryzujących a oraz Q wyznaczonymi przez linię prostą na rys. 8. Można stwierdzić, że zgodność wyników tej analizy jest bardzo dobra.

Optymalny stan pracy dmuchawy jest wyznaczony z równania (13), po jego zróżniczkowaniu i przyrównaniu do zera otrzymamy punkt określający maksimum

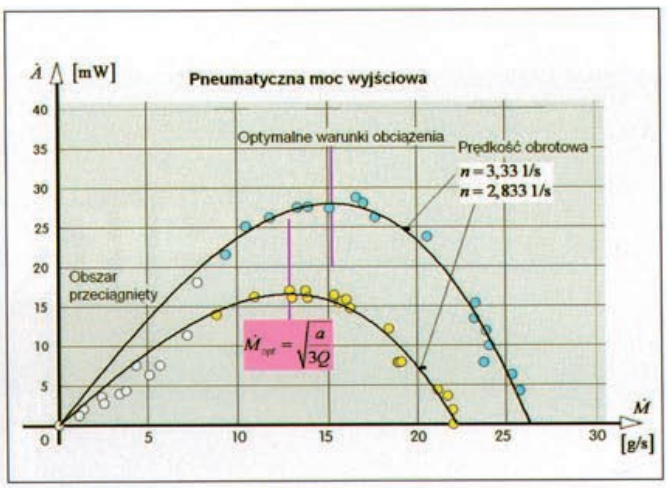
$$\frac{\partial \dot{A}}{\partial \dot{M}} = a - 3Q\dot{M}^2 = 0 \qquad (14)$$

Z powyższego równania wyznaczono masowe natężenie strumienia

$$\dot{M}_{opt} = \sqrt{\frac{a}{3Q}} \qquad (15)$$

oraz odpowiadającą optimum różnicę specyficznej energii płynu

$$\Delta e = \frac{2a}{3} \qquad (16)$$



Rys. 9 Charakterystyki mocy wyjściowej

Ponieważ w otoczeniu maksimum charakterystyki są stosunkowo płaskie, przewidywana zgodność nie jest zależnością krytyczną. Niemniej jednak z rys. 9 wynika, że projektowanie układów z wykorzystaniem modelu kwadratowego jest bardzo dobrym narzędziem podczas analizy obwodów płynowych.

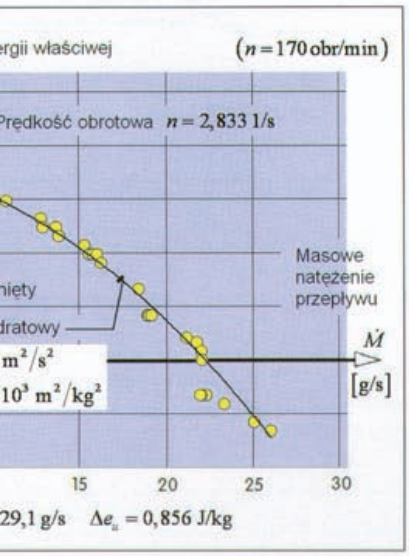
Podsumowanie

Badania doświadczalne dmuchawy zostały wykonane dla małych bezwzględnych prędkości obrotowych i wobec tego bardzo małych liczb Reynoldsa, dla których właściwości mogą być różne od oczekiwanego bardziej lub mniej zachowania kwadratowego przy bardziej naturalnych większych prędkościach. Jednak dane wspomagają praktyczną przydatność idei „kwadratowej czarnej skrzynki", jak również ideę uogólnionego opisu charakterystyk oraz kryterium podobieństwa maszyn przepływowych, co zostało opublikowane wiele lat temu [2], ale jest stosunkowo mało znane i stosowane.

Autorzy przygotowują drugą część artykułu, w której przedstawią uogólnienie tej metody za pomocą liczb bezwymiarowych oraz kryterialny parametr zezwalający na określenie podobieństwa roboczych maszyn przepływowych.

zařízení k výzkumu šroubovicových nestabilit v proudící tekutině. (Investigation of characteristics of a blower serving as the air source in a experimental rig for studies of helical instabilities in flowing fluid – in Czech). Proc. of Colloquium FLUID DYNAMICS, Institute of Thermomechanics Academy of Sciences of the Czech Republic,

a były bardzo małe, szczególnie te ny zakresu, co prowadziło do istot-



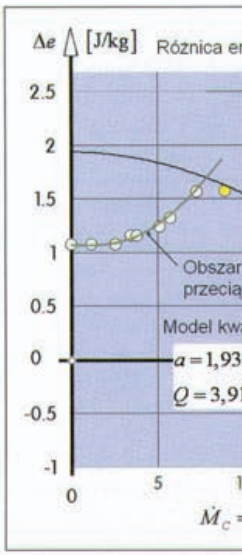
stykа obciążeniowa dmuchawy

ma. Jednakże teoria wyjaśniona w [1] i [10] prowadziła do uniwersalnego bezwymiarowego opisu i jeśli jest potwierdzona, może być aplikowana dla dowolnej szczególnej prędkości obrotowej. Ta potencjalna uniwersalność, obowiązująca dla dowolnej prędkości napędowej, jest rozważana jako ważny czynnik, zasługujący na wykonanie wysiłku związanego z określeniem parametrów opisujących.

Na rys. 4 przedstawiono wirnik badanej dmuchawy. Brak obudowy wirnika wykazuje, że nie jest to szczególnie do-

Rys. 4 Widok badanej dmuchawy

rzone spadki ciśnien dotyczące prawej str nego rozrzutu.



Rys. 6 Charaktery dla n=2,833 l/s

SPITZNAS

NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSLPOATACJI

Przekrój cięcia:
120 x 120 mm
120 x 180 mm
120 x 180 mm
160 x 195 mm

Piła do drewna oraz cięcia tworzywa sztucznego. Dostępna wersja do zastosowań podwodnych

Do cięcia rur
∅30-530 mm,
szyn, podpór, itp.

Do zakręcania
i odkręcania
śrub od M16 do M56

Do wiercenia
w miejscach
trudnodostępnych

Urządzenia dostępne w wersji hydraulicznej i pneumatycznej.
W ofercie znajdują się również pneumatyczne szlifierki kątowe, zakrętaki ze wzmacniaczem momentu, młoty udarowe, oczyszczarki igłowe i inne urządzenia.

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

Transtools Sp. z o.o. - wyłączny dystrybutor i współproducent urządzeń SPITZNAS

Transtools Sp. z o.o.
20 - 211 Lublin
ul. Gospodarcza 29

fax (081) 746 58 70
tel. (081) 746 50 31

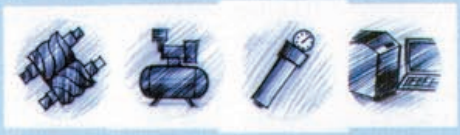
e-mail: biuro@transtools.pl
www.transtools.pl

TÜV CERT DIN EN ISO 9001:2000

TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

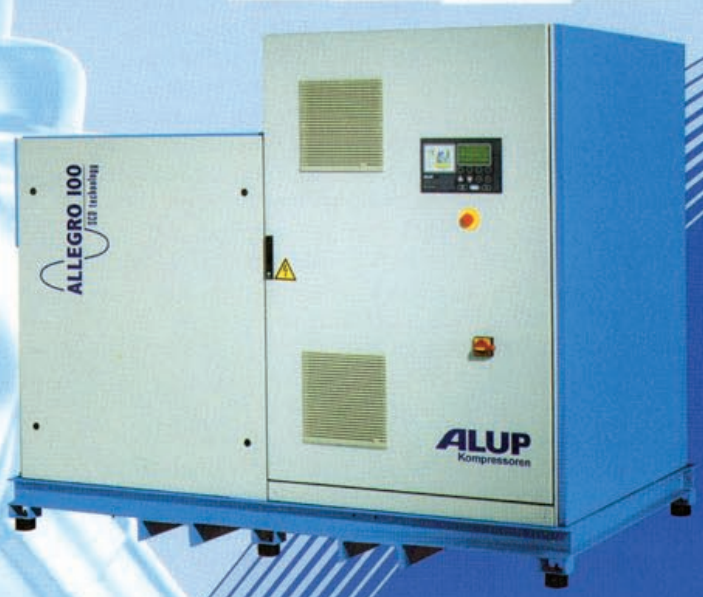
ALUP Kompressoren

LIDER TECHNOLOGII



Alup Kompressoren Polska Sp. z o.o.

Al. Krakowska 26, Janki
05-090 Raszyn k/Warszawy
tel. +48 22 720 65 90
fax +48 22 720 65 95
e-mail: alup@alup.pl
www.alup.pl



UWAGA
NOWA SIEDZIBA
JUŻ OTWARTA

www.alup.pl

Próba szczelności elementów pneumatycznych

Ryszard Dindorf

W ramach programu Unii Europejskiej „Systemy sprężonego powietrza w Unii Europejskiej" (*Compressed Air Systems in the European Union*) realizowane są projekty prowadzące do zwiększenia zużycia sprężonego powietrza przy jednoczesnym ograniczeniu zużycia energii elektrycznej [2]. W Siódmym Programie Ramowym UE dotyczącym priorytetu „Współpraca" znajduje się priorytet tematyczny „Energia", w którym przyjęto do realizacji zadanie „Wydajność energetyczna i oszczędność energii". Szacuje się, że energooszczędne układy napędowe mogą w skali rocznej przynieść Europie oszczędności zużycia energii elektrycznej rzędu 200 mld kWh oraz zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych o 100 milionów ton [3].

W Unii Europejskiej realizowane są programy zmniejszenia zużycia energii w systemach sprężonego powietrza (*Compressed Air Efficiency*), których celem jest efektywne wytwarzanie i wykorzystanie sprężonego powietrza, np. przez zwiększenie sprawności sprężarek, ograniczenie strat ciśnienia i zmniejszenie przecieków w instalacjach pneumatycznych. Na rys. 1 przedstawiono procentowo, ile sprężonego powietrza wykorzystuje się efektywnie (do celów produkcyjnych), a ile traci się i zużywa nieefektywnie. Producenci i konstruktorzy systemów pneumatycznych powinni dążyć do zmniejszenia zużycia energii sprężonego powietrza przez optymalizację jego wykorzystania i zapotrzebowania, ograniczenie strat ciśnienia, zmniejszenie przecieków, a także zastosowanie energooszczędnych metod sterowania [1]. Praktyka pokazuje jednak, że użytkownicy, konstruktorzy i projektanci nie mają jeszcze dostatecznej świadomości potrzeby oszczędzania sprężonego powietrza w układach pneumatycznych. Kontrola sieci instalacji pneumatycznych oraz audyt sprężonego powietrza mogą pokazać skalę strat i możliwości oszczędności energii w sieciach sprężonego powietrza. W małych i średnich zakładach przemysłowych stosowany jest audyt energetyczny w celu wykazania, jak zmniejszyć zużycie różnych nośników energii. Audyt sprężonego powietrza może ustalić, jaki potencjał oszczędności tkwi w zakładowych systemach sprężonego powietrza. W wielu firmach wdraża się komputerowo wspomagane analizy wykorzystania sprężonego powietrza, np. na podstawie danych uzyskanych ze specjalnego oprogramowania „System oszczędzania KAESER" (KESS) można zoptymalizować zapotrzebowanie sprężonego powietrza z danej stacji sprężarek, natomiast za pomocą oprogramowania „SIGMA AIR CONTROL plus" jest możliwe monitorowanie sprężarek i systemów sprężonego powietrza [7].

Przecieki w instalacjach pneumatycznych

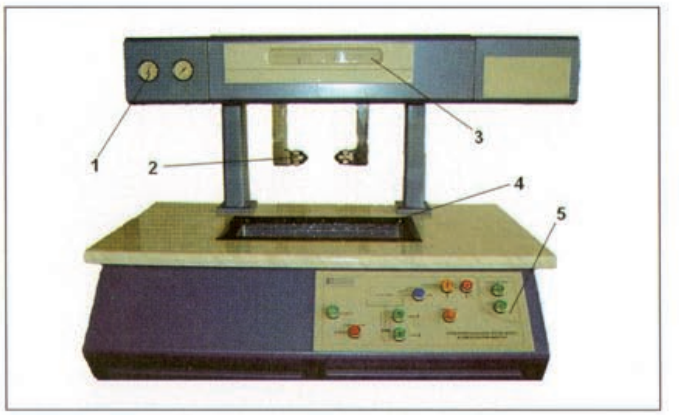
Przepływowi strumienia sprężonego powietrza w instalacjach pneumatycznych towarzyszą straty energii związane ze stratami ciśnienia i przeciekami, które muszą być skompensowane dodatkowym zużyciem energii w sprężarkach. Ograniczenie strat energii w układach pneumatycznych wiąże się z wykryciem, zlikwidowaniem lub ograniczeniem niepożądanych przecieków powietrza. Przecieki w sieci pneumatycznej można ograniczyć przez zastosowanie dodatkowych zaworów odcinających, dobranie odpowiedniego ciśnienia w poszczególnych obwodach pneumatycznych, wykorzystanie energooszczędnych metod sterowania, zmniejszenie akumulacji energii sprężonego powietrza [1]. Nieszczelności zewnętrzne i wewnętrzne w elementach i instalacjach pneumatycznych mogą być spowodowane różnymi czynnikami, np. niedokładnością wykonania i montażu, starzeniem, korozją, uszkodzeniem elementów. Przyczyny te prowadzą do powstawania szczelin o nieokreślonych kształtach i wymiarach, przez które wypływa sprężone powietrze. Miejscowe nieszczelności w instalacjach pneumatycznych działają jak dysze, przez które ciągle wypływa sprężone powietrze. Przecieki mogą być znaczącym źródłem strat energii w przemysłowych systemach sprężonego powietrza, np. przez otwór o średnicy 1 mm przy ciśnieniu 0,6 MPa wycieka 1,2 dcm^3/s sprężonego powietrza, co odpowiada stracie 0,6 kWh [4]. W typowych zakładach przemysłowych lub usługowych występują duże straty energii sprężonego powietrza, sięgające prawdopodobnie do 20% wytworzonego sprężonego powietrza. Przecieki w instalacjach pneumatycznych są nieuniknione, dlatego w celu ich ograniczenia wprowadza się określone środki, wymagające także dodatkowych kosztów, które czasami mogą przewyższać straty spowodowane przeciekami. W związku z tym dopuszcza się występowanie przecieków w instalacjach pneumatycznych, np. w małych sieciach pneumatycznych (w warsztatach, laboratoriach) względne przecieki mogą wynosić do 5%, a w dużych sieciach pneumatycznych (odlewnie, huty, elektrownie) względne przecieki mogą wynosić nawet 15%. Wynika z tego wniosek, że w bilansie zużycia sprężonego powietrza muszą być uwzględnione przecieki w instalacjach pneumatycznych.

Bardzo ważnym parametrem decydującym o jakości elementów pneumatycznych jest ich szczelność. Szczelność instalacji i elementów pneumatycznych ma wpływ na prawidłową eksploatację napędów pneumatycznych, a także na środowisko pracy oraz poziom bezpieczeństwa pracy. Najczęstszymi miejscami przecieków (wycieków) sprężonego powietrza są: połączenia instalacji sprężonego

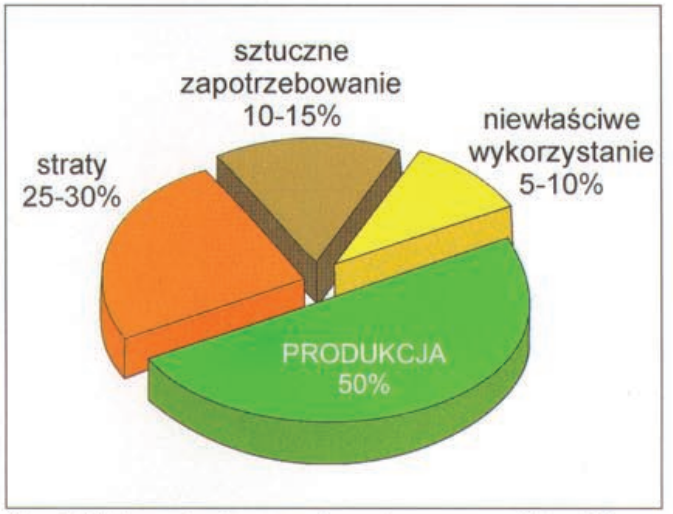
powietrza (złączki, przewody), zespoły przygotowania powietrza, regulatory ciśnienia, zawory bezpieczeństwa, zawory odcinające, zawory spustu kondensatu. Przyczynami wycieku powietrza są także wszystkie czynności związane z łączeniem i rozłączaniem przewodów pneumatycznych, a także zbiorniki sprężonego powietrza. Ponieważ w instalacjach pneumatycznych nie można uniknąć przecieków, dlatego muszą być stosowane odpowiednie metody ich lokalizacji i usuwania. W technice nie ma pojęcia szczelności bezwzględnej, ponieważ szczelność jest zawsze związana z wymaganiami określonymi przez normy, przepisy lub warunki pracy. Próby szczelności należą do badań nieniszczących, ale wymagających dużej wiedzy i doświadczenia badawczego. Istnieje wiele metod badania szczelności elementów i instalacji pneumatycznych, najczęściej stosowane są metody [5]: manometryczna, pęcherzykowa, akustyczna, chemiczna, penetracyjna, halogenowa, spektrometryczna, cieplno-przepływowa. Najlepszą metodą lokalizacji przecieku jest metoda akustyczna, za pomocą której można wykryć wysoką częstotliwość dźwięków skojarzoną z wyciekiem sprężonego powietrza w miejscach trudno dostępnych. Najprostszą metodą wykrycia nieszczelności jest zastosowanie wody mydlanej. Bardzo często przeprowadzane są próby szczelności z wykorzystaniem nadciśnienia lub podciśnienia powietrza. Duże przecieki są łatwe do wykrycia i usunięcia, natomiast małe i bardzo małe przecieki trudno zlokalizować nawet przy użyciu czułych przyrządów akustycznych. Nieszczelne elementy instalacji pneumatycznej powinny być uszczelnione, naprawione, zmodernizowane lub wymienione.

Stanowisko do badania szczelności elementów i zespołów przygotowania powietrza

Do badania szczelności elementów i zespołów przygotowania powietrza służy stanowisko badawcze PT-7, które zostało wykonane w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu, a obecnie jest użytkowane w laboratorium pneumatyki Zakładu Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Na stanowisku PT-7 mogą być prowadzone próby ciśnieniowe, polegające na sprawdzaniu wytrzymałości na ciśnienie próbnych elementów pneumatycznych, oraz próby ciśnieniowo-pęcherzykowe, polegające na sprawdzaniu szczelności zewnętrznej i wewnętrznej elementów pneumatycznych zanurzonych w wodzie. Stanowisko PT-7 przystosowane zostało do próby szczelności elementów i zespołów przygotowania powietrza typu FRL (filtry, regulatory ciśnienia – zawory redukcyjne, smarownice) o wielkości gniazd przyłączeniowych od G1/4" do G1/2". Próby szczelności na stanowisku PT-7 przeprowadzane są zgodnie z normami ISO 6953, ISO 6301 i ISO 5782.



Fot. 1 Widok z przodu stanowiska badawczego PT-7: 1 – manometry, 2 – szczęki mocujące, 3 – regulacja rozstawu szczęk mocujących, 4 – pojemnik z wodą, 5 – pulpit sterowniczy



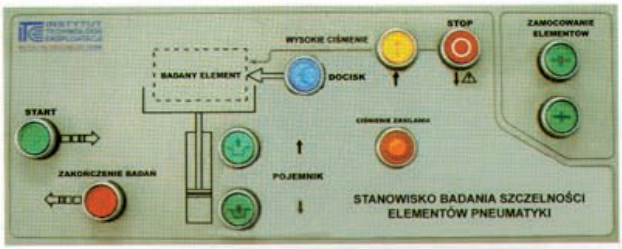
Rys. 1 Wykorzystanie energii sprężonego powietrza [9]

Ocena wytrzymałości na ciśnienie próbne polega na sprawdzeniu, czy podwyższone ciśnienie próbne o zadanej wartości działające na badany element w określonym czasie nie spowoduje jego uszkodzenia. Próbę tę przeprowadza się przy ciśnieniu 1,5 raza wyższym od maksymalnego ciśnienia roboczego w czasie 2 minut. Podczas tej próby nie mogą powstać trwałe uszkodzenia badanego elementu.

Próba szczelności zewnętrznej polega na sprawdzeniu, czy w elemencie zasilanym sprężonym powietrzem o określonym ciśnieniu w określonym czasie nie występują przecieki zewnętrzne. Próbę szczelności przeprowadza się przy maksymalnym ciśnieniu pracy, określonym warunkami odbioru technicznego producenta.

Próba szczelności wewnętrznej dotyczy tylko zaworów redukcyjnych. Polega ona na sprawdzeniu, czy przez zawór redukcyjny zasilany powietrzem o określonym ciśnieniu, ustawionym na minimalne ciśnienie wyjściowe, nie przecieka sprężone powietrze.

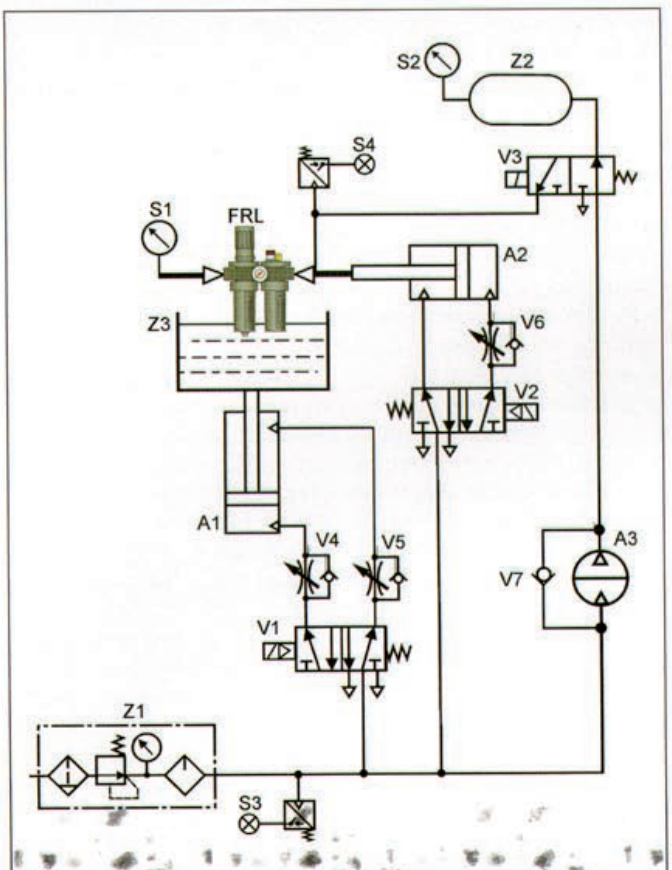
Widok stanowiska badawczego PT-7 do badania szczelności elementów i bloków przygotowania powietrza przedstawiono na fot. 1. Na stanowisku tym zastosowano pneumatyczny układ sterowania, który służy do podnoszenia i opuszczania pojemnika z wodą, mocowania badanych elementów przed próbą szczelności oraz zasilania wysokiego ciśnienia powietrza podczas przeprowadzania próby szczelności [6]. System sterowania stanowiska badawczego zapewnia sprawną obsługę podczas przeprowadzania próby szczelności. Na pulpicie sterowniczym sygnalizowane są stany parametrów wejściowych i wyjściowych, np. stan położenia siłowników pneumatycznych, stan przesterowania zaworów elektromagnetycznych, stan ciśnienia zasilania i ciśnienia próbnego. Badane elementy mocowane są w szczękach dociskowych, jedna szczęka jest stała, a druga ruchoma przesuwana jest za pomocą siłownika pneumatycznego. Rozstaw szczęk dociskowych jest przystosowany do szerokości pojedynczych elementów (fil-



Fot. 2 Pulpit sterowniczy stanowiska PT-7

trów, zaworów, smarownic) oraz różnych typów zespołów przygotowania powietrza. Do obsługi stanowiska badawczego PT-7 służy pulpit sterowniczy, którego widok przedstawiono na fot. 2. Na pulpicie sterowniczym znajdują się przyciski i lampki kontrolne, których symbole graficzne i opis zamieszczono w tabeli 2. Pulpit sterowniczy ułatwia realizację procedury próby szczelności, ponieważ wszystkie przyciski są opisane i podświetlane, a przeprowadzane czynności są sygnalizowane świetlnie lub dźwiękowo.

Schemat układu pneumatycznego stanowiska badawczego PT-7 przedstawiono na rys. 2. Pod tym rysunkiem są wymienione wszystkie elementy zasilające, sterujące,



Rys. 2 Schemat układu pneumatycznego stanowiska PT-7: A1 – siłownik pojemnika z wodą, A2 – siłownik szczęki dociskowej, A3 – wzmacniacz ciśnienia, V1,V2 – zawory rozdzielające 5/2, V3 – zawór rozdzielający 3/2, V4, V5, V6 – zawory dławiąco-zwrotne, V7 – zawór zwrotny, S1, S2 – manometry, S3 – wskaźnik ciśnienia zasilania, S4 – wskaźnik wysokiego ciśnienia, Z1 – zespół przygotowania powietrza, Z2 – zbiornik powietrza, Z3 – pojemnik z wodą, FRL – badany zespół przygotowania powietrza

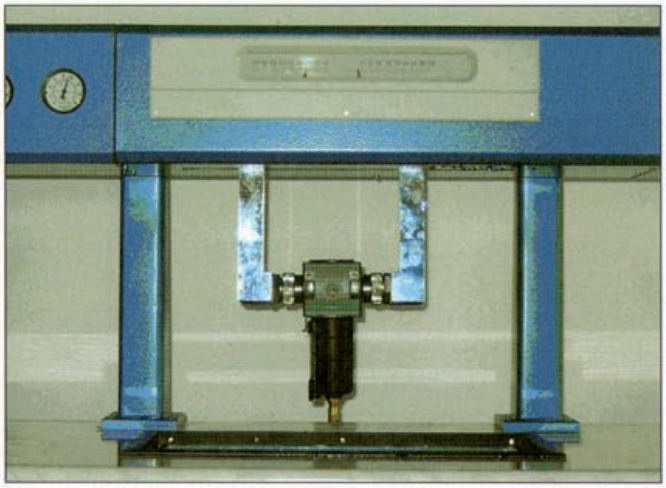
wykonawcze i pomiarowe. Do sterowania układem pneumatycznym oraz przebiegiem próby szczelności wykorzystano sterownik LOGO firmy Siemens. Jest to uniwersalny sterownik logiczny, który łączy w sobie elementy sterowania oraz interfejsy do modułów zewnętrznych i modułu pamięciowego. Sterownik posiada wbudowane funkcje przekaźników czasowych, przekaźników impulsowych, przełączników programowalnych, a także binarne i analogowe znaczniki stanu wejścia i wyjścia. System sterowania LOGO został przystosowany do sterowania półautomatycznego, realizującego kolejne kroki procedury próby szczelności. Na kolejnym etapie sterowania sprawdzane są stany wybranych sygnałów, które są warunkiem przejścia do następnych czynności sterowniczych. W układzie sterowania pneumatycznego odbierane są sygnały z czujników (kontaktronowych) położenia siłownika pojemnika z wodą (położnie górne i położenie dolne) oraz wysunięcia siłownika szczęki dociskowej do badanego elementu pneumatycznego. Sygnałami wyjściowymi są napięcia na cewkach zaworów elektromagnetycznych, których stan jest dodatkowo sygnalizowany świetlnie. Kontrolowany jest także stan ciśnienia zasilania i ciśnienia próbnego oraz stan rozpoczęcia i zakończenia próby szczelności.

Procedura badawcza elementów i bloków przygotowania powietrza na stanowisku PT-7 przebiega następująco:

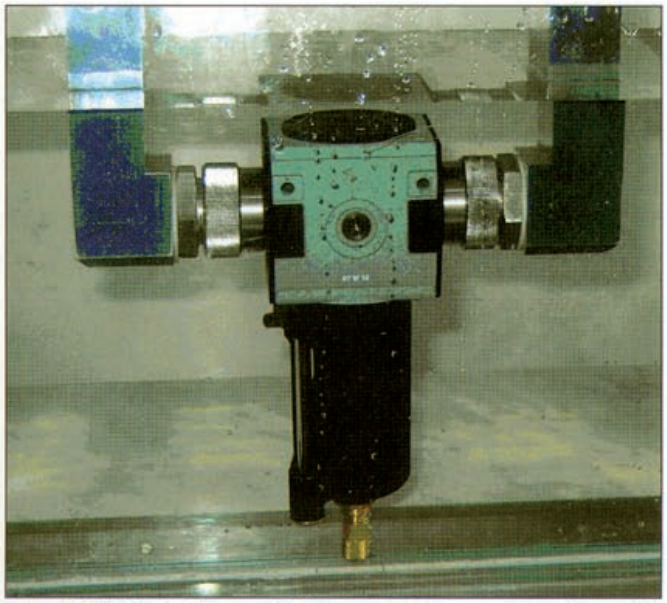
1. Napełnienie pojemnika wodą, sprawdzenie połączeń oraz zasilania pneumatycznego i elektrycznego.
2. Włączenie zasilania elektrycznego, ustawienie wzmacniacza ciśnienia do wartości ciśnienia próbnego.
3. Ustawienie zaworem redukcyjnym ciśnienia zasilania 0,6 MPa – zapalona lampka sygnalizuje CIŚNIENIE ZASILANIA.
4. Naciśnięcie przycisku DOSUNIĘCIE SZCZĘK – zaciśnięcie szczęk i zamocowanie badanego elementu.
5. Naciśnięcie przycisku START – lampka sygnalizacyjna DOCISK świeci pulsacyjnie.
6. Naciśnięcie przycisku DOCISK – dociśnięcie szczęki mocującej, lampka sygnalizacyjna DOCISK świeci ciągle, lampka sygnalizacyjna WYSOKIE CIŚNIENIE świeci pulsacyjnie.
7. Naciśnięcie przycisku WYSOKIE CIŚNIENIE – przepływ powietrza o wysokim ciśnieniu, lampka sygnalizacyjna WYSOKIE CIŚNIENIE świeci ciągle, lampka sygnalizacyjna POJEMNIK ↑ świeci pulsacyjnie.
8. Naciśnięcie przycisku POJEMNIK ↑ – podniesienie pojemnika z wodą, lampka sygnalizacyjna POJEMNIK ↑ świeci ciągle.
9. Próby szczelności – sprawdzanie przez 2 min szczelności badanego elementu zanurzonego w wodzie przez obserwację pęcherzyków powietrza.
10. Zakończenie próby szczelności – sygnał dźwiękowy i pulsacyjne świecenie lampki ZAKOŃCZENIE BADAŃ.
11. Naciśnięcie przycisku ZAKOŃCZENIE BADAŃ – wyłączenie sygnału dźwiękowego i świetlnego, zamknięcie dopływu powietrza wysokiego ciśnienia.
12. Naciśnięcie przycisku POJEMNIK ↓ – opuszczenie pojemnika z wodą, lampka sygnalizacyjna POJEMNIK ↓ świeci ciągle.
13. Naciśnięcie przycisku ODSUNIĘCIE SZCZĘK – zwolnienie zacisku szczęki dociskowej, zdjęcie badanego elementu ze stanowiska.
    UWAGA: w przypadku awarii stanowiska nacisnąć przycisk STOP.

Tabela 2 Protokół badania szczelności filtra powietrza

Laboratorium badawcze	Protokół badania	Nr badań
Parametry badanego elementu pneumatycznego		
	Filtr sprężonego powietrza	
Producent	Firma NECMAN – Bosch Rexroth Group	
Typ filtra C15i	Oznaczenie 533-122-400	Klasa 25 µm
Przepływ nom. 3600 Nl/min	Gwint przyłącza G 1/2	Pozycja pionowa
Maks. ciśnienie zasilania 1,2 [MPa]	Temperatura otoczenia od 0 do +50°C	
Wyniki badania szczelności elementu pneumatycznego		
Numer próby	Ciśnienie próby [MPa]	Wynik próby szczelności
1	1,2	pozytywny
...	...	...
10	1,2	pozytywny
Ogólny wynik badania (pozytywny/negatywny)	Pozytywny	



Fot. 3 Widok badanego filtra zamocowanego w szczękach dociskowych [8]



Fot. 4 Widok badanego filtra umieszczonego w pojemniku z wodą [8]

Na stanowisku badawczym PT-7 prowadzi się próby szczelności elementów i zespołów przygotowania powietrza na zlecenie różnych firm oraz do celów badawczych, a także w ramach różnych prac dydaktycznych. Przykładowe wyniki badań filtra firmy Mecman przedstawiono w protokole badań zamieszczonym w tabeli 1. Badany filtr został wykonany z następujących materiałów konstrukcyjnych: korpus – poliamid wzmacniany włóknem szklanym; zbiornik – poliamid wzmacniany włóknem szklanym; wkład filtrujący – spiek brązu; element zawirowujący strugę – tworzywo sztuczne; uszczelnienia – NBR (Prebunan). Na fot. 3 przedstawiono widok badanego filtra zamocowanego w szczękach dociskowych przed próbą szczelności, a na fot. 4 widok tego samego filtra zanurzonego w wodzie podczas próby szczelności. Wyniki próby szczelności wybranego filtra powietrza firmy Mecman ograniczają się do stwierdzenia, czy wynik jest pozytywny – badany filtr jest szczelny i zdatny do użytkowania, czy negatywny – badany filtr jest nieszczelny i niezdatny do użytkowania.

Podsumowanie

We wstępie artykułu poruszono ogólne problemy oszczędności energii w systemach sprężonego powietrza w związku z projektami i celami Unii Europejskiej w ramach programu „Systemy sprężonego powietrza w Unii Europejskiej". Z przeprowadzonej analizy wynika konieczność systemowego podejścia do oszczędności energii podczas wytwarzania, dystrybucji i użytkowania systemów sprężonego powietrza. Szczególnie skoncentrowano się na problemie przecieków sprężonego powietrza w elementach i instalacjach pneumatycznych. Ograniczenie strat ciśnienia i przecieków w instalacjach pneumatycznych prowadzi do zmniejszenia kosztów energii elektrycznej użytej do napędu sprężarki oraz zmniejszenia kosztów eksploatacji systemów sprężonego powietrza. Kompleksowa kontrola szczelności systemu sprężonego powietrza powinna obejmować źródła zasilania (sprężarki, zbiorniki), instalacje pneumatyczne (połączenia, złączki), elementy pneumatyczne (zawory, filtry, smarownice) oraz odbiorniki pneumatyczne (silniki, siłowniki). Przedstawiono stanowisko PT-7 do badania szczelności elementów i zespołów przygotowania powietrza. Opisano schemat

Tabela 2 Oznaczenia na pulpicie sterowniczym stanowiska PT-7

Oznaczenie	Symbol graficzny	Opis działania
START	⇒	Uruchomienie badania
ZAKOŃCZENIE BADANIA	⇒	Zakończenie badań i powrót układu sterowania do stanu początkowego
STOP	↓Δ	Awaryjne wyłączenie zasilania
ZAMOCOWANIE ELEMENTÓW	→|←	Dosunięcie szczęki dociskowej
	←||→	Odsunięcie szczęki dociskowej
WYSOKIE CIŚNIENIE	↑	Włączenie zasilania wysokiego ciśnienia
POJEMNIK	↑	Podniesienie pojemnika
	↓	Opuszczenie pojemnika
DOCISK	●	Sygnalizacja stanu docisku szczęk mocujących
CIŚNIENIE ZASILANIA	●	Sygnalizacja zasilania sprężonego powietrza

pneumatyczny i system sterowania stanowiska oraz procedurę przeprowadzania próby szczelności elementów i bloków przygotowania powietrza, a także wyniki próby szczelności wybranego filtra firmy Mecman.

Streszczenie

Artykuł dotyczy ogólnego problemu oszczędności energii w systemach sprężonego powietrza. Szczególnie analizowano straty energii spowodowane przeciekami sprężonego powietrza w instalacji pneumatycznej. Przedstawiono stanowisko do przeprowadzania próby szczelności elementów pneumatycznych i zespołów przygotowania powietrza metodą ciśnieniowo-pęcherzykową. Opisano półautomatyczny system sterowania realizujący procedurę wykrywania nieszczelności. Zamieszczono także wynik próby szczelności wybranego filtra powietrza.

Summary

Leak-tightness test of pneumatic elements

The paper deals with general problems of energy saving in compressed air systems. Special attention was focused on energy losses caused by compressed air leakage in pneumatic installation. The test stand used to conduct leak-tightness test of pneumatic elements and air preparations unit by means of bladder pressure method is presented. The semi-automatic control system following the procedure of leakage detection is described. The result of leak-tightness test for a selected air filter is included.

Literatura

[1] Dindorf R.: Energooszczędne sterowanie układami pneumatycznymi. Pneumatyka 2/2007.

[2] Granosik G., Borenstein J.: Minimizing air consumption of pneumatic actuators in mobile robots. IEEE International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, LA., April 26-May 1 2004.

[3] Europejski Program MOTOR CHALLENGE. Hans De Keulenaer, European Copper Institute (ECI), Brussels, Belgium.

[4] Gauchel W.: Energiesparende Pneumatik. Oelhydraulik und Pneumatik 1/2006.

[5] Hlebowicz J.: Badania szczelności urządzeń i instalacji technicznych. Poradnik. Politechnika Poznańska, Poznań 2001.

[6] Instrukcja obsługi stanowiska badawczego PT-7. ITeE Radom.

[7] Kaeser News „Audyt sprężonego powietrza pokazuje możliwości oszczędności".

[8] Zabawki W.: Badanie szczelności filtrów powietrza. Praca dyplomowa. Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2004.

[9] Zuercher J.: Czego należy oczekiwać od kontroli instalacji sprężonego powietrza. Air Science Engineering, Chandler, Arizona.

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

LEKSYKON PNEUMATYKI cz. III

Szanowni Czytelnicy!

Kontynuujemy publikację rozszerzonego „Leksykonu Pneumatyki". Jest to przygotowanie do wydania książkowego. Prosimy o uwagi dotyczące ewentualnych błędów lub układu leksykonu. Dziękujemy firmie Ara Pneumatik Wrocław za udostępnienie większości zamieszczonych tu ilustracji.

opracowanie:

Łukasz N. Węsierski
Politechnika Rzeszowska
im. I. Łukasiewicza w Rzeszowie

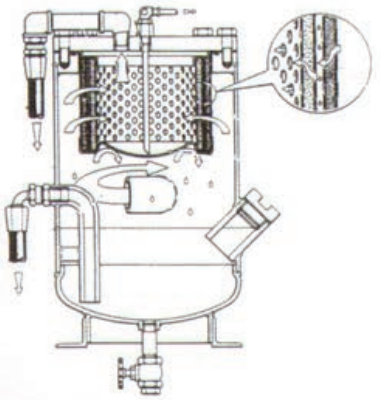
Wanda Mikołajewska
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy
Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach

S

Schemat *(diagram)*: Rysunek sporządzony przy użyciu symboli graficznych, przedstawiający w sposób uproszczony zasady działania oraz budowę zespołu lub układu.

Sensor *(sensor)*: Przetwornik pomiarowy z reguły wyposażony w układ elektroniczny formujący sygnał pomiarowy do współpracy z siecią. Może pełnić również funkcje diagnostyczne.

Separator oleju *(oil separator)*: Urządzenie, za pomocą którego usuwany jest olej o określonej wielkości cząstek, niepożądany w czynniku roboczym; w pneumatyce może to być cyklon lub filtr ze specjalnym wkładem, umieszczany w zespole sprężarki, za chłodnicą końcową.



Rys. S-1 Separator oleju

Serwozawór *(servovalve)*: Zawór elektropneumatyczny dwustopniowy, posiadający wewnętrzne sprzężenie zwrotne, który przekształca wejściowy elektryczny sygnał ciągły w proporcjonalny pneumatyczny (lub hydrauliczny).

Sieć *(network)*: System magistrali odpowiednio rozgałęzionej, przeznaczonej do cyfrowego przesyłania danych pomiędzy urządzeniami sterującymi, pomiarowymi i wykonawczymi. Przez sieć przewodową przesyłać można dane w postaci impulsów elektrycznych, a przez sieć światłowodową – impulsów świetlnych.

Sieć przewodów *(piping; pipe installation)*: Zespół połączeń przewodów pneumatycznych z łącznikami rurowymi, umożliwiający przepływ płynu między elementami układu.

Silnik obrotowo-wahadłowy *(semi rotary actuator)*: Silnik pneumatyczny, którego organ roboczy wykonuje ruch obrotowo-wahadłowy (zwrotny) o określonym kącie obrotu.

Silnik pneumatyczny *(air motor)*: Element przetwarzający energię zawartą w sprężonym powietrzu na energię mechaniczną ruchu obrotowego. (prędkości do 500 000 obr/min). Jego główne zalety to: przeciążalność aż do zatrzymania, bezstopniowa regulacja obrotów, łatwość uzyskania wysokich obrotów oraz krótka droga hamowania. Ze względu na budowę silniki dzielą się na:

- **silniki tłokowe** *(piston air motor)*, w których ruch posuwisto-zwrotny tłoka zamieniany jest na ruch obrotowy za pomocą wykorbionego wałka – **promieniowe** *(radial)*, lub tarczy mimośrodowej – **osiowe** *(axial)*,
- **silniki łopatkowe** *(vane air motor)*, których zasada działania polega na odwróceniu działania sprężarki łopatkowej (rotacyjnej),

· **silniki zębate** *(toothed air motor)*, w których moment
zona przez zabierak sprzężony z tło-
nicznie, magnetycznie lub cięgnem.
u beztłoczyskowym można uzyskać
emieszczenia niż w siłowniku tłoko-
ględu na brak zjawiska wyboczenia
ypowym przedstawicielem tej grupy
ze sprzężeniem mechanicznym z prze-
tuleją cylindra, w której przemiesz-
sprzężony mechanicznie z zewnętrz-
em.

ompact *(„Compact" cylinder)*: Siłownik
y bez amortyzacji, o typowych skokach
którego konstrukcja, zastosowane
rofil tulei pozwalają na umieszczenie
wyposażenia (jak np. elementy mocu-
położenia tłoka itp.) w głównym zary-
oraz na minimalizację jego masy.

vustronnego działania *(double-acting*
wnik, w którym ruch organu roboczego
rony odbywa się na skutek oddziały-
nia sprężonego powietrza.

Siłownik jednostro [illegible] przy małym skoku. Znajduje zastosowanie również jako element izolacji wibroakustycznej.

Siłownik nurnikowy *(plunger cylinder)*: Siłownik jednostronnego działania, w którym nie ma tłoka, a ciśnienie sprężonego powietrza działa bezpośrednio na element ruchomy – nurnik – powodując jego przesunięcie.

Siłownik o krótkim skoku *(short stroke cylinder)*: Siłownik pneumatyczny bez amortyzacji, o prostej budowie, o typowych skokach do 50 mm, który nie przenosi obciążeń bocznych. Z uwagi na niewielkie gabaryty siłownik taki może być zastosowany tam, gdzie występuje ograniczenie miejsca zabudowy.

Siłownik pneumatyczny *(pneumatic cylinder)*: Pneumatyczny element wykonawczy o ruchu liniowym, przetwarzający energię sprężonego gazu na energię mechaniczną ruchu posuwisto-zwrotnego. Ze względu na konstrukcję może być: tłokowy, beztłoczyskowy, nurnikowy, membrano-

jest przeno
kiem mech
W siłownik
większe pr
wym, ze w
tłoczyska.
jest siłownik
ciętą wzdłu
cza się tłok
nym suwak

Siłownik
pneumatycz
do 500 mm
materiały i
dodatkoweg
jące, czujnik
sie siłownik

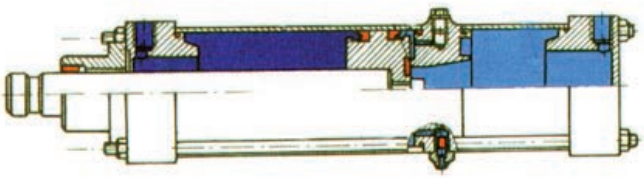
Siłownik d
cylinder): Sił
go w obie s
wania ciśni

wy (przeponowy), mieszkowy, fałdowy itd. Ze względu na działanie może być jednostronnego działania i dwustronnego działania.

Siłownik przeponowy, membranowy *(diaphragm type cylinder)*: Siłownik, w którym organem roboczym jest przepona (membrana).

Siłownik tandem, siłownik wielokomorowy *(tandem cylinder)*: Siłownik, w którym na wspólnym tłoczysku zamocowano zespół dwóch lub więcej tłoków, poruszających się w oddzielnych komorach tej samej tulei siłownika. Tandem pozwala na zwielokrotnienie siły na tłoczysku.

Siłownik udarowy *(impact cylinder)*: Siłownik dwustronnego działania z dodatkową komorą nad tłokiem. W siłowniku tym można osiągnąć prędkości do 10 m/s. Nazywany jest czasem praską pneumatyczną i wykorzystywany w procesach przeróbki plastycznej.

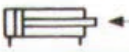
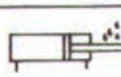


Rys. S-3 Siłownik udarowy

Siłownik wielopołożeniowy *(multiposition cylinder)*: Napęd pneumatyczny składający się z dwóch lub więcej siłowników dwupołożeniowych tak konstrukcyjnie połączonych, że można realizować więcej niż dwa położenia robocze.

Siłownik zderzakowy *(buffer cylinder, stop cylinder)*: Specjalny siłownik jednostronnego działania, ciągnący, o małym skoku i odpowiednio wzmocnionej konstrukcji, który w położeniu spoczynkowym pełni rolę zderzaka i zwykle jest wykorzystywany do zatrzymywania palet na liniach produkcyjnych; zasilenie siłownika powoduje wsunięcie tłoczyska i zwolnienie zderzaka.

Siłowniki – wykonania specjalne *(cylinders – special-work)*: Do pracy w ciężkich warunkach, np. w wysokich temperaturach, atmosferze korozyjnej itp., stosuje się siłowniki w wykonaniach specjalnych. Ich cechy charakterystyczne to:

	· wzmocnione tłoczysko
	· uszczelnienia dostosowane do wyższych ciśnień
	· uszczelnienia odporne na wysokie temperatury
	· tuleja siłownika wykonana z mosiądzu
	· gładź tulei siłownika chromowana na twardo
	· tłoczysko wykonane ze stali kwasoodpornej
	· zewnętrzna powierzchnia powlekana tworzywem sztucznym i tłoczysko wykonane ze stali kwasoodpornej

zetnami roboczymi tłoka siłownika.

Skokowa objętość sprężarki wyporowej *(swept-volume for a displacment compressor)*: Objętość zmieniana przez element sprężający pierwszego stopnia sprężarki w ciągu jednego obrotu.

Skokowa wydajność sprężarki wyporowej *(displacement for a displacement compressor)*: Objętość zmieniana przez element sprężający pierwszego stopnia sprężarki w jednostce czasu.

Smarownica *(lubricator)*: Element, który umożliwia wprowadzenie czynnika smarującego – oleju (w ilości dozowanej lub nie) – w postaci mgły do powietrza zasilającego układ pneumatyczny w celu zmniejszenia siły tarcia w elementach.

Spadek ciśnienia *(pressure drop; differential pressure)*: Różnica ciśnień na wejściu i wyjściu elementu (układu), mierzona w określonych warunkach.

Sprawność (współczynnik) przetłaczania *(volumetric efficiency)*: Stosunek wydajności rzeczywistej do wydajności teoretycznej sprężarki wyporowej (może być uwzględniony kondensat).

Sprężanie gazu *(gas-compression)*: Proces polegający na wykonaniu pracy zewnętrznej nad gazem, tak by zmniejszyć jego objętość jednostkową przy jednoczesnym wzroście ciśnienia.

Sprężarka *(compressor)*: Urządzenie, w którym następuje ciągłe lub cykliczne sprężanie gazu w celu wytworzenia strumienia gazu płynącego z przestrzeni o niższym ciśnieniu (połączonej z wlo-

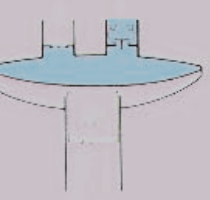
tem urządzenia) do przestrzeni o wyższym ciśnieniu (połączonej z wylotem urządzenia).

Sprężarka bezolejowa *(oil free compressor):* Sprężarka, w której sprężane powietrze (lub inny gaz) nie ma kontaktu z olejem smarującym lub chłodzącym. Sprężarki przepływowe są zazwyczaj bezolejowe, sprężarki wyporowe mogą być bezolejowe lub smarowane i chłodzone olejem.

Sprężarka chłodnicza *(refrigerant compressor):* Sprężarka specjalistyczna przeznaczona do spre-

wego w korpusie, a następnie zmniejszanie objętości komory (na skutek mimośrodowego umieszczenia wirnika łopatki stopniowo wsuwają się do jego szczelin) aż do momentu połączenia z otworem wylotowym.

Sprężarka membranowa *(membrane compressor):* Sprężarka wyporowa, w której jedna ze ścian komory sprężania jest elastyczną membraną (przeponą). Układ napędowy odkształca membranę, powodując na przemian zwiększanie i zmniejsza-



niektóre sprężarki wyporowe, m.in. sprężarka śru-

ficzny zaworu 5/2 sterowa-
pomocniczym ręcznym ste-

sprężarki) *(clearance volu-*
z przestrzeni sprężenia, za-
ący w sprężarce po zakoń-

k release coupling): Łącznik
ączenia i rozłączania prze-
wietrza, bez konieczności
Szybkozłączka może być
ub dwa zawory odcinające,
owodują samoczynnie od-
przewodów.

bility): Właściwość płynów
od wpływem zmian ciśnie-
ość V określonej masy płynu.

$= \beta \cdot V \Delta p$

n ściśliwości, odwrotnością
bjętościowej E.

cylinder bore): Wewnętrzna
a.

edział czasu pomiędzy ko-
ów układu.

ynoległe *(parallel control)*, np. pneumatyczne lub ręczne, popychaczem.

Sterownik pneumatyczny *(pneumatic programmer)*: Sterownik, w którym sygnały wejściowe, wyjściowe i układ przetwarzania informacji są pneumatyczne.

Stick-slip. Zjawisko powstawania drgań ciernych przy przemieszczaniu się z małymi prędkościami na przykład uszczelnień wewnątrz cylindra siłownika.

Stopień sprężania *(compression ratio)*: Jest to stosunek bezwzględnego ciśnienia roboczego $p_r + p_a$ powietrza do ciśnienia atmosferycznego p_a:

$$\varepsilon = \frac{p_r + p_a}{p_a}$$

Sygnał *(signal)*: Wielkość fizyczna, której wybrane parametry są nośnikami informacji. Sygnały mogą być analogowe (ciągłe) lub dyskretne (cyfrowe).

Sygnał analogowy *(analogue signal)*: Sygnał jako element ciągłego zbioru sygnałów, w którym parametr informacji może przyjmować dowolne wartości z określonego przedziału.

Sygnał dyskretny *(discrete signal)*: Sygnał jako element dyskretnego zbioru sygnałów, w którym parametr informacji może przyjmować skończoną liczbę wartości. Sygnały dyskretne dzielą się na próbkowane, kwantowane i kodowane, czyli cyfrowe.

Sygnał impulsowy *(pulse signal)*: Sygnał dyskretny charakteryzujący się tym, że informacja o odtwarzanej wielkości fizycznej jest dostępna tylko w określonych przedziałach czasu, przy czym nośnikami tej informacji są parametry impulsów.

Rys. S-17 Symbol gra
nego pneumatycznie z
rowaniem

Szkodliwa objętość
me): Objętość wewnąt
wierająca gaz pozosta
czeniu cyklu sprężeni

Szybkozłączka *(qui*
rurowy do szybkiego
wodów sprężonego p
stosowania narzędzi.
wyposażona w jeden
które po rozłączeniu
cięcie jednego lub ob

Ś

Ściśliwość *(compress*
polegająca na tym, że
nia Δp zmienia się objęt

Δ

β jest współczynnikie
modułu sprężystości

Średnica siłownika
średnica tulei siłownik

T

Takt *(time, stroke)*: Pr
lejnymi zmianami sta

Sterowanie funkcji ciśnienia *(pressure function control)*: Sterowanie przebiegiem procesu, w którym realizacja kolejnych taktów zależy od osiągnięcia określonego poziomu ciśnienia.

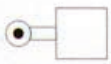
Sterowanie funkcji drogi *(displacement function control)*: Sterowanie przebiegiem procesu, w którym realizacja kolejnych taktów zależy od wykonania przemieszczenia (drogi).

Sterowanie mechaniczne *(mechanical control)*: Sterowanie za pomocą elementów sterowniczych mechanicznych.

· **popychacz** *(plunger)*

Rys. S-6 Symbol popychacza

· **rolka** *(roller)*



Rys. S-7 Symbol rolki

· **rolka uchylna, łamana** *(roller – one direction of operation)*

Rys. S-8 Symbol rolki uchylnej

· **sprężyna powrotna** *(spring return)*

Rys. S-9 Symbol sprężyny

Sterowanie pneumatyczne (ciśnieniem) *(pneumatic control, pressure control)*: Sterowanie dzięki wykorzystaniu zmiany ciśnienia powietrza w komorze sterującej:

· **bezpośrednie** *(direct pressure control)*; położenie części ruchomych jest sterowane bezpośrednio przez zmianę ciśnienia sterowania:
  - przez wzrost lub spadek ciśnienia *(by application or release of pressure)*;
  - przez różnicę ciśnień *(by different of pressure)*;
· **pośrednie** *(indirect pressure control)*; położenie części ruchomych jest sterowane za pomocą zmiany ciśnienia w elemencie pośrednim:
  - z wykorzystaniem wzrostu ciśnienia *(by the use of pneumatic pressure)*;
  - z wykorzystaniem spadku ciśnienia *(by release of pressure)*.

Sterowanie – rodzaje *(types of control)*:

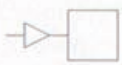
· jednorodne (jednym rodzajem energii sterującej)
· siłą mięśni

Rys. S-10 Symbol sterowania siłą mięśni

· mechaniczne

Rys. S-11 Symbol sterowania mechanicznego

· pneumatyczne



Rys. S-12 Symbol sterowania pneumatycznego

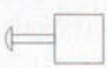
· elektryczne

Rys. S-13 Symbol sterowania elektrycznego

· złożone (różnymi rodzajami energii sterującej).

Sterowanie siłą mięśni *(manual control)*: Sterowanie za pomocą elementów sterowniczych uruchamianych siłą mięśni, jak na przykład:

· przycisk *(button)*



Rys. S-14 Symbol sterowania przyciskiem

· pedał *(pedal)*

Rys. S-15 Symbol sterowania pedałem

· dźwignia *(lever)*

Rys. S-16 Symbol sterowania dźwignią

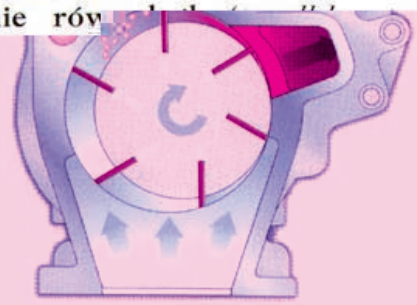
Sterowanie zaworem *(valve control)*: Uruchamianie zaworu powodujące zmianę położenia elementu przełączającego zawór.

Sterowanie zaworem impulsowe *(pulse control of valve)*: Uruchamianie zaworu bistabilnego przez sterujące sygnały impulsowe. Przesterowanie zaworu następuje po zadziałaniu sygnału impulsowe-

go na jedno z wejść sterujących. Zawór pozostaje w zajmowanym stanie do czasu pojawienia się sygnału impulsowego na drugim wejściu sterującym.

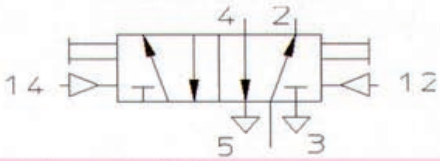
Sterowanie złożone *(combined control)*: Sterowanie będące połączeniem co najmniej dwóch sposobów sterowania:

- **sterowanie szeregowe,** dwustopniowe *(series control, two-stage control)*, np. elektropneumatyczne, tj. pneumatycznie zaworem pilotem uruchamianym elektromagnesem,
- **sterowanie rów**



Rys. S-4 Sprężarka łopatkowa

Symbol graficzny *(graphical symbol)*: Umowny abstrakcyjny rysunek przedstawiający cechy funkcjonalne (działanie) elementu lub zespołu, wykonany zgodnie z odpowiednią normą. Symbole graficzne dla pneumatyki podano w normie międzynarodowej ISO 1219-1.



jętości, lecz na skutek zamiany energii kinetycznej strumienia gazu na energię potencjalną (ciśnienia). Wymagana prędkość przepływu gazu jest wymuszana przez szybko poruszające się elementy konstrukcyjne o odpowiednim kształcie (łopatki osadzone na wirniku).

Sprężarka rotacyjna *(rotary compressor)*: Sprężarka, w której element ruchomy powodujący sprężanie gazu wykonuje ruch obrotowy. Do sprężarek rotacyjnych należą sprężarki przepływowe oraz

Technika cyfrowa *(digital engineering)*: Technika, która wykorzystuje sygnały cyfrowe (binarne) do przesyłania i przetwarzania informacji.

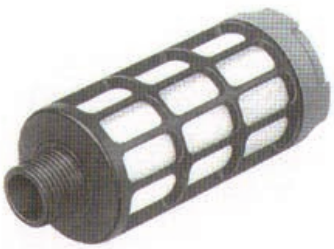
Technika strumieniowa *(fluidics)*: Dziedzina obejmująca elementy i urządzenia umożliwiające odbieranie, sterowanie i przetwarzanie informacji za pomocą płynu, bez ruchomych części mechanicznych. Dynamiczny rozwój przypada na lata 60. ubiegłego wieku.

Rys. T-1 Płytka z układami strumieniowymi

Tłok *(piston)*: Element siłownika stanowiący szczelne przesuwne zamknięcie tulei cylindrycznej, który przenosi działającą na niego siłę pochodzącą od płynu pod ciśnieniem.

Tłok magnetyczny *(magnetic piston)*: Tłok, na powierzchni którego zabudowany jest magnes, dzięki niemu możliwa jest bezdotykowa sygnalizacja położenia tłoka przez czujniki kontaktronowe (tak zwane siłowniki z BSPT).

Tłumik hałasu pneumatyczny *(pneumatic silencer)*: Element w układzie pneumatycznym montowany na wylocie, obniżający poziom hałasu wywołanego wypływem sprężonego powietrza do atmosfery.



Rys. T-2 Tłumik hałasu

Trwałość przewidywana *(life expectancy)*: Przewidywany czas pracy, w którym element, zespół lub układ zachowuje prawidłowy, założony poziom działania w określonych warunkach.

Tuleja zaworu *(valve sleeve)*: Element zaworu, wewnątrz którego przemieszcza się suwak. W tulei wykonane są otwory, przez które przepływa powietrze z wejścia do wyjścia zaworu, sterowane przez suwak zaworu.

Turbosprężarka *(turbocompressor)*: Sprężarka przepływowa napędzana przez współosiowo osadzoną turbinę, stosowana m.in. w konstrukcji silników lotniczych i systemie doładowującym powietrze w silniku samochodowym.

U

Układ formujący sygnały *(formatting signals circuit)*: Układ, który uzyskuje się przez odpowiednie połączenie elementów pneumatycznych: zaworu 3/2, zaworu zwrotno-dławiącego i pojemności pneumatycznej, zabudowanych w jednym korpusie. Jednym z możliwych układów jest generator impulsu o nastawionej szerokości.

Układ pneumatyczny *(fluid system)*: Zespół wzajemnie połączonych elementów przeznaczonych zarówno do przekazywania energii, jak i sygnałów sterujących za pośrednictwem powietrza (gazu) pod ciśnieniem.

Układ pneumatyczny energooszczędny *(pneumatic energy saving system)*: Układ pneumatyczny, w którym zastosowane zostały zawory energooszczędne.

Układ pneumatyczny napędowy *(pneumatic power system)*: Zespół połączonych wzajemnie elementów pneumatycznych, zapewniający otrzymanie pożądanego ruchu organów roboczych przemieszczających się w zadany sposób dzięki wykorzystaniu energii sprężonego powietrza przekształconej na energię mechaniczną. Układy napędowe wykorzystywane są najczęściej do:

- mocowania przedmiotów,
- przemieszczania przedmiotów,
- napędu mechanizmów.

Układ pneumatyczny sterujący *(pneumatic control system)*: Zespół elementów pneumatycznych realizujących funkcje sterujące w układzie.

Uszczelka *(seal)*: Element wymienny uszczelnienia o dowolnym kształcie.

Uszczelnienie *(sealing device)*: Część lub zespół konstrukcyjny zapewniający szczelność między dwoma obszarami lub ochronę przed zanieczyszczeniami.

Uszczelnienie ruchowe *(dynamic seal)*: Uszczelnienie stosowane do uszczelniania części będących w ruchu względnym.

Uszczelnienie spoczynkowe *(static seal)*: Uszczelnienie stosowane do uszczelniania części nie będących w ruchu względnym.

W

Wakuometr, próżniomierz *(vacuummeter, vacuum gauge)*: Miernik podciśnienia z metalową przeponą, która odkształcając się, oddziałuje na wskazówkę mechaniczną przemieszczającą się po skali.

Warunki normalne fizyczne *(normal conditions)*: Określone są przez ciśnienie 101 325 [Pa], czyli 760 [mmHg] (tor), i temperaturę 273,15 [K], czyli 0 [°C]. Natomiast warunki normalne techniczne są określone przez ciśnienie 981 000 [Pa], czyli 1 [at] i temperaturę 293,15 [K], czyli 20 [°C].

Warunki otoczenia *(ambient conditions)*: Warunki, tj. ciśnienie, temperatura itp., które panują w bezpośrednim otoczeniu urządzenia lub układu.

Wilgotność *(humidity)*: Zawartość wody (pary wodnej) w powietrzu.

Wilgotność bezwzględna *(relativeless humidity)*: Ilość pary wodnej wyrażona w [g] zawarta w 1 [m^3] powietrza przy określonym ciśnieniu i temperaturze.

Wilgotność względna *(relative humidity)*: Stosunek ilości pary wodnej zawartej w 1 [m^3] powietrza przy określonym ciśnieniu i temperaturze do ilości pary wodnej, która nasyca tę objętość. Podawana jest najczęściej w procentach.

Wizualizacja *(visualization)*: Umożliwienie obserwacji przepływu płynu przez wprowadzenie do niego barwnika lub cząstek stałych.

Wskaźnik pneumatyczny *(pneumatic indicator)*: Urządzenie stosowane do kontroli pracy układów, które sygnalizuje optycznie pojawienie się sygnału ciśnieniowego.

Wskaźnik przepływu *(flow indicator)*: Urządzenie, dzięki któremu możliwa jest obserwacja przepływu płynu.

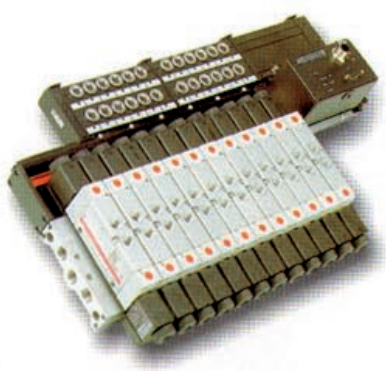
Współczynnik przepływu *(flow coefficient, flow factor)*: Współczynnik, który charakteryzuje przewodność płynu przepływającego w elementach i przewodach pneumatycznych.

Współczynnik wymiarowy przepływu K_v *(flow coefficient)*: Współczynnik wymiarowy K_v elementu pneumatycznego jest równy natężeniu przepływu wody (wyrażonym najczęściej w [m^3/h]), który przy przepływie przez ten element powoduje stratę ciśnienia Δp równą 0,1 [MPa].

Wyłącznik krańcowy *(limit switch)*: Element sygnalizujący osiągnięcie skrajnego położenia przez element ruchomy urządzenia.

Wyrzutnik impulsowy *(impulse ejector)*: Element pneumatyczny składający się ze zbiornika powietrza i zaworu szybkiego spustu. Podanie zasilania powoduje napełnianie zbiornika, a odcięcie gwałtowny wypływ powietrza przez dyszę. Służy do przemieszczania elementów strumieniem powietrza.

Wyspa zaworowa *(valve island)*: Kompletny moduł sterujący, który składa się z zespołu bloku przyłączeniowego (z zaworami) lub bloku zaworów oraz osprzętu elektrycznego (łączniki, gniazda itp.).



Rys. W-1 Przykład wyspy zaworowej

Wzmacniacz ciśnienia *(pressure amplifier)*: Zawór rozdzielający 3/2 sterowany pneumatycznie przez minisiłownik membranowy. We wzmacniaczu dwustopniowym dodatkowo stopień wzmacniający stanowi zespół dysza – przysłona.

Wzmocnienie przepływu *(flow gain)*: Stosunek zmian przepływu na wyjściu do zmian sygnału wejściowego w określonym punkcie.

Z

Zacisk pneumatyczny *(pneumatic clamp, air clamp)*: Element stosowany w siłownikach pneumatycznych w wykonaniu specjalnym, blokujący tłoczyska, np. w przypadku zaniku ciśnienia. Zacisk może być sterowany niezależnie.

Zanieczyszczenia *(contaminant)*: Niepożądane stałe, ciekłe lub gazowe substancje zawarte w powietrzu stanowiącym czynnik roboczy układu pneumatycznego.

Zapadka *(detent)*: Element sterowniczy, który utrzymuje organ sterujący zaworu w określonym położeniu poprzez mechaniczny opór przeciwdziałający zmianie tego położenia.

Zawór bezpieczeństwa *(pressure relief valve)*: Zawór stosowany do zabezpieczenia układu pneumatycznego przed nadmiernym wzrostem ciśnienia, uniemożliwia przekroczenie określonej wartości ciśnienia przez odprowadzenie nadmiaru czynnika do atmosfery (odpowietrzenie) po osiągnięciu ciśnienia dopuszczalnego.

Zawór dławiący *(restrictor valve)*: Zawór sterujący natężeniem przepływu, w którym droga przepływu między wejściem a wyjściem przebiega przez szczelinę dławiącą, powodując spadek ciśnienia. Pole powierzchni szczeliny, przez którą następuje przepływ, może być stałe w dławiku **nienastawialnym** *(fixed restrictor valve)* lub zmienne w dławiku **nastawialnym** *(adjustable restrictor valve)*.

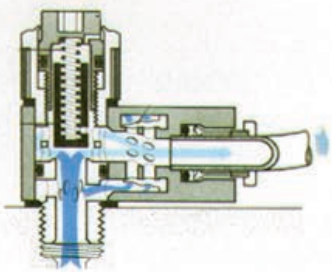
Rys. Z-1 Zawór dławiący z przyłączem gwintowanym i wtykowym

Zawór do zabudowy piętrowej *(stackablevalve)*: Zawór dostosowany do zabudowy piętrowej (w stos), czyli jeden na drugim.

Zawór dławiąco-zwrotny *(one-way restrictor valve)*: Zawór złożony z zaworu dławiącego i zwrotnego, umożliwiający swobodny przepływ w jednym kierunku i przepływ z dławieniem w kierunku przeciwnym.

Rys. Z-2 Zawory dławiąco-zwrotne typu A i typu B

Zawór energooszczędny *(economy valve)*: Zawór stosowany w układach energooszczędnych. Montowany na siłowniku zabezpiecza przed przekroczeniem zadanego ciśnienia.



Rys. Z-3 Zawór energooszczędny

Zawór impulsowy *(pulse valve)*: Zawór bistabilny sterowany pneumatycznie lub elektrycznie sygnałami impulsowymi.

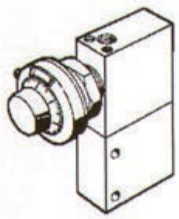
Zawór kulkowy *(ball valve)*: Zawór, np. odcinający, zwrotny, w którym elementem roboczym jest kulka współpracująca z gniazdem.

Zawór odcinający *(shut-off valve)*: Zawór dwudrogowy do zamykania i otwierania dróg przepływu w dowolnym kierunku.

Rys. Z-4 Zawór odcinający z przyłączami wtykowymi

Zawór ograniczający ciśnienie *(pressure relief valve)*: Zawór ograniczający ciśnienie wejściowe przez odprowadzenie nadmiaru czynnika roboczego do atmosfery po przekroczeniu ciśnienia dopuszczalnego.

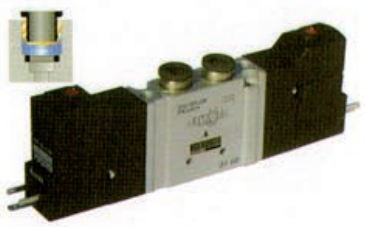
Zawór opóźniający *(delay [deceleration] valve)*: Zawór rozdzielający 3/2 odpowiednio połączony z zaworem dławiąco-zwrotnym, realizujący tę samą funkcję co pneumatyczny element czasowy.



Rys. Z-5 Zawór opóźniający

Zawór płytowy *(subbase valve, subplate valve)*: Zawór przystosowany do montażu na płycie przyłączeniowej lub bloku przyłączeniowym.

Zawór pneumatyczny *(pneumatic valve, air valve)*: Element składowy pneumatycznych układów napędowych i sterujących przeznaczony do:
- sterowania przepływem (drogą przepływu, kierunkiem przepływu)
  - zawór rozdzielający,
  - zawór zwrotny
- sterowania ciśnieniem czynnika roboczego
  - zawór redukcyjny
- sterowania natężeniem przepływu
  - zawór dławiący
- realizacji funkcji specjalnych
  - zawór realizujący funkcje logiczne,
  - zawór zabezpieczający
  - inne.



Rys. Z-6 Przykład pneumatycznego zaworu rozdzielającego z wprasowanymi złączami wtykowymi

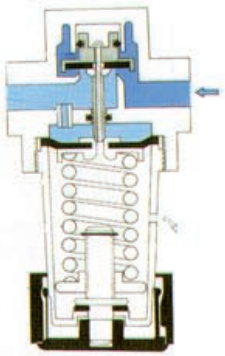
Zawór podwójnego sygnału *(dual-pressure valve)*: Zawór pneumatyczny o dwóch wejściach i jednym wyjściu. Sygnał wyjściowy pojawia się tylko wówczas, gdy istnieją równocześnie sygnały na obu wejściach. Zawór realizuje funkcję logiczną koniunkcji (I, ang. AND).

Zawór progowy *(barier valve)*: Zawór, którego przesterowanie, jak i przepływ strumienia powietrza do układu następuje tylko przy określonej wartości ciśnienia na wejściu zaworu. Ta progowa wartość ciśnienia jest nastawialna za pomocą sprężyny. W szczególnym przypadku, jeżeli otwór wyjściowy zostanie połączony do atmosfery, zawór ten pełni rolę zaworu bezpieczeństwa.

Zawór proporcjonalny *(proportional valve)*: Zawór sterujący natężeniem przepływu, który posiada elektromagnes proporcjonalny jako przetwornik elektromagnetyczny, dzięki czemu można zmieniać wartość natężenia przepływu proporcjonalnie do elektrycznego sygnału sterującego.

Zawór redukcyjny proporcjonalny *(proportional pressure reducing valve)*: Zawór sterujący ciśnieniem, w którym uzyskuje się proporcjonalną zależność zmian wartości ciśnienia wyjściowego od zmian zadanej wartości sygnału wejściowego elektrycznego), niezależnie od zmieniającej się wartości ciśnienia wejściowego, wyższej od ciśnienia wyjściowego i przy zmiennej wartości natężenia przepływu czynnika przez zawór.

Zawór redukcyjny zwykły, regulator ciśnienia *(pressure reducing valve, pressure regulator)*: Zawór sterujący ciśnieniem, nastawiany ręcznie, utrzymujący stałą nastawioną wartość ciśnienia wyjściowego, niezależnie od zmieniającej się, wyższej od niej wartości ciśnienia wejściowego, przy zmiennej wartości natężenia przepływu czynnika przez zawór.



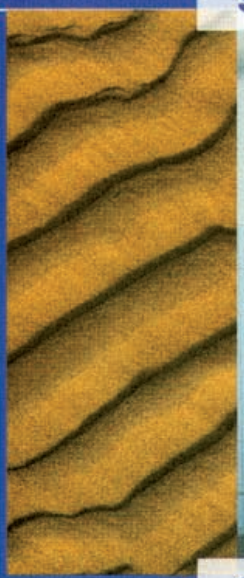
Rys. Z-7 Zawór redukcyjny zwykły

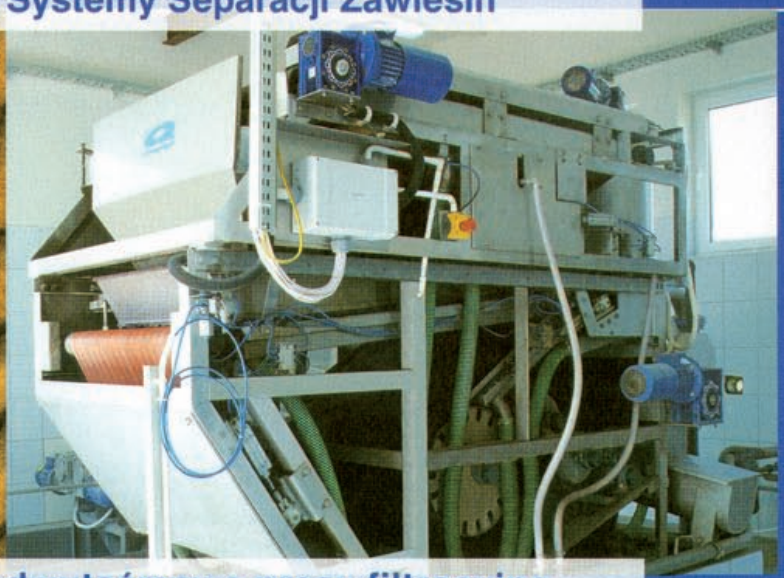
CompRot

Systemy Sprężonego Powietrza

sprężarki śrubowe CRS

Systemy Separacji Zawiesin





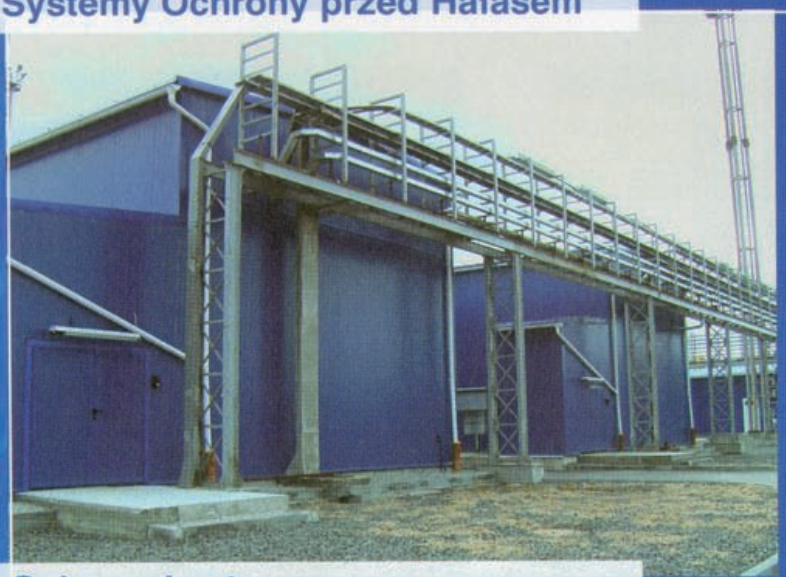
dwutaśmowe prasy filtracyjne

CompRot

Systemy Sprężonego Powietrza

dmuchawy Kaeser Kompressoren

Systemy Ochrony przed Hałasem



Osłony akustyczne

CompRot działa na rynku polskim od 1992. Jako pionier nowoczesnych sprężarek w Polsce dostarczyliśmy setki najnowocześniejszych urządzeń tego typu o zróżnicowanych mocach. Obecnie nasza oferta to nowoczesne usługi i produkty m. in.:

- Rozwiązania dla przemysłu z zakresu dostaw sprężonego powietrza, separacji zawiesin
- Rozwiązania dla oczyszczalni ścieków z zakresu napowietrzania komór oraz odwadniania osadów pościekowych

W ramach rozwiązań proponujemy Systemy Separacji Zawiesin, Systemy Sprężonego Powietrza oraz Systemy Ochrony przed Hałasem oparte zarówno na urządzeniach własnej marki jak i uznanych producentów. Dzięki kompleksowej wiedzy o maszynach i sposobach ich zastosowania popartej kilkunastoletnim doświadczeniem, oferujemy również naszym Klientom fachowe doradztwo oraz pełną obsługę posprzedażową.

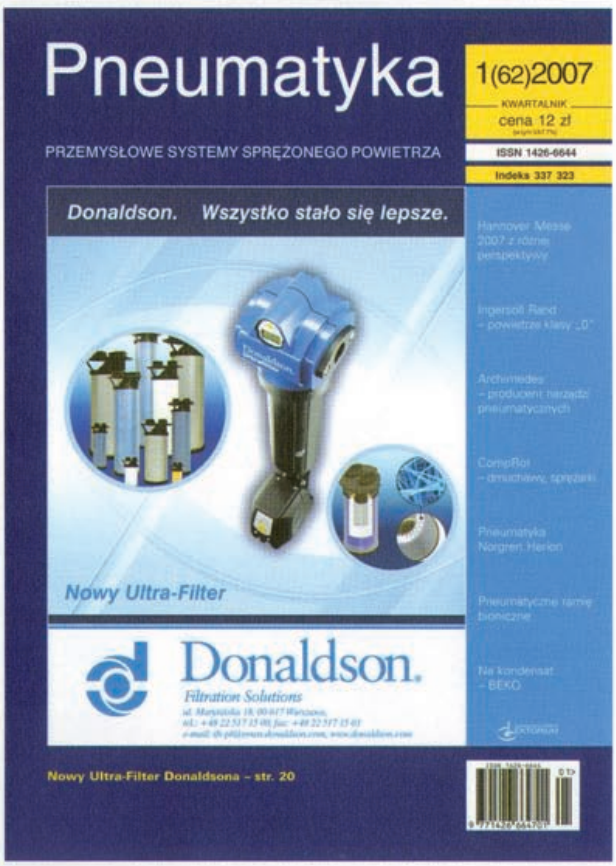
CompRot
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. +48 71 798 59 00, fax +48 71 798 59 09
e-mail: comprot@comprot.eu
www.comprot.eu

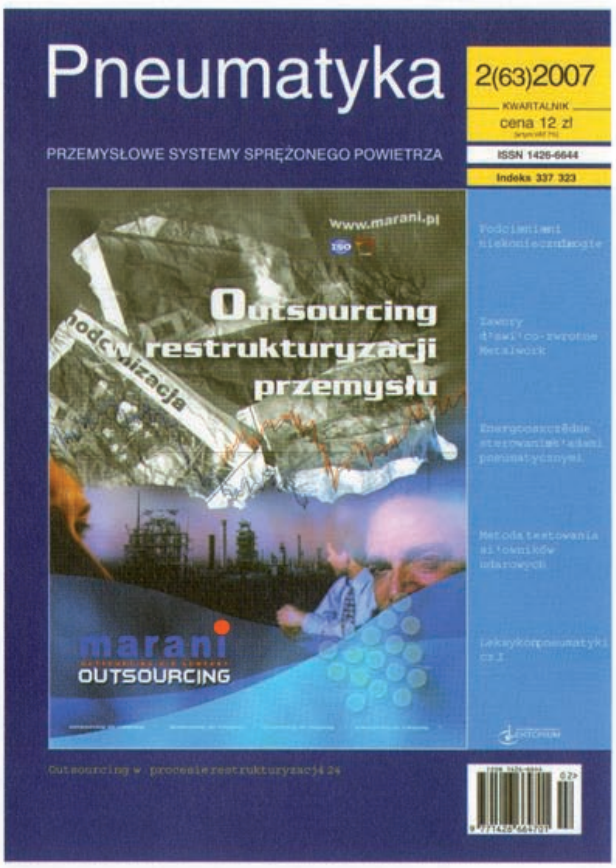
Pneumatyka 1 (62) 2007

Alup Kompressoren na targach w Hanowerze 8
Atlas Copco – Wiatr w żagle 9
Ingersoll Rand Klasa „0"- najwyższa jakość powietrza 10
GHH Rand zaskakuje 12
Imponujące statystyki Hannover Messe 2007 13
Grzyby po deszczu i nic nowego w Hanowerze 14
Nowy żółty kolor w Hanowerze 16
Kondensat – kosztowne ryzyko zawsze i wszędzie 19
Nowy Ultra-Filter Donaldsona. Sprawność energetyczna w centrum uwagi 20
Współpraca Comprot z KAESER KOMPRESSOREN – wywiad 24
Schmalz - generatory podciśnienia 26
Leonardo da Vinci u Archimedesa 28
Model matematyczny pneumatycznego czujnika niskich ciśnień 31
Investigation of gaseous medium state change in pneumatic element of flexible shaft coupling 34
Badania modelowe zjawisk przepływowych w procesie odlewania ciśnieniowego 37
Wykorzystanie pakietu CDF FLUENT do analizy przepływu mediumw elementach hydrauliki górniczej 41
Nowy typoszereg bloków zaworowychdo układów podporności owychobudów zmechanizowanych 45
Wirtualny model ramienia bionicznegoz pneumatycznymi aktuatoramimięśniowymi 48
Lintra® Plus – nowa seria siłowników już w Polsce 51
Tunel aerodynamiczny do badania śmigieł i turbin wiatrowych 52

Pneumatyka 2 (63) 2007

Sprężone powietrze w akcji 8
Podciśnienie niekoniecznie drogie 12
Modernizacja zaworów dławiąco-zwrotnych Metal Work 14
Energooszczędne sterowanie układami pneumatycznymi 16
Pracujemy efektywnie – wywiad (Pneumat System) ... 20
Outsourcing w procesie restrukturyzacji 24
Targi Kielce 28
Easy 2 Combine 30
KATOWICE 2007 32
Metoda i urządzenie do testowania siłowników udarowych 34
WAN Gdynia –solidność i trwałość – wywiad 38
10 lat Zakładu Mechaniki Płynów i Aerodynamiki Politechniki Rzeszowskiej 42
Rokosowo 2007 6
Leksykon Pneumatyki – część I 48





Pneumatyka 3 (64) 2007

Konferencja we Wrocławiu ... 10
Ewolucja sprężarek HYDROVANE ... 14
ALMIG Kompressoren ... 15
In-Tech Marzenia, które się spełniają ... 16
FESTO – Wyspa zaworowa MPA z przyłączem Multipol ... 20
FESTO bliżej klienta ... 22
Modelowanie i programowanie metodą GRAFPOL procedur współbieżnych procesów dyskretnych ... 24
Metoda GRAFTECH w zastosowaniu do sterowania układów pneumatycznych (cz. I) ... 28
Określanie charakterystyki przepływu zaworów pneumatycznych metodą programowania komputerowego ... 35
Międzynarodowe Targi Górnictwa, przemysłu Energetycznego i Hutniczego – Katowice 2007 ... 36
Normalizacja w pneumatyce
Nowe publikacje i kierunki prac ... 38
Międzynarodowe Targi Górnictwa, Energetyki i Metalurgii - Katowice 2007 ... 42
Chłodnia wentylatorowa z odemglaniem powietrza ... 43
SMC umacnia się na polskim rynku ... 46
Leksykon Pneumatyki – część II ... 48

Pneumatyka 4 (65) 2007

Aktualności ... 5
Nowości ... 6
Zastosowanie tunelu aerodynamicznego do badań klap dymnych ... 8
Nowa metoda modelowania i programowania procedur sekwencyjnych ... 12
Obliczenia płaskich aerostatycznych podpór współrzędnościowych ... 16
Metoda Graftech w zastosowaniu do sterowania układów pneumatycznych ... 19
Pneumatyczne układy wykonawcze symulatora do badania przegubów kulistych ... 23
Model typu „czarna skrzynka" z charakterystyką kwadratową w analizie właściwości pomp i dmuchaw ... 27
Próba szczelności elementów pneumatycznych ... 34
Leksykon Pneumatyki – część III ... 39

Spis reklam

Okładka

I ---------- Comprot

II ---------- dh

III ---------- Prema

IV ---------- MetalWork

Almig ---------- 18

Alup ---------- 33

CompRot ---------- 50, 51

Expo Silesia ---------- 15

Hiross ---------- 15, 32

Inwet ---------- 5

Legris ---------- 14

Pneumatik S.A. ---------- 22

Pneumat System ---------- 6

Transtools ---------- 33

WAN Gdynia ---------- 11

Wydawnictwo Lektorium ---------- 5, 7

Branża pneumatyczna w Polsce

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

CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI "PREMA" S A w KIELCACH

CPP KIELCE PREMA SPÓŁKA AKCYJNA

PRZEDSIĘBIORSTWO FAIR PLAY

ISO 9001:2000

PNEUMATYKA I AUTOMATYZACJA DLA WYMAGAJĄCYCH

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:

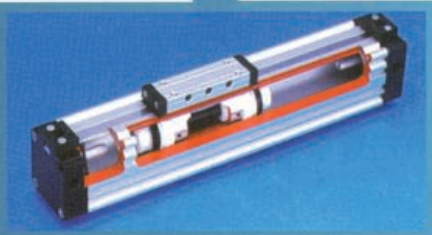
* *siłowniki pneumatyczne* ***D12÷D320*** *wraz z elementami mocującymi zgodne z normami ISO 6431 i 6432 i CNOMO, siłowniki dociskowe, siłowniki beztłoczyskowe siłowniki kompaktowe, siłowniki wahadłowe*
* *siłowniki specjalne i niekatalogowe*
* *cylindry hydrauliczne (nowość!)*
* *zawory rozdzielające 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.*

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

- narzędzia pneumatyczne (szlifierki, wkrętaki, klucze)

NOWOŚCI W OFERCIE:
- SIŁOWNIKI BEZTŁOCZYSKOWE
- CYLINDRY HYDRAULICZNE
- SIŁOWNIKI OKRĄGŁE D32-D100



- zawroy 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 NASZYCH STOISK PODCZAS TARGÓW W KIELCACH I WARSZAWIE

- PNEUMATICON 2008 W KIELCACH W DNIACH 4-6 MARZEC 2008
PAWILON C STOISKO C-23

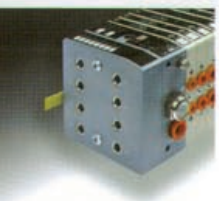
- AUTOMATICON 2008 W WARSZAWIE W DNIACH 1-4 KWIECIEŃ 2008
HALA II STOISKO F-11

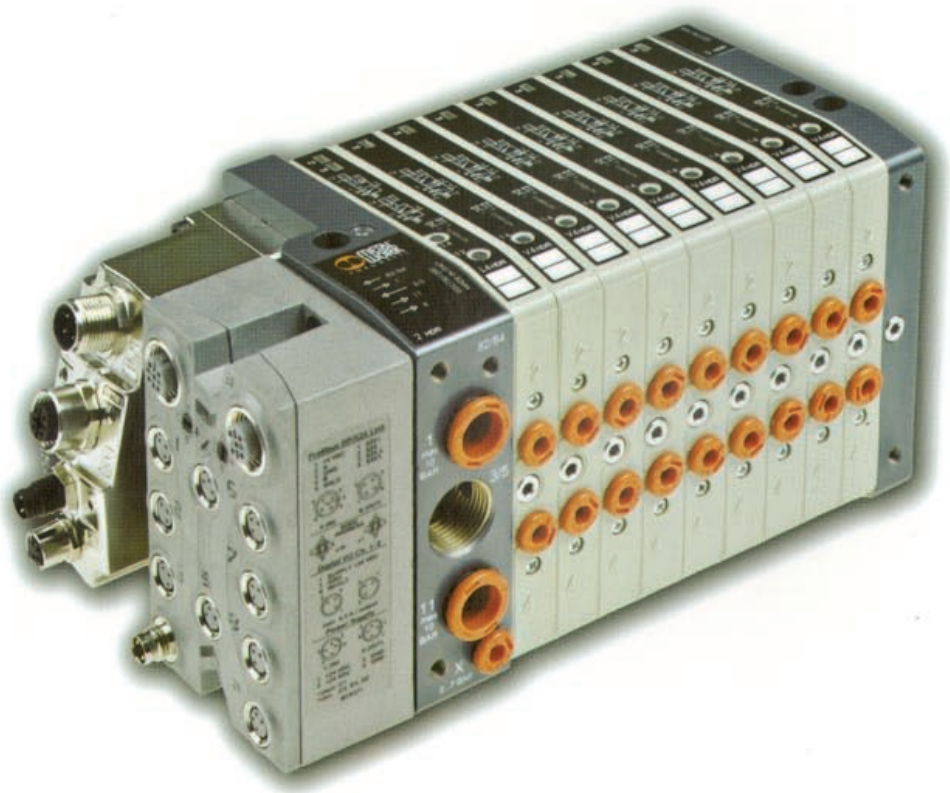
CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI "PREMA" S.A.
UL.WAPIENNIKOWA 90, 25-101 KIELCE
TEL. 041 361-95-24, 693-724-755, FAX 041 361-91-08
www.prema.pl, prema@prema.pl

www.prema.pl

HDM HEAVY DUTY Multimach

Wyspa, która spełni Twoje oczekiwania





PROFIBUS

CANopen

ASi

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. Szamotulska 1, Baranowo • 62-081 Przeźmierowo
Tel: +48 61 / 650 18 40 - Fax: +48 61 / 650 18 49
www.metalwork.pl - e-mail: metalwork@metalwork.pl

Australia • Austria • Belgia • Brazylia • Chiny • Dania • Finlandia • Francja • Niemcy • Holandia • Malezja • Polska • Portugalia • Hiszpania • Szwecja • Tajlandia • Ukraina • UK • US