Pneumatyka

DWUMIESIĘCZNIK O TECHNICE SPRĘŻANIA GAZÓW

Maj-Czerwiec
3(34)2002
cena 7,50 zł
(w tym VAT 0%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

NOWOCZESNE DMUCHAWY PROMIENIOWE TYPU DA

H. CEGIELSKI – POZNAŃ S.A.
61-485 Poznań, ul. 28 Czerwca 1956 nr 223/229
tel. (+4861) 831 21 12, 831 20 64, 831 10 97
fax (+4861) 831 25 44
www.hcp.com.pl • e-mail: a.gorzelska@hcp.com.pl

Sprężarki BOGE pracują pod ziemią

Mattei w Polsce

Podstawowe zasady doboru sprężarek

Zestawienie dostawców dmuchaw

Zastosowanie mikrozaworów w układach pneumatycznych

Silniki pneumatyczne

Oszczędności w pneumatycznych systemach przemysłowych

Doprężać, schładzać czy przewymiarowywać?

Nowoczesne, energooszczędne dmuchawy promieniowe – str. 16

ISSN 1426-6644
06>
9 771426 664022

Gardner Denver

HANKiSON INTERNATIONAL

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

Z NAMI MASZ WŁAŚCIWE CIŚNIENIE !

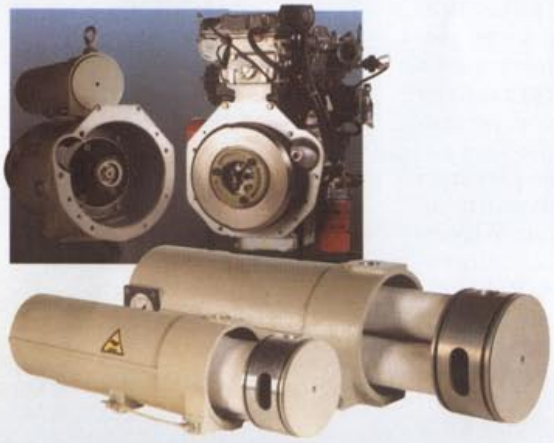
Biuro Handlowe RUDA Trading International
ul. E. Zegadłowicza 10
40-555 Katowice
tel./fax +48 32 251 25 53
tel./fax +48 32 757 44 65
tel./fax +48 32 757 26 03
e-mail: bh-ruda@bh-ruda.pl

BIURO HANDLOWE JR RUDA TRADING INTERNATIONAL

Oddział Serwisowo-Remontowy
ul. Kopalniana 1
59-101 Polkowice
tel./fax +48 76 848 14 74
tel./fax +48 76 848 14 75
tel./fax +48 76 848 14 76
e-mail: ruda-ost@cuprum.com.pl

Sprężarki BOGE Kompressoren pracują pod ziemią przy budowie tunelu w Hadze ___ 12

Mattei w Polsce ___ 14



Nowoczesne, energooszczędne promieniowe dmuchawy powietrza ___ 16

ASCO/JOUCOMATIC produkuje w Polsce ___ 20

Doprężać, schładzać czy przewymiarowywać ___ 22

Zestawienie dostawców dmuchaw ___ 24

Podstawowe zasady doboru sprężarek Część II ___ 26

Wiosennych porządków ciąg dalszy ___ 30

Systemy sprężonego powietrza ___ 32

Podstawy Pneumatyki Część IV ___ 34

Zastosowanie mikrozaworów w układach pneumatycznych ___ 38

Oszczędności energetyczne w pneumatycznych systemach przemysłowych ___ 43

Sprężarki Air Krone w ofercie firmy Poliński AMT ___ 47

Instalacje uzdatniania sprężonego powietrza ___ 48

Konferencja PNEUMA 2002 ___ 51

Spis referatów konferencyjnych ___ 52

PNEUMA 2002

Kiedy czytacie Państwo ten numer „Pneumatyki", odbywa się właśnie XIII Konferencja PNEUMA 2002. Jest to ważne wydarzenie w życiu środowiska związanego z pneumatyką. Warto więc przypomnieć, że tradycja tego spotkania sięga roku 1974, kiedy z inicjatywy profesora Wiesława Zapałowicza w Krakowskiej Akademii Górniczo-Hutniczej po raz pierwszy zebrało się grono przedstawicieli tej dziedziny techniki z całego kraju. W tamtym czasie (i tak jest po dzień dzisiejszy) hasło „elementy i układy pneumatyki" nierozerwalnie związało się z Kielcami, gdzie – za sprawą Politechniki Świętokrzyskiej, Ośrodka Badawczo Rozwojowego Elementów i Układów Pneumatyki oraz Centrum Produkcyjnego Pneumatyki PREMA – koncentrowała się polska działalność naukowa, badawczo-wdrożeniowa i produkcyjna z tego zakresu. Nic też dziwnego, że kolejne trzy spotkania w latach 1977, 1981, 1985 miały miejsce właśnie w Kielcach. Od początku ideą przyświecającą organizatorom było łączenie teorii działania układów pneumatycznych z praktyką przemysłową. Jednak realne kontakty z przemysłowymi odbiorcami pneumatyki zapoczątkowane zostały podczas piątego spotkania w Fabryce Śrub w Łańcucie w roku 1987. Aktualny charakter konferencji ukształtował się podczas spotkania w Kielcach w 1989 r., na którym przemysł był licznie reprezentowany. Od tamtego czasu też datuje się nazwa konferencji PNEUMA, oraz stała już rola OBREiUP Kielce jako organizatora lub współorganizatora kolejnych spotkań. Siódma konferencja odbyła się w Mielnie w 1993 r., zorganizowana przez WSI w Koszalinie (obecna Politechnika Koszalińska). Politechnice Wrocławskiej przypadło w udziale zorganizowanie ósmej konferencji w Szklarskiej Porębie w 1994 r., a w roku 1995 gospodarzem był znowu OBREiUP Kielce. Na dziesiątej PNEUMIE '96 na AGH w Krakowie pojawiło się kilka istotnych, nowych elementów, m. in. rozszerzenie tematyki pneumatycznej o technikę wytwarzania sprężonego powietrza, specjalny dzień na prezentacje handlowo-promocyjne oraz patronat medialny czasopisma „Hydraulika i Pneumatyka", które wydrukowało referaty konferencyjne. Włączyła się również „Pneumatyka", drukując streszczenia referatów. Rok 1998 to powtórzenie wariantu wypróbowanego już w Mielnie, a ostatnia przed obecną, dwunasta konferencja z kolei (i szósta zorganizowana przez OBREiUP) odbyła się w Cedzynie koło Kielc w roku 2000. Patronat medialny sprawował, podobnie jak tym razem, nasz dwumiesięcznik „Pneumatyka".

Ten krótki rys historyczny pozwoli, mam nadzieję, wczuć się w ducha obecnej PNEUMY 2002, która została zorganizowana przez Politechnikę Białostocką w pięknej scenerii lasów i jezior, ale jej temat – „Pneumatyka w polskim przemyśle" – nawiązuje do celu nakreślonego w poprzednich latach. Polski przemysł wystawiony na ciężką próbę transformacji i załamania gospodarki powinien stopniowo odzyskiwać siły. Sprężone powietrze jest jednym z mediów występujących prawie w każdym przedsiębiorstwie produkcyjnym. Dobre czasy dla gospodarki, to dobre czasy dla pneumatyki. Na to wszyscy czekamy i tego sobie życzymy. Komitet organizacyjny konferencji PNEUMA 2002 oraz redakcja „Pneumatyki" życzą zarówno uczestnikom obrad, jak i wszystkim, którzy mają do czynienia z pneumatyką, wytrwałości i wiary w sukces.

To wydanie „Pneumatyki" ma charakter specjalny. W części poświęconej PNEUMIE dążyliśmy do przekazania możliwie wielu materiałów przygotowanych na konferencję i dlatego odstąpiliśmy nieco od typowego dla naszego pisma układu stron. Mam nadzieję, że nie spowoduje to dla naszych Czytelników istotnych utrudnień w odbiorze bardzo interesującej treści.

Zdzisław Chrapkiewicz

Pneumatyka

REDAKCJA
Redaktor naczelny:
Zdzisław Chrapkiewicz
Dział DTP:
Marcin Kluziak
Edyta Wirt

Współpracownicy:
Andrzej Araszkiewicz
Wojciech Halkiewicz
Arkadiusz Mrokwa
Szymon Sadowski
Konsultacja naukowa
prof. nadzw. dr hab. inż.
Łukasz N. Węsierski

ADRES REDAKCJI
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. (071) 373 58 95
tel./fax: (071) 373 52 32, 373 59 00
e-mail: pneumatyka@lektorium.pl

WYDAWCA
Wydawnictwo Lektorium
Kierownik wydawnictwa:
Mariusz Makulski
Sekretarz wydawnictwa:
Ewa Kłos

ADRES WYDAWCY
Wydawnictwo LEKTORIUM
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel./fax: (071) 373 52 32

DRUKARNIA
Hector

PRENUMERATA
prenumerata@lektorium.pl
Wpłaty można dokonać:
LEKTORIUM Wydawnictwo
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
Powszechny Bank Kredytowy SA
III oddz. we Wrocławiu
11101620-409910133389
Prenumeratę oprócz redakcji przyjmują:
RUCH SA, SIGMA-NOT Sp. z o.o.
KOLPORTER SA

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

Paliwa oleje i smary w ekologicznej eksploatacji

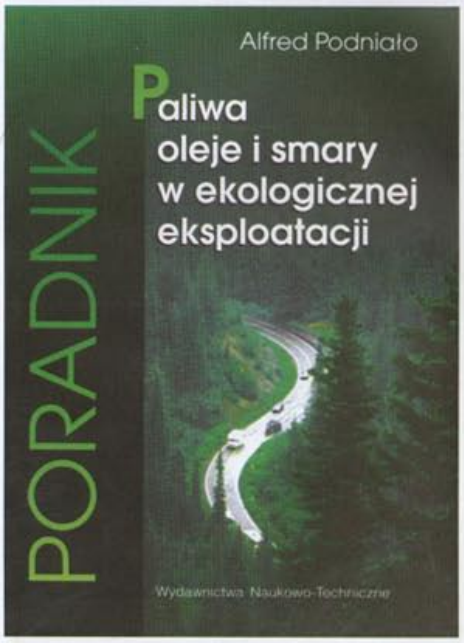
Poradnik pt. „Paliwa oleje i smary w ekologicznej eksploatacji" autorstwa Alfreda Podniało jest pierwszą na polskim rynku wydawniczym publikacją, będąca obszernym kompendium wiedzy o paliwach płynnych i środkach smarowych. Omówiono w nim:

- paliwa silnikowe, oleje opałowe i środki smarowe oraz metody ich badań;
- oddziaływanie produktów naftowych na środowisko z uwzględnieniem norm i dyrektyw Unii Europejskiej,
- paliwa zastępcze;
- proekologiczną certyfikację wyrobów naftowych,
- podstawy tribologii;
- charakterystykę, dobór i eksploatację środków smarowych;
- zasady smarowania podstawowych elementów maszyn,
- podstawy gospodarki i techniki smarowniczej z uwzględnieniem odzysku zużytych cieczy eksploatacyjnych,
- zagadnienia ekologii związane z eksploatacją produktów naftowych.

Poradnik polecany jest pracownikom odpowiedzialnym za właściwe stosowanie produktów naftowych oraz ekologię, a także pracownikom stacji paliw, hurtowni, stacji obsługi samochodów, maszyn budowlanych i rolniczych. Będzie też przydatny studentom i uczniom technicznych szkół średnich.

Książkę tę polecamy ze względu na rozdział poświęcony olejom sprężarkowym. Na kilkudziesięciu stronach zostały tam przedstawione zagadnienia związane ze smarowaniem wszystkich najbardziej rozpowszechnionych typów sprężarek oraz pomp próżniowych. Omówiono rodzaje występujących olejów do sprężarek, ich klasyfikację ISO 6743-3, zasady doboru i problemy związane z eksploatacją urządzeń. Znalazł się tam też podrozdział dotyczący przyczyn wybuchów sprężarek powietrza.

Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa 2002
ISBN 83-204-2652-9,
str. 490
WNT Warszawa,
ul. Mazowiecka 2/4
tel. (022) 827 56 87



BOGE KOMPRESSOREN

POWIETRZE – OGROMNA SZANSA!

- Sprężarki śrubowe o wydajnościach od 0,3 do 45,3 m³/min i ciśnieniach do 13 bar
- Sprężarki tłokowe o wydajnościach od 70 do 6200 l/min i ciśnieniach do 35 bar
- Oczyszczanie sprężonego powietrza, rurociągi, wyposażenie

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

Oddziały:
Częstochowa (034) 322 06 26
Serwis 24 h: 0 608 445 555

Pneumatik

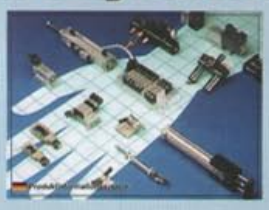
Oficjalny przedstawiciel firmy BOGE KOMPRESSOREN

ANDRZEJEWSKI

Rexroth
Bosch Group

BOSCH
Production Tools

Pneumatyka profesjonalnie



ZAPRASZAMY DO NOWEGO
SKLEPU INTERNETOWEGO
NA NASZEJ STRONIE:

WWW.ANDRZEJEWSKI.PL

ANDRZEJEWSKI PNEUMATYKA I TECHNIKI AUTOMATYZACJI

BIURA:
Łódź, tel./fax: (042) 657 44 13, 657 58 30
Warszawa, tel./fax: (022) 634 45 00
e-mail: andrzejewski@andrzejewski.pl
www.andrzejewski.pl

Branża pneumatyczna w Polsce

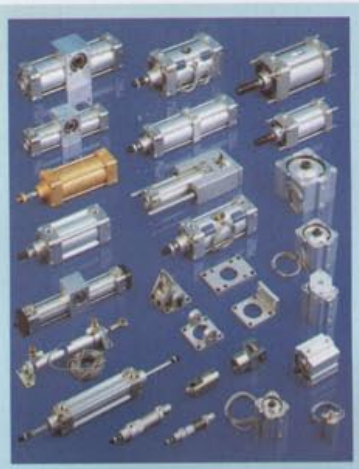
HERMETYCZNE SYSTEMY PODCIŚNIENIOWEGO TRANSPORTU MATERIAŁÓW SYPKICH

PIAB

Innovators in Vacuum Technology

Bovin

81-327 Gdynia, ul. Wolności 20
tel./fax: (0-58) 621-98-24, 621-99-64
http://www.bovin.com.pl
piab@bovin.com.pl



CPP KIELCE PREMA SPÓŁKA AKCYJNA

CPP „PREMA" SA
ul. Wapiennikowa 90
25-101 KIELCE
tel. (041) 361 95 24
fax (041) 361 91 08

Centrum Produkcyjne Pneumatyki
„PREMA" Spółka Akcyjna

Największy polski producent elementów pneumatyki siłowej i sterującej.

- *siłowniki pneumatyczne w zakresie średnic od D12 do D320 z elementami mocującymi*
- *zawory rozdzielające sterowane elektrycznie, mechanicznie i pneumatycznie*
- *elementy przygotowania sprężonego powietrza*
- *zawory sterujące kierunkiem i szybkością przepływu sprężonego powietrza*
- *elementy złączne i przewody*
- *wyroby specjalne*
- *doradztwo techniczne*

Na naszej mapce branży pneumatycznej (tym razem na str. 6) pojawiają się trzy nowe firmy, choć wcale nie oznacza to, że powstały niedawno.

PNEUMATICA Pomorskie Centrum Pneumatyki od przeszło dwunastu lat zajmuje się sprzedażą, regeneracją jak również legalizacją sprężarek powietrznych. Od niedawna poszerzyło zakres swojej działalności o sprężarki śrubowe oraz narzędzia i urządzenia pneumatyczne. W swojej ofercie ma (w oparciu o ścisłą współpracę z producentami) większość sprężarek produkcji krajowej i zagranicznej. Oprócz sprężarek śrubowych, tłokowych, przewoź-

nych śrubowych oferuje swoim klientom zbiorniki wyrównawcze, agregaty sprężarkowe, filtry powietrza, osuszacze , siłowniki, narzędzia pneumatyczne, zawory itp.
Pomorskie Centrum Pneumatyki „PNEUMATICA", 75-016 Koszalin Jamno 109, tel./fax (094) 345 47 72.

Poliński AMT to firma, którą nasi Czytelnicy poznali już z krótkiej informacji w poprzednim numerze

(patrz Pneumatyka 2/2002 str. 10). Tym razem zamieszczamy nieco obszerniejszy materiał o jej ofercie (str. 47).

SPEC to firma działająca w Lublinie, specjalizująca się w narzędziach pneumatycznych, profesjonalnych narzędziach ręcznych i meblach warsztatowych. Ważną informacją jest, że od wielu lat firma prowadzi serwis narzędzi pneumatycznych takich firm jak: INGERSOLL-RAND, KRAFTWERK, SHINANO, CHICAGO PNEUMATIC, BOSCH, HAZET, FACOM i innych.

H. CEGIELSKI w Poznaniu jest firmą olbrzymią i znaną z bardzo dużych

urządzeń przemysłowych, okrętowych, kolejowych. Firma ta może się również poszczycić nowoczesnymi dmuchawami, z którymi zaprezentowała się na naszej okładce i w artykule na str. 16

TECHMET w Bielsku Białej jest wyłącznym przedstawicielem włoskiej firmy UNIVER oferującej bogaty asortyment elementów pneumatyki przemysłowej. O jednym z tych produktów pisaliśmy w Pneumatyce 2/2002 na str. 6.

sprężarki powietrza

ALUP Kompressoren

Sprężarki śrubowe o ciśnieniach roboczych od 4 do 15 bar i wydajnościach od 0.4 do 70 m³/min.

ciche

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

oszczędne

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

niezawodne

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

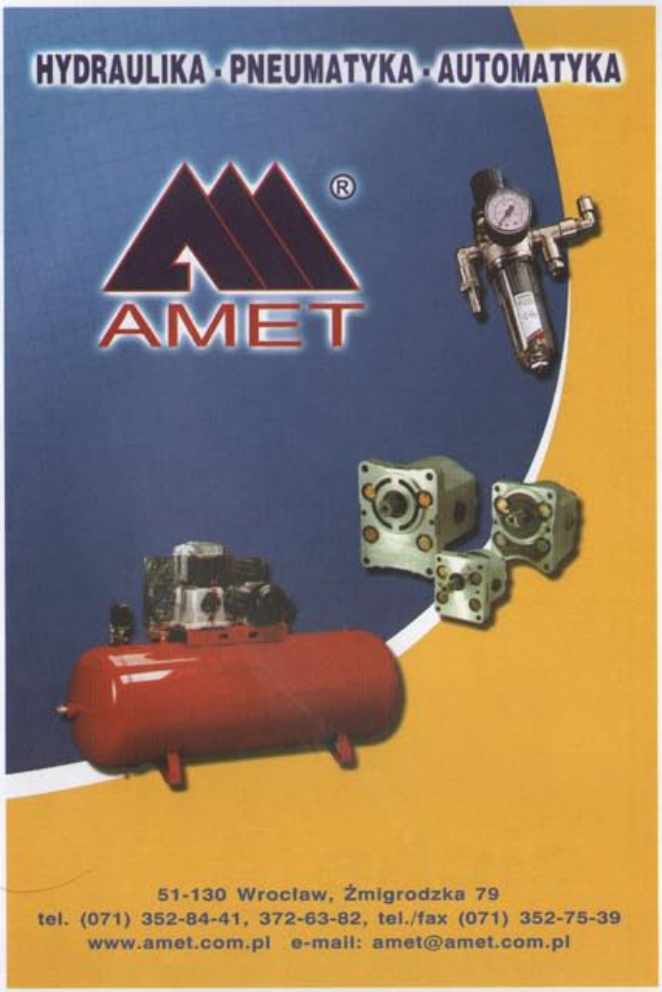
ABS CE

KOMPRESS

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

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

www.kompress.com.pl



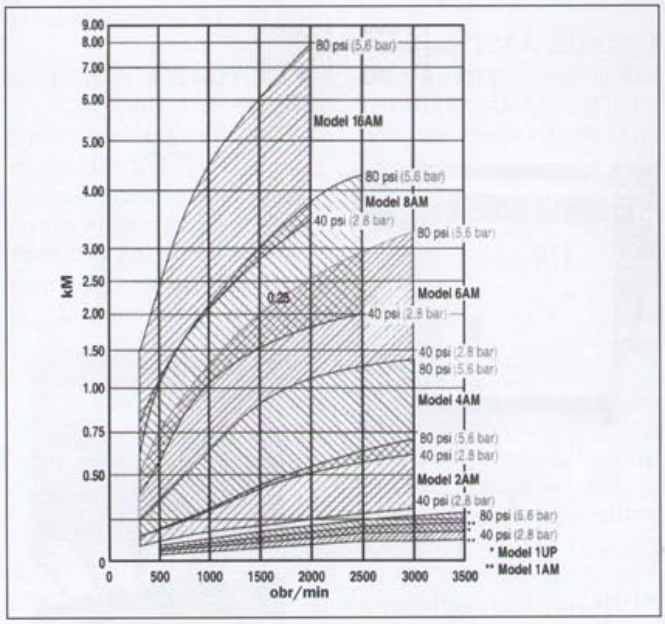
Pneumatyczne silniki GAST

W automatyzacji sprężonym powietrzem, dzięki swoim specyficznym zaletom, coraz większe uznanie zyskują silniki pneumatyczne. Jednym z największych producentów tych urządzeń jest amerykańska firma GAST, produkująca swoje wyroby już od ponad 75 lat.

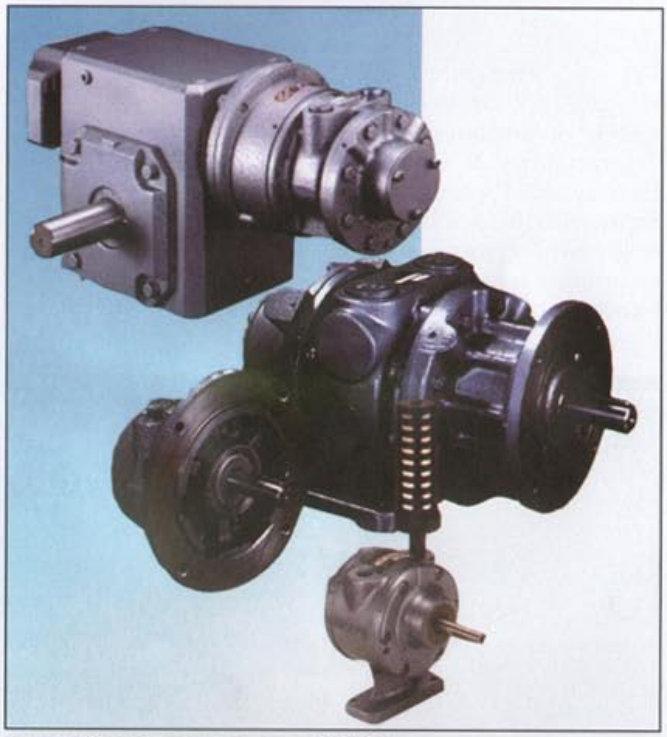
Silniki pneumatyczne GAST są kompaktowym, lekkim źródłem płynnego, bezwibracyjnego momentu obrotowego. Mogą zostać zatrzymane, ruszać i zmieniać kierunek obrotów niemal natychmiast, dostarczają prawie stały moment obrotowy, pozwalają łatwo kontrolować prędkości obrotowe bez konieczności stosowania skomplikowanego i drogiego sterowania. Mogą również pracować w gorącym, agresywnym lub wilgotnym środowisku i są bardzo odporne na przeciążenia.

Zasada działania

Wewnątrz silnika zamocowany jest mimośrodowo wirnik, w którym osadzone są łopatki wysuwające się promieniowo na zewnątrz od osi wirnika podczas jego obrotów. Mimośrodowe umieszczenie wirnika w komorze cylindra sprawia, że pchane są przez sprężone powietrze tylko te łopatki, które są w danym momencie wysunięte. W przypadku silników pracujących dwukierunkowo (rewersyjnych), łopatki są dociskane do ścianek cylindra za pomocą sprężyn w celu zapewnienia odpowiedniej szczelności i zapobieżenia przeciekom. Silniki jednokierunkowe mają natomiast tak ukształtowane kanały powietrza, by mogło



Rys. 1 Charakterystyka silników GAST



Fot. 1 Silniki pneumatyczne GAST

być ono kierowane tylko i wyłącznie na tylną, właściwą stronę łopatki.

Zalety i zastosowania silników pneumatycznych

Wyjątkowa charakterystyka pracy silników pneumatycznych czyni z nich idealne w wielu sytuacjach źródło mocy. Ze względu na beziskrowy rodzaj pracy wykorzystywane są w obecności gazów palnych i wybuchowych. Doskonałym zastosowaniem silników są również wszelkiego rodzaju dźwigi i podnośniki – z powodu łatwiejszej kontroli prędkości i równie łatwej zmiany kierunku obrotów. Najważniejsze zalety to:

- Brak zagrożenia wybuchowego.
- Całkowita odporność na przeciążenia (silnik pneumatyczny dostosowuje moment obrotowy i prędkość obrotową do obciążenia). Parametry te mogą być również łatwo sterowane poprzez regulację ciśnienia i ilości podawanego powietrza.
- Zmiana kierunku obrotów nie powoduje w układzie istotnych naprężeń ani wstrząsów i może być zrealizowana przy kącie obrotu wirnika rzędu zaledwie kilku stopni.
- Silnik pneumatyczny nie nagrzewa się podczas pracy, gdyż jest chłodzony przez przepływające i rozprężające się powietrze.
- Dzięki typowym wymiarom kołnierzy przyłączeniowych, silniki GAST można w łatwy sposób montować z większością dostępnych na rynku przekładni i motoreduktorów i bez problemu dostosować do konkretnej aplikacji.

W ofercie firmy GAST znajduje się ponad 100 modeli silników pneumatycznych w zakresie mocy od 0,25 do 6,7 kW. Wykres (rys. 1) obrazuje zależność mocy i prędkości obrotowych dla poszczególnych grup silników.

Do skorzystania z oferty silników pneumatycznych GAST zaprasza firma Amet z Wrocławia.

Artykuł promocyjny
AMET
Maciej Andruszkiewicz

HPS

IV MIĘDZYNARODOWE TARGI HYDRAULIKI, PNEUMATYKI, STEROWANIA I NAPĘDÓW

22-24.10.2002

KATOWICE

23.10.2002
godz. 10.00-16.00

SEMINARIUM NAUKOWO-TECHNICZNE
„Hydrauliczne układy napędu i sterowania jako czynnik wzrostu konkurencyjności krajowego sektora maszyn i urządzeń"

ORGANIZATORZY:
EMAG Katowice, Międzynarodowe Targi Katowickie

KONKURS NA NAJLEPSZY PRODUKT TARGÓW HPS'2002

- ELEMENTY I SYSTEMY HYDRAULICZNE I PNEUMATYCZNE
- STEROWNIKI
- NAPĘDY
- SYSTEMY AUTOMATYCZNEGO STEROWANIA PROCESAMI
- ROBOTY PRZEMYSŁOWE I MANIPULATORY
- TECHNIKI POMIAROWE I LABORATORYJNE
- ELEMENTY WYPOSAŻENIA I CZĘŚCI ZAMIENNE
- USŁUGI INSTALACYJNE I NAPRAWCZE
- USŁUGI INŻYNIERSKIE I PROJEKTOWE
- DORADZTWO TECHNICZNE, KNOW-HOW, PATENTY, LICENCJE

Partner medialny: NOWY PRZEMYSŁ

MIĘDZYNARODOWE TARGI KATOWICKIE Sp. z o.o.
40-955 Katowice, ul. Bytkowska 1b
tel. (32) 78 00 404, 78 00 204; fax (32) 254 03 27
e-mail:hps@mtk.katowice.pl; www.mtk.katowice.pl

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

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

Targi HPS

Już teraz zachęcamy dostawców i odbiorców pneumatyki do udziału w Międzynarodowych Targach Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HPS (reklama na tej stronie). Jest to jedna z najmłodszych imprez targowych organizowanych przez Międzynarodowe Targi Katowickie. Pomimo to wpisała się już na trwałe do kalendarza targów specjalistycznych. Targi HPS organizowane są w cyklu dwuletnim na przemian z Międzynarodowymi Targami Górnictwa, Energetyki, Metalurgii i Chemii KATOWICE.

Pierwsza edycja HPS miała miejsce w 1996 roku. Wtedy w Katowicach zaprezentowało się niespełna 100 firm w tym 4 zagraniczne, powierzchnia ekspozycyjna to 1500 m^2 netto. Dwa lata później, w Katowicach pojawiło się już 150 wystawców w tym 23 zagranicznych, a powierzchni a jaką zajęli to ponad 2.600 m^2 netto. Podobnie było w roku 2000. Oprócz wystawców z Polski swoją ofertę zaprezentowały firmy z Austrii, Włoch, Francji, Niemiec, Szwecji, Czech, Irlandii i Wielkiej Brytanii.

Czwarta edycja tych targów odbędzie się w dniach 22 – 24 października 2002 roku w Katowicach. Zwracamy uwagę, że w nazwie targów poraz pierwszy pojawiły się napędy. Należy podkreślić, iż targi HPS są znaczącą ekspozycją dla firm reprezentujących branże wymienione w nazwie (hydraulika, pneumatyka, sterowanie, napędy), czego dowodem jest ich bogata oferta podczas każdej edycji targów w Katowicach.

Fotografia z HPS '98. Czy na tegorocznych targach dopiszą polscy producenci?

Tradycyjnie ekspozycji targowej towarzyszyć będą specjalistyczne seminaria i pokazy własne firm. Podczas targów odbędzie się już po raz kolejny konkurs, mający na celu nagrodzenie rozwiązania najnowocześniejszego, o najszerszym zastosowaniu w przemyśle oraz najciekawiej wyeksponowanego.

Warto przypomnieć, że podczas poprzedniej edycji targów (pisaliśmy o tym w Pneumatyce 5/2000) do konkursu nie stanął żaden produkt z dziedziny pneumatyki. Zachęcamy więc firmy z naszej branży, by tym razem wcześniej o tym pomyślały. Do października jest jeszcze trochę czasu.

KAESER
KOMPRESSOREN

Technologia na wiek XXI – profil Sigma

Technologia 150 milionów lat p.n.e.

Amonit z rejonu Coburg/Staffelstein

Kaeser Kompressoren Spółka z o.o.
02-829 Warszawa, ul. Taneczna 82
tel. (0-px-22) 322 86 65
fax (0-px-22) 322 86 66
serwis całodobowy: 0502 22 43 59
kaeser.poland@kaeser.pl
http://www.kaeser.pl

Sprężarki BOGE Kompressoren pracują pod ziemią przy budowie tunelu w Hadze

Budowa tuneli na płasko ukształtowanym terenie Holandii jest nie lada wyzwaniem, gdyż problemem są wdzierające się wszędzie wody gruntowe. Sprężone powietrze i sprężarki BOGE pozwalają wyeliminować ten problem.

Kto buduje w Holandii, nieustannie walczy z wodą. Za pomocą grobli i polderów musi odprowadzić każdy metr kwadratowy wody i kiedy planuje, jak władze miasta Hagi, poprowadzić linię tramwajową pod ziemią, napotyka dobrze znany problem: jak usunąć wodę gruntową z rur w tunelu?

Rozwiązanie inżynierów okazało się niezwykle proste! Zamiast bez końca wypompowywać wodę, zbudowali najpierw ściany tunelu, umieścili garaż podziemny jako strop, końce tunelu zamknęli śluzami ciśnieniowymi. Następnie poprosili specjalistów z BOGE, aby całe stanowisko budowy umieścili pod ciśnieniem.

Pod wysokim ciśnieniem

„Potrzebujemy ok. 0,8 do 1,0 bar nadciśnienia i ledwie 100 względnie 50 m^3 na minutę na każdą rurę tunelu, żeby wyeliminować wodę na stanowisku budowy tunelu. To nie stanowi problemu" – wyjaśniają inżynierowie, „a ponieważ pracują tu ludzie, system zaopatrzenia w sprężone powietrze musi być absolutnie niezawodny i samo powietrze musi nadawać się do oddychania". To zadanie dla 4 sprężarek BOGE serii S. Dwie olejowe sprężarki śrubowe BOGE typ S 150, z których każda jest wspierana przez sprężarkę typ S 75, są ustawione na końcach tunelu.

Ten podział wydajności umożliwia prostą regulację za pomocą inteligentnej kaskady i dzięki optymalizacji zwiększa pewność zabezpieczenia w sprężone powietrze.

Przy tym w każdych warunkach należy wykluczyć ewentualność, że człowiek lub materiał poniosą straty z powodu nagłego skoku ciśnienia w tunelu.

Na tym polu wygrywają sprężarki serii S (fot. 1), wymagające minimum konserwacji i zapewniające niezawodność pracy. Oprócz przejrzystej budowy i łatwego dostępu do celów konserwacyjnych oraz wymyślnego doprowadzenia chłodzącego powietrza, tu pod ziemią, w tunelu na pozytywną ocenę zasługuje przede wszystkim opatentowany system napędu GM ze stałym naciągiem pasków klinowych, który pracuje praktycznie, nie wymagając konserwacji, przez co zminimalizowane zostają przestoje sprężarek.

Kompaktowa osłona chroni paski klinowe przed kurzem, który wzbija się podczas transportowania ziemi. Bezzaworowy układ obiegu oleju, bez zaworu zamykającego układ olejowy i zaworu zwrotnego, jest nieoceniony pod względem bezawaryjności, nie tylko w warunkach pod ziemią.

Sprężone powietrze do oddychania

Oprócz absolutnej niezawodności w dostawie sprężonego powietrza, projekt tunelu w Hadze wymagał przede wszystkim zaopatrzenia w sprężone powietrze najwyższej jakości – powietrze nadające się do oddychania. Sprężarki BOGE spełniają te wymagania.

Fot. 1 Sprężarka serii S

Leżące zbiorniki separatorów oleju i bezpośrednio wbudowany stopień śrubowy, zastosowane w sprężarkach serii S, umożliwiają oddzielanie oleju prawie bez strat powietrza. Pozostałość resztek oleju w powietrzu jest stała i wynosi zaledwie 1-3 mg/m^3.

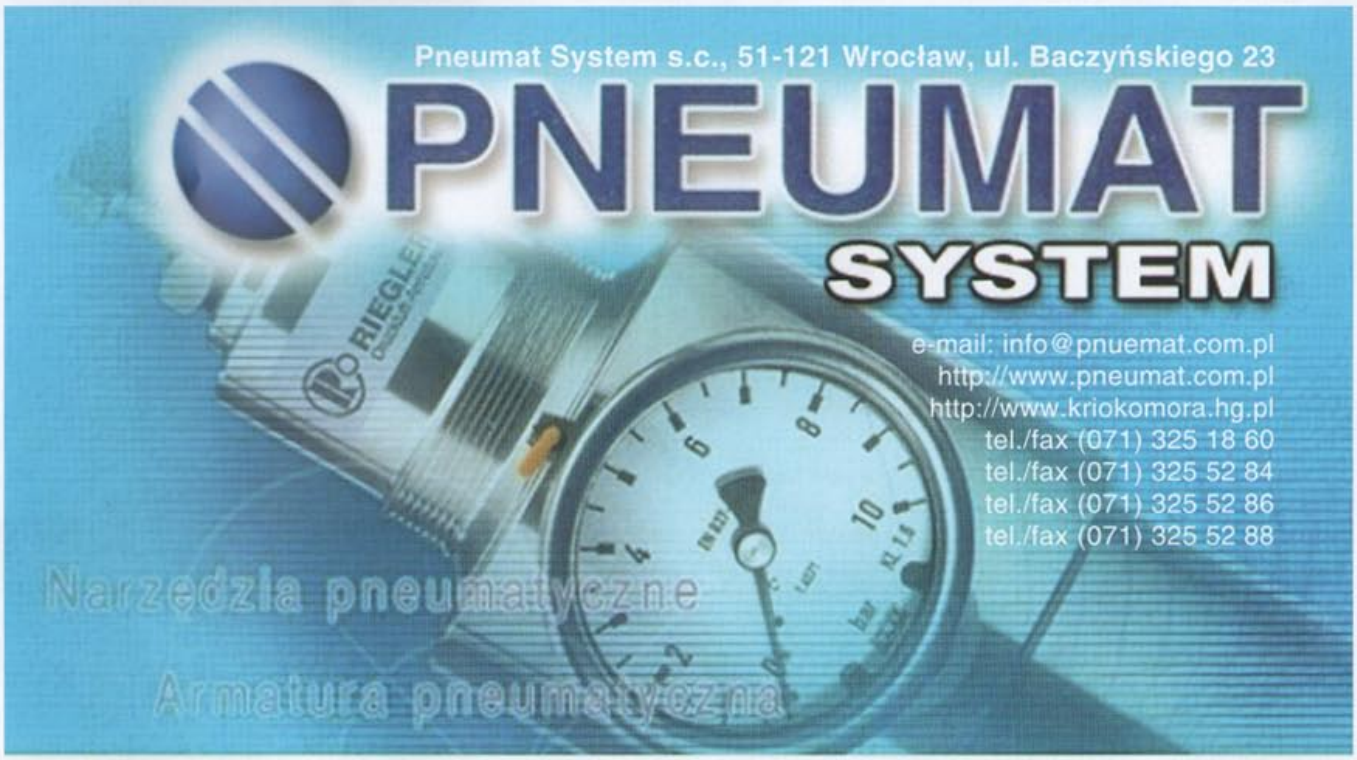
Tak oczyszczone powietrze jest dobrze przygotowane do dalszego dokładnego już oczyszczania.

Holendrzy twierdzą: „Jakość sprężonego powietrza w tunelu musi być 200 razy wyższa od zwykłego powietrza w otoczeniu poza tunelem. Poniesiemy na ten cel odpowiednie nakłady".

Tak więc już część wilgoci skraplająca się na zimnych ścianach gromadzi się w 5000 litrowym zbiorniku, reszta po schłodzeniu do 2,5°C zostaje skroplona w chłodnicy. Dalej znajduje się kaskada filtrów o coraz dokładniejszym stopniu separacji zanieczyszczeń, z filtrem z aktywnym węglem na wyjściu. Tak przygotowane powietrze – suche i zdatne do oddychania – jest ogrzewane do ok. 30°C przez wymiennik ciepła na wyjściu, napędzany energią odzyskaną w chłodnicy końcowej.

70% tego powietrza jest kierowana przez zawory redukcyjne bezpośrednio do tunelu, pozostałe 30% powietrza napędza urządzenia sprężonego powietrza. Wszystko to odbywa się w warunkach pracy ciągłej, 24 h na dobę, aż do momentu ukończenia i otwarcia tunelu, kiedy zadanie zapewnienia ciśnienia atmosferycznego przejmują betonowe, grube na 2,5 m płyty.

Artykuł promocyjny
Pneumatik SA



SPRĘŻARKI ŚRUBOWE: Atlas Copco, LODNI
SPRĘŻARKI TŁOKOWE: FIAC, ELEKTRA BECKUM
NARZĘDZIA PNEUMATYCZNE: Ingersoll-Rand, Fuji, BeA
MANOMETRY: WIKA
ARMATURA PNEUMATYCZNA: RIEGLER, AIGNEP raccorderie
SIŁOWNIKI I ZAWORY: CPP Kielce PREMA, CZ pneumatica
FILTRY I OSUSZACZE: ultrafilter
WĘŻE PRZEMYSŁOWE: manuli RUBBER INDUSTRIES

Mattei w Polsce

Kompresory przewoźne

Kompresory przewoźne, wytwarzane w zakładach firmy Mattei w Vimodrone, charakteryzują się dużą odpornością na zanieczyszczenia, dlatego znajdują zastosowanie w trudnych warunkach, np. budownictwie drogowym. Ich niska masa oraz wersje przenośne, które mogą być w prosty sposób zainstalowane na maszynach roboczych, pozwalają na większą elastyczność ich zastosowania.

Kompresory zamontowane na podwoziu mają dobrze opracowane zawieszenie kół. Dyszel holowniczy umożliwia dostosowanie do wysokości haka holowniczego pojazdu ciągnącego, co daje bezpieczeństwo przy jeździe z dużą prędkością. Większe wersje wyposażone są w hamulce najazdowy i ręczny. Do napędu wykorzystano silniki DEUTZ i PERKINS.

Zmniejszenie kosztów eksploatacji uzyskiwane jest poprzez zastosowanie zarówno dla silnika, jak i kompresora tego samego dwustopniowego filtra powietrza i oleju smarującego.

Poniżej przedstawiono zalety rotacyjnych kompresorów przewoźnych firmy Mattei.

Prostota konstrukcji zespołu sprężającego (fot. 1), tylko jedna część jest ruchoma: rotor z łopatkami. Wynikiem ograniczonej liczby ruchomych części jest niezmienność wydajności i trwałość.

Fot. 1

Obciążenie silnika jest mniejsze niż jego moc znamionowa, co powoduje niższe zużycie paliwa oraz dłuższą żywotność silników.

Obudowa jest bardzo dokładnie zabezpieczona podkładem antykorozyjnym (zastosowanie m.in. kataforezy).

Warstwa wierzchnia jest pokryta estetyczną farbą proszkową, odporną na uszkodzenia mechaniczne. Jej zaletą jest również dzwiękochłonność.

Wszystkie kompresory przewoźne zostały wyposażone w automatyczny, pneumatycznie sterowany **mechanizm kontrolny silnika** (fot. 2), który dostosowuje wydatek kompresorów do zapotrzebowania na sprężone powietrze.

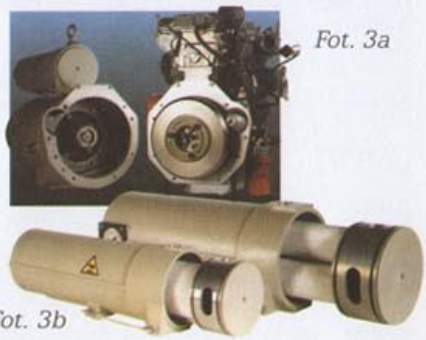
Panel sterujący jest wyposażony w urządzenie zabezpieczające, które automatycznie wyłącza kompresor, jeśli podstawowe parametry pracy kompresora odbiegają od normy. Możemy wybrać tryb pracy przełącznikiem na panelu kontrolnym, który ułatwia rozruch silnika w niskich temperaturach.

Fot. 2

Niska prędkość obrotowa, brak jakiejkolwiek przekładni oraz bezpośrednie przeniesienie napędu poprzez sprzęgło podatne (fot. 3a).

Wysoka jakość powietrza zagwarantowana jest przez trójstopniową separację oleju. Duża skuteczność tego procesu w stopniu końcowym zapewniana jest również przez filtr (fot. 3b) z wkładami z włókna szklanego i borokrzemianem.

Kompresory przewoźne produkowane są w czterech wersjach: DRW 74 o mocy silnika 9.6 kW, wydajności 1.4 m³/min dla ciśnienia 7 bar, DRW 720-725-730 – moc silnika odpowiednio od 14 do 24.5 przy wydajności 2.0 – 3.0 m³/min dla ciśnienia 7 bar, DRW 743-756-1046 przy mocy 45 kW do 46 kW, wydajność 4.3 do 5.6 m³/min dla ciśnienia 7 bar oraz 46 kW wydajność 4.6 m³/min dla 10 bar oraz wersja DRS 775-7100-1085 od 54 kW do 74 kW wydajność od 7.5 do 10 m³/min dla 7 bar i dla 74 kW przy wydajności 8.5 m³/min dla 10 bar.



Fot. 3a

Fot. 3b

* * *

Wyłącznym przedstawicielem Mattei w Polsce jest firma Multi-Mac.

Artykuł promocyjny Multi-Mac

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

Nowoczesne, energooszczędne promieniowe dmuchawy powietrza

Zakłady H. Cegielski w Poznaniu są producentem nowowczesnych energooszczędnych promieniowych dmuchaw powietrza. Odpowiednia jakość sprężonego powietrza to jeden z najbardziej ważkich problemów w wielu dziedzinach przemysłu i gospodarki.

Promieniowe dmuchawy powietrza znajdują zastosowanie w oczyszczalniach ścieków oraz w procesach technologicznych takich, jak: odsiarczanie spalin, odsiarczanie ropy naftowej, produkcja drożdży, transport pneumatyczny pyłów i materiałów sypkich, przemysł fermentacyjny i chemiczny, okrętownictwo, czyli wszędzie tam, gdzie potrzebne jest czyste wolne od oleju sprężone powietrze.

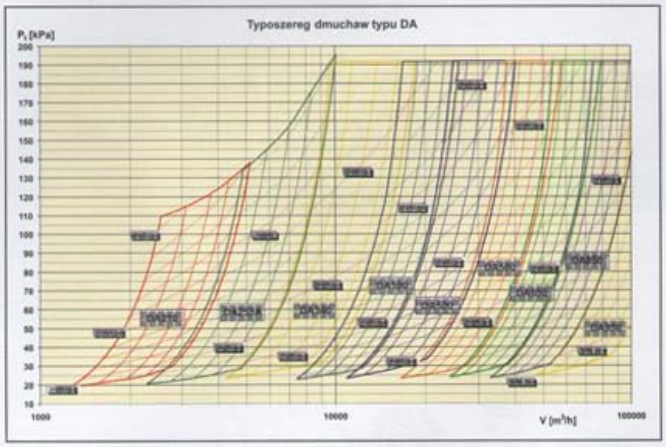
Pole pracy dmuchawy typu DA pokazano na rys. 1. Promieniowe dmuchawy DA oferowane są dla zakresu nadciśnień od 20 kPa do 190 kPa i wydajności od 1 400 m^3/h do około100 000 m^3/h z tym, że górny zakres wydajności jest otwarty i może być rozszerzony w przypadku indywidualnych zamówień.

Konstrukcja dmuchawy typu DA

Promieniowe dmuchawy DA charakteryzuje nowoczesna konstrukcja. W projektowaniu i produkcji tych maszyn zastosowano najnowocześniejsze metody obliczeniowe i projektowe, użyto najnowszych technologii wytwarzania, materiałów konstrukcyjnych i komponentów, w tym również sterowniki mikroprocesorowe. Producent dmuchaw systematycznie prowadzi badania stanowiskowe i eksploatacyjne, co owocuje powstawaniem nowych konstrukcji dmuchaw i ich ciągłą modernizacją. Należy zaznaczyć, że produkt ten jest całkowicie oparty na polskiej myśli i powstał dzięki współpracy z Katedrą Techniki Cieplnej Politechniki Poznańskiej. Założenia pod typoszereg oraz projekt konstrukcyjny dmuchaw powstały w ramach prac wykonywanych na zlecenie Komitetu Badań Naukowych. Przy badaniach rotodynamicznych wykorzystuje się doświadczenie firmy amerykańskiej „Bently Nevada", wyspecjalizowanej w tym zagadnieniu i dostarczającej specjalistyczne czujniki do ciągłej kontroli drgań dmuchaw.

Konstrukcja zespołu dmuchawy typu DA jest niezwykle prosta. Dmuchawa napędzana jest silnikiem elektrycznym poprzez starannie dobrane sprzęgło elastyczne, mające na celu tłumienie drgań w układzie napędowym. Dmuchawy dostarczane są z silnikami elektrycznymi o parametrach odpowiadających warunkom eksploatacyjnym i wymaganiom odbiorcy. Dmuchawa, silnik elektryczny, układ sterowania i układ olejowy mocowane są na elastycznie posadowionej ramie, będącej także zbiornikiem oleju. Dmuchawa składa się z jednostopniowej przekładni multiplikującej oraz właściwej dmuchawy, to znaczy części sprężającej powietrze. Przekładnia składa się z wału napędowego, niskoobrotowego (n=3 000 obr/min przy częstotliwości prądu 50Hz względnie n=3600 obr/min) oraz wałka napędzanego, szybkoobrotowego, którego obroty zależne są od wielu czynników, jak: wymagane ciśnienie tłoczenia, wydajność, wielkość wirnika oraz kształt łopatek, a szczególnie kąta łopatkowego na wylocie z wirnika. Obroty wałka wirnika mogą wynosić od 5000 do 40 000 obr/min. Oba wały łożyskowane są w specjalnie skonstruowanych i starannie wykonanych łożyskach ślizgowych, których żywotność sięga 100 000 godzin pracy. Wynik ten osiąga się dzięki tarciu płynnemu i bardzo spokojnej płynnej pracy maszyny. Układy napędowe skonstruowane są tak, że dmuchawa pracuje w obszarze obrotów nadkrytycznych, a więc w samej rzeczy poziom drgań jest niski i również wynikające stąd obciążenia łożysk są znikome. Powietrze zasysane jest poprzez filtr powietrza

Fot. 1 Oczyszczalnia ścieków w Zawierciu, dmuchawy DA253 A



Rys. 1 Pole pracy dmuchaw typu DA

Fot. 2 Stanowisko do wyrównoważenia podzespołów wirujących. Na stanowisku zespół wirnika (średnica wirnika 575 mm) przeznaczony dla dmuchawy DA560 dla oczyszczalni w Petrochemii Płockiej

do kanału wlotowego, przepływa przez kierownicę wlotową, która służy do regulacji wydajności przy niezmiennych obrotach wirnika. Przy przepływie powietrza przez wirnik wzrasta energia kinetyczna cząsteczek powietrza, które zostają wyhamowane za wirnikiem w dyfuzorze bezłopatkowym lub łopatkowym oraz kolektorze. Tym samym następuje zamiana energii kinetycznej w potencjalną, a zjawisku zmniejszenia prędkości przepływu towarzyszy wzrost ciśnienia.

Wskazówki dla projektantów obiektów,

Trzeba niezwykle starannie potraktować dobór dmuchawy. Przy wyborze dmuchawy należy brać pod uwagę takie czynniki, jak:

- maksymalne, minimalne średnie godzinowe zapotrzebowanie na powietrze zarówno w pierwszym roku po rozruchu, jak i po pełnym uruchomieniu obiektu;
- ciśnienie robocze w kolektorze tłocznym i ssącym przy różnych warunkach eksploatacji;
- ekstremalne temperatury otoczenia w ciągu całego przewidywanego okresu eksploatacji;
- warunki zasilania prądowego;
- charakter pracy dmuchaw (praca ciągła, przerywana);
- koszty inwestycji i koszty eksploatacyjne: zużycie energii, koszty związane z bieżącą obsługą, koszty materiałów eksploatacyjnych.

Układ sterowania i zabezpieczania

W układzie tym stosuje się swobodnie programowalne sterowniki mikroprocesorowe znanych firm: Siemens, Schneider, Honeywell. Przy pracy wielu dmuchaw na jednym obiekcie wszystkie połączone są za pomocą standardowych sieci komputerowych i na życzenie mogą współpracować z komputerami obiektowymi, co miało już zastosowanie na kilku obiektach. Stosowany układ pozwala sterować nie tylko parametrami dmuchaw, ale może również obsługiwać wiele innych urządzeń poza maszyną, np. sterować zaworami rozdzielającymi powietrze na poszczególne odcinki rurociągów. Układ sterowania spełnia takie funkcje, jak: steruje automatycznym rozruchem, steruje wydajnością według wprowadzanego z zewnątrz parametru technologicznego, kontroluje wszystkie niezbędne parametry robocze, zabezpiecza przed przekroczeniem wielkości granicznych, przekazuje niezbędne informacje do nadrzędnych układów sterowania.

Regulacja wydajności

Sposoby regulacji wydajnością mają istotny wpływ na koszty eksploatacyjne dmuchaw, a szczególnie roczne zużycie energii. Dmuchawy promieniowe napędzane silnikiem elektrycznym mogą być regulowane za pomocą:

- kierownicy wstępnej na wlocie, co pozwala na regulację wydajności w granicach od 45 do 100% przy sprawności politropowej od 80% do 86%;
- nastawialnego dyfuzora łopatkowego, co pozwala regulować wydajnością w granicach od 40 do 100% przy sprawności od 77 do 85%;
- kierownicy wstępnej i dyfuzora łopatkowego; dzięki temu rozwiązaniu można zmieniać wydajność w szerokich granicach od 30% do 100% przy bardzo wysokiej sprawności od 83 do 89%.

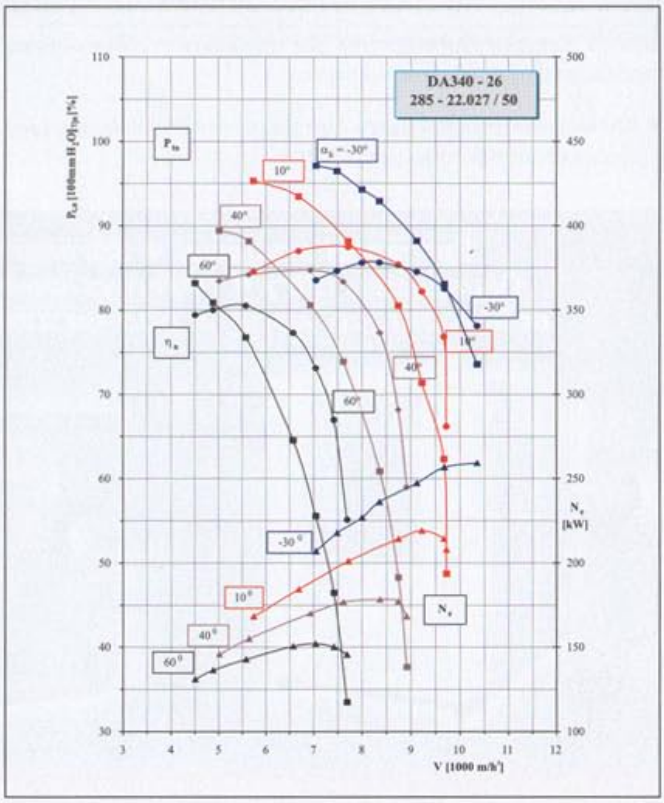
Ten ostatnio wymieniony sposób regulacji zaleca się przy maszynach średnich i dużych dla wydajności powyżej 5000 m^3/h, względnie przy wysokich stopniach sprężania.

Wady i zalety

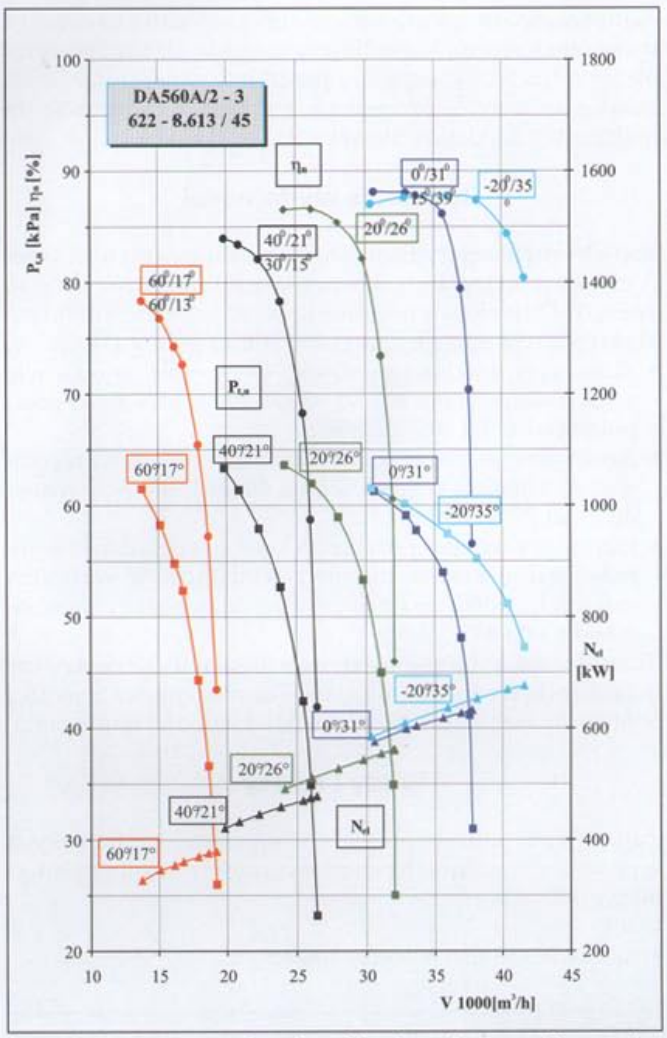
Zalety i wady jednostopniowych dmuchaw promieniowych w porównaniu z dmuchawami wyporowymi, między innymi typu Rootsa.

Wady:

- zakres stosowania powyżej 1000m^3/h;



Rys. 2 Krzywe regulacyjne dla dmuchawy z kierownicą wstępną



Rys. 3 Krzywe regulacyjne dla dmuchawy z kierownicą wstępną i dyfuzorem łopatkowym

- konieczność precyzyjnego zaprojektowania instalacji, określenia ciśnienia roboczego i strat.

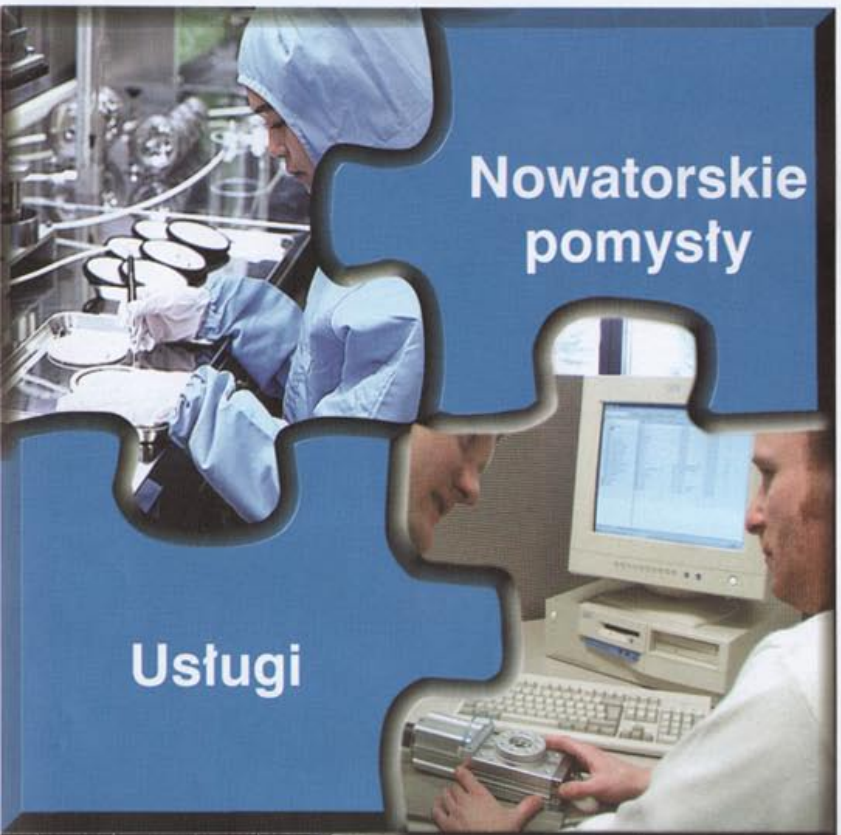
Zalety:

- wysoka sprawność energetyczna ze względu na bardzo wysokie sprawności politropowe i mechaniczne (przewaga sprawności w stosunku do dmuchaw wyporowych wzrasta wraz ze zwiększaniem się wydajności);
- nieporównywalnie większa żywotność przy zastosowaniu w silnikach elektrycznych łożysk ślizgowych sięgająca 100 000 godz.;
- niezwykła elastyczność regulacji wydajności w szerokim obszarze od nawet 30% do 100% (w przypadku stosowania regulacji z użyciem kierownicy wstępnej i nastawialnego dyfuzora łopatkowego) przy zachowaniu wysokiej sprawności. Regulacja przy stałych obrotach silnika, nie wymaga stosowania kosztownych falowników, szczególnie drogich przy mocach powyżej 75 kW. Dmuchawy typu Rootsa przy regulacji wydajności poprzez zmianę obrotów charakteryzują się spadkiem sprawności do wartości 70%, a w niektórych przypadkach do 60%.

Jak widać na rys.2 i 3, sprawności w zakresie wydajności nominalnej sięgają do 89%, a przy wydajności minimalnej (40% do znamionowej) spadają tylko do 79%. Taka wysoka sprawność przy dużym zakresie regulowanej wydajności powoduje, że dmuchawy są bardzo energooszczędne. Dodatkowe oszczędności energii uzyskuję się dzięki możliwości sterowania w cyklu automatycznym wymaganym parametrem technologicznym. W oczyszczalniach ścieków wprowadza się kontrolę zawartości tlenu w biobloku i dmuchawy dostarczają tylko tyle powietrza, by zapewnić utrzymanie zadanej wartości stężenia tlenu. Podobnie postępuje się na innych obiektach, gdzie może być sterowany inny parametr.

Podsumowując, dmuchawy typu DA produkowane od roku 1993, dobrze służące ochronie środowiska, zainstalowane w liczbie ponad dwustu sztuk w oczyszczalniach ścieków, obiektach energetycznych w Polsce i za granicą, to maszyny na wskroś nowoczesne.

Artykuł promocyjny
H.Cegielski-Poznań SA



SMC

e-mail: office@smc.pl
www.smc.pl

Przepusty obrotowe do powietrza z metalowymi uszczelnieniami

SERII MQR

- specjalna konstrukcja metalowych uszczelnień METAL SEAL
- do 12 kanałów pneumatycznych
- trwałość do 1 miliarda obrotów
- dopuszczalna prędkość obrotowa do 2000 obr/min
- maksymalny dopuszczalny moment obrotowy 0,2 Nm
- duża sztywność dzięki podwójnemu ułożyskowaniu

Design Award
iF
Winner 2002

Światowa technologia w każdym produkcie

SMC Industrial Automation Polska Sp. z o.o. • PL 02-673 Warszawa, ul. Konstruktorska 11 A • Tel.: +22 548 50 85 • Fax: +22 548 50 87

ASCO JOUCOMATIC produkuje w Polsce

W 1994 r. kierownictwo firmy ASCO/JOUCOMATIC we Francji podjęło decyzję o rozszerzeniu działalności firmy w Europie Środkowo-Wschodniej, kierując się filozofią „to be close to the market" („być blisko rynku"). Powstało Biuro Handlowe w Warszawie, a następnie w 1996 r. Oddział Produkcyjny w Łodzi.

Firma ASCO/JOUCOMATIC jest światowym liderem w produkcji elementów automatyki przemysłowej i sterowania procesami, takich jak: zawory elektromagnetyczne, sterowane pneumatycznie, elementy pneumatyki siłowej (siłowniki, rozdzielacze, osprzęt pneumatyczny), sygnalizatory ciśnienia i temperatury (presostaty i termostaty). ASCO/JOUCOMATIC w skali światowej swoją działalność rozpoczęło w XIX w. Na początku swojej historii ASCO i JOUCOMATIC były dwoma odrębnymi firmami. Przez wiele lat rozwijały się niezależnie od siebie. Firma ASCO powstała w Baltimore, USA w 1888 r. W 1910 r. jako pierwsza firma na świecie wyprodukowała zawór elektromagnetyczny. W 1928 r. została utworzona we Francji firma JOUVENEL ET CORDIE, która dopiero w 1983 r. przyjęła nazwę JOUCOMATIC. W latach 80. obie firmy weszły w skład koncernu Emerson Electric, a następnie w 1988 r. połączyły się, tworząc ASCO/JOUCOMATIC. Głównym i nadrzędnym celem istnienia firmy ASCO/JOUCOMATIC w Polsce jest spełnienie oczekiwań klientów i zaspokojenie ich potrzeb w jak najszerszym zakresie.

Zakład produkcyjny w Łodzi

Znajduje się przy ul. Kurczaki 130. Zadaniem zakładu jest produkcja niektórych typów zaworów elektromagnetycznych oraz części do zaworów z bogatego asortymentu znajdującego się w katalogach firmy. Należą do nich m.in. zawory z serii 210, 353, 238 (2 serie), 551 oraz 550. Oprócz tego w zakładzie produkowane są także zestawy części zamiennych.

Zawory

Zawory serii 210 są dwudrogowymi zaworami mosiężnymi odcinającymi, do automatycznego sterowania przepływem powietrza, obojętnych gazów, wody i lekkiego oleju. Mają napięcia stałe lub zmienne, dostępne są w wersjach z membraną pływającą i membraną podwieszaną. Zawory tego typu sprawdzają się w najtrudniejszych aplikacjach, posiadają wiele wykonań specjalnych. Zawory serii 353 aluminiowe są zaworami elektromagnetycznymi przeznaczonymi do wytwarzania impulsu powietrza w układach regeneracji filtrów workowych, używanych w wielu gałęziach przemysłu, takich jak przemysł cementowy, spożywczy, drzewny czy energetyka. Zawory mogą być sterowane bezpośrednio lub za pomocą zintegrowanych bloków zaworów pilotowych (skrzynek), które również są wytwarzane w Łodzi. Zawory serii 238 mosiężne są zaworami dwudrogowymi, najpopularniejszymi na rynku zaworami stosowanymi do sterowania przepływem wody, powietrza, oleju i gazów obojętnych. Ta seria znajduje zastosowanie w setkach zakładów przemysłowych w Polsce. Zawory serii 551 są elektromagnetycznymi zaworami rozdzielającymi z we-

wnętrznym wspomaganie

gwintowanym G1/4 i interfejsem NAMUR. Ten sam zawór może spełniać rolę zaworu 3/2 NC lub 5/2 do sterowania siłownikami jednostronnego lub dwustronnego działania. Zawory serii 550 zaworami rozdzielającymi do przesterowania ręcznego, posiadającymi przyłącze gwintowe G1/8. Większa część produkcji przeznaczona jest na eksport, jednakże zakład realizuje również zamówienia od klientów krajowych, przeznaczone na rynek polski.

Siłowniki

Na szczególną uwagę zasługują siłowniki produkowane wyłącznie na rynek krajowy. Są to siłowniki profilowane, aluminiowe, typu PES 2 (seria 450), o średnicach f 32, f 40, f 50, f 63, i f80, o standardowych bądź niestandardowych skokach, dostępne w wersji z tłumieniem pneumatycznym lub bez. Są to siłowniki dwustronnego działania, mają możliwość wyposażenia w magnetyczne czujniki położenia, spełniają standardy VDMA24562-ISO6431. Ciśnienie maksymalne do 10 bar. Produkowane są w Polsce już od ponad trzech lat. Montaż cylindrów odbywa się dwuetapowo: wstępnym etapem jest cięcie oraz obróbka prętów (tuby aluminiowej i stalowego roda) na maszynie sterowanej numerycznie. Następnie odbywa się ich montaż z gotowymi elementami w postaci zestawów.

Wyposażenie

Ważną część asortymentu – elementy zaworów stanowiące półprodukt na potrzeby własnej produkcji oraz na eksport – wykonywana jest na maszynach sterowanych numerycznie. Pozwalają one na produkcję w dużej skali i wysoką jakość eksportowanych wyrobów. Zakład praktycznie od momentu jego powstania nieustannie się rozwija. Firma zainwestowała już ponad 14 milionów złotych w rozwój produkcji w Polsce. W styczniu 2001 r. zakupiła budynek wraz z terenem, na którymobecnie mieści się zakład. Stwarza to możliwości dla dalszego rozwoju, a także zapewnia stabilizację. Oprócz budynku, dużą część tych inwestycji stanowi nowoczesne wyposażenie zakładu – centra obróbcze typu Citizen, Brother, Stama, Index, Moriseiki i wiele innych, wysokiej jakości urządzenia techniczne i kontrolno-pomiarowe oraz narzędzia do produkcji (maszyny do testowania zaworów, myjka Branson, osprzęt do montażu, maszyny do obróbki wibrościernej). Pozwalają one na produkcję w dużej skali i wysoką jakość eksportowanych wyrobów. W najbliższym czasie planowany jest remont budynku i adaptacja jego niewykorzystanej części na potrzeby hal produkcyjnych, pomieszczeń biurowych i magazynów. Jest to związane z rozszerzaniem dotychczasowej skali produkcji, uruchomieniem montażu nowych serii zaworów i innych produktów. Zakład ASCO/JOUCOMATIC współpracuje z wieloma dostawcami i kooperantami w Polsce i za granicą w zakresie dostaw materiałów surowych (prętów), gotowych części do zaworów (np. odlewów) oraz usług kooperacyjnych (np. anodowanie).

ISO

W związku z ciągłym poszerzaniem skali produkcji zakład aktywnie poszukuje nowych partnerów, których produkty spełniają wymagania jakościowe ASCO/JOUCOMATIC, zwłaszcza na terenie kraju. W swoim zakładzie firma wdrożyła system oparty na normie ISO 9002 (w 2001 r. otrzymała certyfikat). Podstawą tego systemu jest ciągłe doskonalenie jego metod wytwarzania oraz organizacji pracy, podnoszenie poziomu kwalifikacji pracowników, rozwijanie partnerskich stosunków z dostawcami i kooperantami, szukanie nowych rozwiązań służących poprawie jakości produkowanych wyrobów oraz ograniczających koszty. Sprzyja temu stosowanie nowoczesnych technologii produkcji, wykorzystywanych w krajach Europy Zachodniej. Aby zapewnić wysoką jakość wyrobów, firma wdrożyła i stosuje nowoczesne metody zarządzania: System „5 S", analizę SMED (polegającą na redukcji czasu przezbrojenia maszyny do „pojedynczej minuty"), a także w najbliższym czasie planuje wdrożenie systemu do zarządzania produkcji „lean manufacturing". W najbliższym czasie firma planuje wdrożenie systemu zarządzania środowiskowego ISO 14001 oraz dostosowanie do wymogów znowelizowanej normy ISO 9001:2000.

Artykuł promocyjny
ASCO JOUCOMATIC

[godziny]	0,27 PLN/kWh	[15%]	zwiększonej inwestycji [lata]
2000	40 000,-	6 000,-	8.3
4000	81 000,-	12 100,-	4.1
6000	121 000,-	18 100,-	2.8

Tabela 2 Okres zwrotu inwestycji

Pamiętajmy równocześnie, że po okresie zwrotu sprężarki zaczynają „przynosić dochód". Jest on tym większy, im większa jest zainstalowana moc i jak wykazują przedstawione wykresy, nie są to „drobne" sumy. Dla tych więc inwestorów, którzy przewidują rocznie co najmniej 4000 godzin pra-

przypadkach gdy
miesięcy, powin-
teriałów eksplo-
ięcej i niejedno-
odukty, cenowo
mości nie otrzy-
posiąć ten rodzaj
na jej zdobycie
ch eksploatacji.
prócz bezpośred-
westor zapomi-
su, koszty robo-
zypadki, że wła-
ategowarto być

...apu samych nitrów. W
gwarancja obejmuje standardowo okres 12
niśmy zainteresować się dostępnością do m
atacyjnych z innych źródeł. Jest ich coraz w
krotnie oferują równie wysokiej jakości p
bardzo konkurencyjne. Niestety, tych wiad
mamy od firm oferujących sprężarki. Chcąc
wiedzy, musimy dotrzeć do niej sami, a tru
najczęściej zwróci się nam w niższych koszt

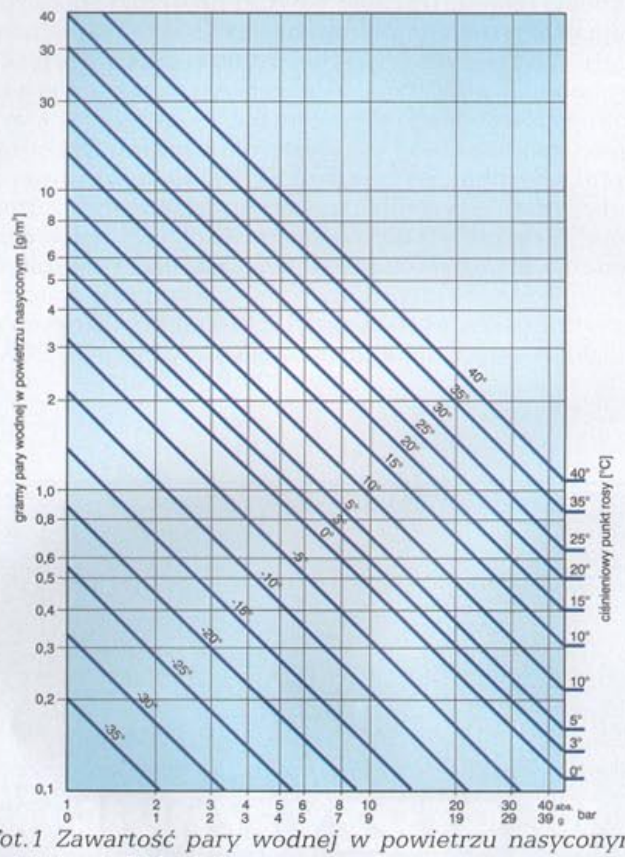
Koszty dodatkowe serwisu występują o
nich kosztów samych materiałów. Często i
na, iż może zostać obciążony za dojazd serw
czogodzin, diet i tym podobnych. Znam p
ślnie koszty te były wyższe niż materiały. D
bardzo dociekliwym i zdobyć wszelkie d

Doprężać, schładzać czy przewymiarowywać?

Jedną z podstawowych zasad pneumatyki jest dostarczanie powietrza o wymaganym ciśnieniu, wymaganej jakości i ilości przy jak najniższym koszcie energetycznym.

Jednym z istotnych parametrów jakościowych sprężonego powietrza jest ciśnieniowy punkt rosy. Ciśnieniowy punkt rosy związany jest z nasyceniem powietrza parą wodną i oznacza temperaturę, poniżej której przy danym ciśnieniu następuje wykroplenie wody. Im wyższe ciśnienie lub im niższa temperatura, tym mniej wilgoci może pozostać w powietrzu w postaci pary wodnej.

Z użytkowego punktu widzenia oznacza to, że należy osuszyć sprężone powietrze do takiego ciśnieniowego punktu rosy, aby uzyskać nie większą niż dopuszczalna



Fot.1 Zawartość pary wodnej w powietrzu nasyconym zależnie od ciśnienia i temperatury

przez proces, do którego używane jest powietrze, zawartość wilgoci lub taki punkt rosy, który jest poniżej minimalnej temperatury, jaką może osiągnąć powietrze w trakcie stosowania w danym procesie. I tak np. ciśnieniowy punkt rosy musi mieć wartość ujemną (np. –20°C), jeśli rurociąg przebiega na zewnątrz budynku (mrozy w okresie zimowym). W przeciwnym wypadku w sprężonym powietrzu będzie znajdowało się zbyt wiele wilgoci w stosunku do wymogów danego procesu technologicznego (co może zakłócić jego prawidłowy przebieg) lub będzie następowało wykraplanie się wody wskutek osiągnięcia temperatury powietrza poniżej punktu rosy.

Klasa powietrza	Ciśnieniowy punkt rosy	Zawartość wilgoci *
IV	+3 °C	5,95 g/m³
III	-20 °C	0,88 g/m³
II	-40 °C	0,11 g/m³
I	-70 °C	0,0027 g/m³

** w odniesieniu do 1 bar abs.*

Tabela 1 Porównanie zawartości wilgoci dla różnych klas czystości

Jak obniżać ciśnieniowy punkt rosy, czyli granicę wykraplania wody?

Oczywiście służą do tego urządzenia nazywane osuszaczami. Czy istnieją jednak inne możliwości? Co robić w przypadku sprężonego powietrza o wyższej temperaturze?

Doprężać?

Niektórzy proponują metodę doprężania, czyli podnoszenia ciśnienia sprężonego powietrza ponad wymagane, i tą metodą (na skutek wykroplenia w wyniku przekroczenia progu nasycenia parą) usunięcie części wilgoci zawartej w powietrzu. Następnie przez redukcję ciśnienia uzyskanie obniżonego ciśnieniowego punktu rosy. Jest to metoda w pewnym stopniu skuteczna, chyba najdroższa i najmniej uzasadniona ekonomicznie. Dla podwyższenia ciśnienia tylko o 0,5 bara trzeba zużyć o ok. 3,5% więcej energii.

cena wytworzenia 1 m³ powietrza
przy ciśnieniu 7 bar ≈0,04zł,
wzrost zużycia energii przy ΔP = 0,5 bara ≈3,5%,
czas pracy = 8000 godzin,
wydatek przepływu = 500 m³/h,
0,04zł x 8000h x 500 Nm³/h x 0,035 = 5 600 zł.

Jak widać z powyższego wzoru, podwyższenie ciśnienia zaledwie o 0,5 bara kosztuje nas rocznie dodatkowo ok. 5600 zł.

Zmiana ciśnienia z np. 7 do 8 bar(g) i zachowanie stałej temperatury +35°C (co jest raczej teoretyczne) obniża zawartość wody w powietrzu (nasycenie 100%) o 11,2%, tj. o 0,58 g, co przy ponownym rozprężeniu do 7 bar poprawia punkt rosy zaledwie o ok.2 °C, tj. z +35 do +33 °C.

Tą metodą, zużywając dużą ilość energii, można uzyskać bardzo mierny rezultat. Jeśli przeliczymy to na pieniądze, to zobaczymy, że przy zużyciu powietrza na poziomie 500 m³/h w ciągu roku (8 000 godzin) wydajemy na tę metodę ok. 11 400 zł. Dla porównania: cena osuszacza ziębniczego dla takiej wydajności, dzięki któremu uzyskuje się punkt rosy +3°C, kształtuje się na poziomie 17 000 zł.

Jeśli zdecydujemy się na wyższy stopień doprężania, oczywiście nastąpi bardziej zauważalne obniżenie punktu rosy, jednak koszt energii wiążący się z tym wzrośnie jeszcze bardziej. Przy doprężeniu do 12 bar (g) i ponownym rozprężeniu punkt rosy obniży się o 7,5 °C, lepiej jednak nie wspominać, ile energii będzie zużyte przy tej operacji.

Nie trzeba więc chyba podkreślać, że osuszanie powietrza przez doprężanie nie ma sensu i jest zdecydowanie nieekonomiczne!

Przewymiarowywać?

Dla każdego osuszacza sprężonego powietrza ustalone są warunki jego pracy. Inaczej mówiąc, aby uzyskać określone parametry powietrza (punkt rosy) na wyjściu, muszą być spełnione odpowiednie warunki na wejściu osuszacza. Warunki te to ciśnienie, temperatura powietrza oraz warunki zewnętrzne, jak temperatura otoczenia. Oczywiście każdy osuszacz ma określoną wydajność, to znaczy, że na jego wyjściu uzyska się powietrze o ustalonym punkcie rosy, pod warunkiem zachowania (czy nieprzekraczania) pewnej wartości przepływu powietrza. Oczywiście, wszystkie te parametry są współzależne i zmiana jednego ma wpływ na pozostałe. Ponieważ powietrze za sprężarką zawsze jest w stanie 100% nasycenia parą wodną, powietrze to na wlocie do osuszacza przy danej temperaturze zawiera ściśle określoną ilość wilgoci.

Temperatura (°C)	Wilgoć w gramach w 1m^3 przy 7 bar (g) (100% nasycenia)
+ 25	2,83
+ 30	3,80
+ 35	5,04
+ 40	6,63

Tabela 2 Ilość wilgoci (w gramach) w zależności od temperatury

Osuszacz ma też konstrukcyjnie ograniczoną zdolność zatrzymywania czy wytrącania tej wilgoci. Jeśli do osuszacza doprowadzane jest powietrze o wyższej temperaturze, oznacza to, że zawiera ono większą ilość wody w postaci pary. W konsekwencji powoduje to przekroczenie wydajności osuszacza i jego przeciążenie, co poza pogorszeniem parametrów powietrza na wyjściu może doprowadzić do uszkodzenia osuszacza. W tej sytuacji w wielu przypadkach stosowane są osuszacze większe o większej wydajności. Takie rozwiązanie powoduje podwyższenie kosztów eksploatacyjnych związanych z większym zużyciem energii przez większe urządzenie (większe zużycie energii elektrycznej, większe straty powietrza regeneracyjnego), jak również większymi kosztami inwestycyjnymi wynikającymi z zakupu większego urządzenia. Dla przykładu przy wzroście temperatury powietrza na wlocie z +35 do +40°C (a więc tylko o 5 stopni) wydajność osuszacza zmniejsza się o ok. 30%. Aby zatem skutecznie osuszyć przy podwyższonej temperaturze tę samą ilość powietrza, trzeba zastosować odpowiednio większy osuszacz. Należy dodać, że w przypadku pewnych typów osuszaczy (czy powyżej pewnego zakresu temperatur) zasilanie ich powietrzem o podwyższonej temperaturze grozi ich uszkodzeniem (przegrzanie w przypadku osuszaczy ziębniczych lub przesycenie wilgocią, czyli tzw. zalanie środka sorpcyjnego w osuszaczach adsorpcyjnych). Metoda przewymiarowywania jest równie nieekonomiczna i niecelowa jak osuszanie przez doprężanie.

Schładzać!

Skoro jedną z dróg do obniżenia punktu rosy jest schładzanie powietrza (co zresztą jest zasadą działania osuszaczy ziębniczych), może należałoby zastanowić się nad tą właśnie metodą. Schładzając sprężone powietrze przed doprowadzeniem go do osuszaczy uzyskujemy jednocześnie dwa efekty. Po pierwsze, dzięki schłodzeniu następuje już wstępne wykroplenie wody, a więc obniżenie punktu rosy, a po drugie, pozwala na uchronienie osuszaczy przed ich przeciążaniem czy koniecznością przewymiarowywania spowodowanego zbyt wysoką temperaturą. Standardowo osuszacze konstruowane są (określane ich wydajności) dla powietrza wlotowego nie przekraczającego +35°C. (Oczywiście są też wersje specjalne dla wyższych temperatur – odpowiednio powiększone i droższe). Schładzanie powietrza jest czynnością bodaj najprostszą w jego uzdatnianiu i kiedyś stosowaną jako jedyny sposób na jego „osuszenie". Wystarczy zauważyć, że już sam rurociąg i zbiornik wyrównawczy są pewnego rodzaju chłodnicami. No właśnie, chłodnica. Żeby skutecznie i w sposób kontrolowany schłodzić powietrze, trzeba zastosować chłodnicę. Ciepło z chłodnic odbierane jest przez wodę z drugiego obiegu lub powietrze zewnętrzne. Dodatkowym efektem jest możliwość wykorzystania tego ciepła np. do ogrzewania hal produkcyjnych czy innych pomieszczeń. Cena zakupu chłodnicy i koszt eksploatacji są nieporównywalnie niższe niż inne rozwiązania (nie mówiąc już o metodzie doprężania).

Reasumując, przy osuszaniu (obniżaniu punktu rosy) sprężonego powietrza kluczowym elementem jest koszt tego działania.

- Doprężanie czy sprężanie powietrza do ciśnienia wyższego niż wymagane przez proces i później jego redukcja jest metodą najdroższą i najmniej uzasadnioną, nie tylko jeśli chodzi o usuwanie wilgoci, ale w ogóle jako logika działania.
- Doprowadzanie do osuszaczy powietrza o podwyższonej temperaturze powoduje pogorszenie parametrów powietrza na wyjściu z osuszacza oraz groźbę jego uszkodzenia czy konieczność zainstalowania jednostki większej (przewymiarowanej). W tym przypadku mamy do czynienia z samymi ujemnymi skutkami przy braku elementów korzystnych.
- Schładzanie pozwala na wstępne wytrącenie wilgoci i odciążenie osuszaczy. Dodatkowo w przypadku osuszaczy membranowych ma to bezpośredni wpływ na punkt rosy uzyskiwany na ich wyjściu. (Osuszacze membranowe osuszają relatywnie o wartość względem poziomu wejściowego, a nie do wilgotności wcześniej zdefiniowanej). Koszty schładzania powietrza są minimalne.

Tak więc do osuszania sprężonego powietrza należy stosować osuszacze dobrane odpowiednio do wymogów technologicznych, a w przypadku podwyższonej temperatury powietrza wlotowego (pow. +30, +35°C) należy to powietrze schładzać, najlepiej za pomocą chłodnic.

Powtórzmy: „dostarczyć powietrze o wymaganym ciśnieniu, wymaganej jakości i ilości przy jak najniższym koszcie energetycznym".

Szymon Sadowski

Zestawienie dostawców dmuchaw

W tym numerze „Pneumatyki" chcemy przedstawić Państwu zestawienie dostawców dmuchaw. Oferta ta jednak nie jest pełna, gdyż dane opublikowane przez nas uzyskaliśmy od firm, które odesłały nam wypełnione ankiety. Przedstawione dane nie umożliwiają jednoznacznego wyboru, ale osoby zainteresowane kupnem dmuchaw mogą się zorientować jakie dmuchawy są proponowane na rynku polskim. Bliższe informacje dotyczące konkretnych dmuchaw można uzyskać od firm, których dane teleadresowe podaliśmy w zestawieniu.

DOSTAWCA	Producent (kraj) 1	Rodzaje dmuchaw 2	Typy dmuchaw 3	Zastosowanie dmuchaw 4	Zakres wydajności Q [m³/h] 5	Zakres nadciśnienia roboczego [mbar] 6	Zakres mocy silnika [kW] 7	Dodatkowe akcesoria 8	Liczba sprzedanych dmuchaw do napowietrzania ścieków w Polsce [szt.] 9	Uwagi 10
AERZEN-POLSKA/ HAFI SA ul. Marconich 11/4 02-954 Warszawa tel. (022) 642 29 09	AERZENER Maschinen-fabrik GmbH (Niemcy)	wyporowe Rootsa	DELTA BLOWER	transport pneumatyczny, napowietrzanie ścieków, stacje uzdatniania wody, transport gazów napowietrzanie rzek i jezior odsysanie gazów ze składowisk odpadów, instalacje odsiarczania spalin cyrkulacja gazów w komorach fermentacyjnych	30÷15000	1000	1,5 ÷355	osłona dźwiękochłonna, manometr na tłoczeniu, wskaźnik zanieczyszczenia filtra, termometr, zawór odciążający, rozruchowy, obudowa dźwiękochłonna do ustawienia na zewnątrz	ok. 600	system redukcji pulsacji tłoczenia, wentylator chłodzący zamontowany na osi dmuchawy, certyfikat jakości 9001, firma posiada serwis 24 h, oraz magazyn części zamiennych, możliwość wykonania dmuchaw wg życzenia klienta
AKWATECH Sp. z o.o. ul. Serbska 4 61-696 Poznań tel. (061) 820 20 11	TECHNO TAKATSUKI (Japonia)	membranowe	HP, GP, GA	przydomowe oczyszczalnie ścieków, hodowla ryb, stacje uzdatniania wody, laboratoria, stacje badawczo-meteorologiczne	0,18÷12	100÷500	0,0075÷ 0,22*	—	1600	pełny serws gwarancyjny i pogwarancyjny, 24 miesięczny okres gwarancji, bardzo cicha praca maks. do 47 dB
ESKO Sp. z o.o. ul. Budzyńska 10 60-419 Poznań tel. (061) 868 18 21	ESKO (Polska)	wyporowe Rootsa	HBE 65-1, HBE 65-1A, AS 80-2÷150-11, K 15 R÷K 225 R	napowietrzanie osadników z osadem czynnym, napowietrzanie osadników piasku, przedmuchiwanie pozostałości na filtrach w urządzeniach uzdatniających, odsysanie gazów ze składowisk odpadów, transport pneumatyczny, rozluźnianie materiałów w silosach	36÷23000	100÷1000	1,5÷500	osłona dźwiękochłonna, układ zasilający, sterowniczy, zawór rozruchowy, kompensator kołnierzowy, specjalne oprzyrządowanie do tłoczenia biogazu wskaźnik zanieczyszczenia filtra,	ok. 740	istnieje możliwość wykonania agregatów dmuchaw powietrza specjalnie na życzenie klienta
ATARA Sp. z o.o. ul. Gdańska 51/A 01-633 Warszawa tel. (022) 832 39 75	DRESSER ROOTS (Wlk. Brytania USA)	wyporowe Rootsa	URAI, HR, XLP, RAM, RGS, HV, RAS	napowietrzanie ścieków, transport pneumatyczny, transport gazów	500÷50000	510÷1100	22÷500	wg. uzgodnień	ok. 85	oferta zawiera również dmuchawy z materiałów specjalnych
Bibus Menos Sp. z o.o ul. T. Wendy 7/9 81-341 Gdynia tel. (058) 660 95 70	GAST (USA) Secoh Sangyo (Japonia) Esam (Włochy) FPZ (Włochy)	łopatkowe membranowe boczno-kanałowe boczno-kanałowe	0523-6066 MK, SV, SLL, EL UNI JET, TECNO JET, FLUX JET, MEDIO JET SCL-06, SCL-Vx, SCL-xxSH, SCL-SCL-xxDH	napowietrzanie ścieków, stacje uzdatniania wody, transport pneumatyczny, stoły podciśnieniowe, ssaki stomatologiczne, poduszki powietrzne, przemysł spożywczy	2,2÷76 1,25÷23,4 8÷1210 30÷2023	do 1400 240÷550 do 800 do 600	0,07÷3,7 0,01÷0,28 0,2÷20 0,2÷30	zawory filtry, manometry	ok. 400 ok. 1000 5 ok. 10	pełny serwis gwarancyjny i pogwarancyjny, roczny okres gwarancji, długa żywotność urządzeń, niezawodna praca, wszystkie urządzenia bezolejowe, niski poziom hałasu, proste w obsłudze

DOSTAWCA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CompRot Sp. z o.o. ul. Robotnicza 72 53-608 Wrocław tel. (071) 373 59 00	CompRot (Polska)	wyporowe Rootsa, boczno-kanałowe	RBS, RB-LP, RB-LS, RB-DV, RB-AV, SCL SH, SCL DH	transport pneumatyczny (nadciśnieniowy, podciśnieniowy), napowietrzanie ścieków, przedmuchiwanie filtrów, piaskowników, aeracja silosów, gazy przemysłowe	0,3÷26000	100÷1200	0,18÷500	obudowy dźwiękochłonne, także w wersji do posadowienia poza budynkiem, zawory rozruchowe, systemy sterowania	2680	możliwość wykonania wersji dmuchawy na indywidualne życzenie
ELEKTROTIM SA ul. Stargardzka 8 54-156 Wrocław tel. (071) 352 13 41	Hibon S.A.S (Francja)	wyporowe Rootsa promieniowe jedno-stopniowe	S.F, SN, SVH, SVV SME	transport pneumatyczny, odsysanie i sprężanie gazów procesowych, napowietrzanie ścieków, biogaz, przemysł chemiczny, rafinerie, cementowie, energetyka, przemysł spożywczy	30÷10000 850÷45000	do 1100 do 1100	1,5÷300 do 2400	obudowy dźwiękochłonne, osprzęt dmuchaw (manometry, filtry itp.), szafy zasilająco-sterownicze wraz z falownikami i softstartami	ok. 300	certyfikat ISO 9001, CE, standardowa gwarancja 2 lata, atrakcyjne terminy płatności, kompletne systemy automatyki wraz z oprogramowaniem
F.M.S. SPOMASZ SA ul. Kaliska 61/63 63-400 Ostrów Wlkp. tel. (062) 592 17 99	F.S.M. SPOMASZ (Polska)	wyporowe Rootsa	DR 80T÷DR 2300 T	napowietrzanie ścieków, transport pneumatyczny, sprężanie, odsysanie powietrza oraz gazów, przemysł spożywczy, chemiczny, farmaceutyczny, energetyczny, stacje uzdatniania wody	20÷32000	do 1500	0,55÷900	tłumiki, osłony dźwiękochłonne, zawory zwrotne, bezpieczeństwa, rozruchowe, układy sterowania	ok. 6000	sprężone powietrze jest wolne od zanieczyszczeń olejowych, ciągły dostęp do części zamiennych, serwis, remonty wszystkich typów dmuchaw Rootsa, szeroki zakres wykonań specjalnych
H. CEGIELSKI-POZNAŃ S.A. ul. 28 Czerwca 1956 nr 223/229 61-485 Poznań tel. (061) 831 20 64	H. CEGIELSKI (Polska)	promieniowe jedno-stopniowe promieniowe wielo-stopniowe	DA 210, DA 253A DA340, DA 380, DA 500, DA 560, DA650, DA 850, DA 950 DW	drobnopęcherzykowe napowietrzanie ścieków, odgazowywanie wysypisk i odzysk biogazu, transport pneumatyczny, instalacje do uzdatniania gazów i dymów, kotły fluidalne, przemysł chemiczny, cementowy, cukrowniczy j.w.	1400 ÷100000 130÷2100	200÷1900 50÷650	55÷2400 4÷75	pełna automatyka do bezobsługowej pracy, osprzęt instalacji powietrza, obudowy dźwiękochłonne osprzęt instalacji powietrza, obudowy dźwiękochłonne, automatyka	99 7	okres gwarancji 24 miesiące, regulacja wydajności dmuchaw odbywa się w sposób automatyczny w zakresie od 100% do 45%, a w niektórych przypadkach do 40% okres gwarancji 12 miesięcy, niezawodne i bardzo proste w obsłudze dmuchawy produkowane są w Polsce na bazie jednostki sprężającej znanej na całym świecie firmy Continental Industrie
HEYMconsult A/S Københavnsvej 69 DK-4000 Roskilde tel. (0045) 46360232 tel. (052) 381 06 42	HV-TURBO (Dania)	promieniowe jedno-stopniowe, wyporowe Rootsa	KA2-KA100 BLS, BLW	drobnopęcherzykowe napowietrzanie ścieków, odgazowywanie wysypisk i odzysk biogazu, transport pneumatyczny, instalacje do uzdatniania gazów, przemysł chemiczny, cementowy, spożywczy, energetyczny	2000 ÷125000 50÷6000	—	do 2400	panele monitorowe szaf sterowniczych „na dotyk", pełny zakres automatyki, modemy z systemem zdalnego sterowania, obudowy dźwiękochłonne, szafy rozruchowe, falowniki	150	na całym świecie pracuje ponad 4000 szt. dmuchaw promieniowych HV-TURBO, w tym w Niemczech zainstalowano je w 80% tamtejszych oczyszczalni ścieków
KAESER KOMPRESSOREN Sp. z o.o. ul. Taneczna 82 02-829 Warszawa tel. (022) 322 86 65	KAESER Kompressoren (Niemcy)	wyporowe Rootsa z profilem OMEGA	BB 53C, 53P, 68C, 68P, 88C, 88P DB 130C, 130P, 165C, 165P 235C, 235P ED 290C, 290P, 420C, 420P FB 350P, 440P, 620P, 790P HB 950P, 1300P	transport pneumatyczny, napowietrzanie ścieków, powietrze technologiczne w przemyśle chemicznym, energetycznym, mieszanie cieczy, stacje uzdatniania wody, urządzenia próżniowe	90÷7800	do 1000	2,2÷200	zawory bezpieczeństwa, rozruchowe, zwrotne, trójniki, tłumiki manometry, termometry, przetworniki, przetwornice częstotliwości, silniki dwubiegowe, obudowy wyciszające, szafy zasilające, osuszacze adsorpcyjne, chłodnice końcowe, wersje ze stali nierdzewnej posadowienie poza budynkiem	ok. 100	oferta zawiera systemy do transporu pneumatycznego, napowietrzania ścieków, automatyki, serwis firmowy we Wrocławiu, Krakowie, Poznaniu, Gdańsku i Warszawie, 15 lat gwarancji na dostępność części zamiennych po zaprzestaniu produkcji danego modelu, certyfikaty CE, IOS, 9001:2000
LUTOS POLSKA BTH Sp. z o.o. ul. Walczaka 110 66-400 Gorzów Wlkp. tel. (095) 728 67 67 P.I.B. Biosystem ul. Pasterska 2 50-304 Wrocław (071) 329 26 00 wew. 362	LUTOS (Czechy)	wyporowe Rootsa	DITL (symbol ogólny)	oczyszczanie ścieków i uzdatnianie wody, przemysł chemiczny, energetyka i energetyka jądrowa hutnictwo, przemysł papierniczy, spożywczy, budowlany, środki transportu specjalnego (samochodowego, kolejowego)	8÷8000	do 1000	0,2÷250	zawory rozruchowe, pneumatyczne i z napędem elektrycznym, obudowy dźwiękochłonne – różne wykonania, silniki dwu- i trzybiegowe, przetwornice częstotliwości, elektroniczne układy regulacji i nadzoru pracy dmuchaw, akcesoria do pomiaru ciśnień, temperatur	ok. 150 ok. 80	certyfikat jakości ISO 9001, certyfikat CE, standardowe gwarancje do 2 lat, układ regulacji wydajności dmuchawy z równoczesnym zabezpieczeniem pozostawania w dozwolonym termodynamiką obszarze pracy, elektroniczny układ ułatwiający rozruch w trudnych warunkach

* *zakres mocy elektromagnesu*

Podstawowe zasady doboru sprężarek

część II

W przeprowadzonej w pierwszej części artykułu analizie wykazaliśmy, iż dla przedsiębiorstw, w których czas pracy sprężarek wynosi minimum 4000 godzin rocznie, podstawowym kryterium w ich doborze powinien być rachunek ekonomiczny, związany z ilością zużytej energii elektrycznej, zaś takie elementy, jak koszt inwestycji i koszt serwisu, mają znaczenie drugoplanowe. Analiza była oparta na cenach i kosztach eksploatacji sprężarek o mocach rzędu 75 kW.

W poprzednich wyliczeniach przyjmowaliśmy, że sprężarki pracują z pełną wydajnością. Jednak jest to założenie czysto teoretyczne, bowiem w większości przypadków obciążenie pracą jest zdecydowanie bardziej zmienna. Nawet w układach wielosprężarkowych przynajmniej jedno urządenie będzie pracować w cyklu zmiennym. Wielkość tej zmienności jest uzależniona od specyficznych warunków w każdym z zakładów. Postarajmy się jednak wyznaczyć pewne granice określające nasz obszar decyzji.

Z praktyki wynika, iż dość optymistycznym jest założenie, że sprężarka pracuje w cyklu:
95% czasu pracy – 100% wydajności,
5% czasu pracy – 90% wydajności.
Zaś z drugiej strony, wyjątkowo niekorzystnym jest układ:
55% czasu pracy – 100% wydajności
45% czasu pracy – 60% wydajności
Podobnie jak poprzednio, zestawimy dwie sprężarki o mocach 75 kW. Przyjmiemy jednak, że koszty serwisu w obu przypadkach są najmniejsze i równe 32 000 PLN na 30 000 godzin pracy, różnica w cenie sprężarek wynosi 50 000 PLN, sprężarka tańsza pracuje z ograniczoną liczbą włączeń na godzinę i przec

Po wykonaniu obliczeń, wyniki przedstawia rys.1, obrazujący dla obu wymienionych przypadków tempo zwrotu nadwyżki inwestycyjnej związanej z zakupem sprężarki droższej, ale o lepszej charakterystyce pracy.

Z wykresu wynika, że na „zwrot" poniesionych dodatkowo kosztów eksploatacyjnych nie powinniśmy czekać w takim przypadku około 12 000 godzin i nie dłużej niż 17 000 godzin. Zaś okres 30 000 godzin eksploatacji sprężarki o zaawansowanej technologii może przynieść nawet 80 000 PLN zysku, a dokładniej rzecz ujmując, będzie to wielkość możliwych strat, związanych z nieprawidłowym doborem urządzeń!

Podsumowując, należy stwierdzić, że podstawowe kryterium prawidłowego doboru sprężarki to minimalizacja kosztów energii, związana z wielkością jej obciążenia, czasem pracy, potem – sprawnością energetyczną. Następnie będą to koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych, zaś na końcu koszt inwestycji.

Przyjrzyjmy się więc na poszczególnym elementom określającym nasz obszar decyzyjny.

Zapotrzebowanie

Wielkość ta może być określona na różne sposoby:

- Doświadczenie – w sumie mało precyzyjny sposób. Możliwość pomyłki jest w tym przypadku spora i czasami wynosi nawet 50%. Zazwyczaj zaś zwiększamy ilość zapotrzebowania, powodując zwiększenie instalowanej mocy, czasu pracy sprężarek w cyklu „bez obciążenia", podnosimy koszty serwisu. Jednak wykazano, daje to jednak spore straty.
- Obliczenia – wykonane na zasadzie dodawania wielkości zużycia określonych w DTR-kach. Czasami przyjmuje się wtedy współczynnik jednoczesności pracy – zazwyczaj zawyżony. W efekcie otrzymane dane są również zawyżone o znaczny procent, co w efekcie prowadzi do wyżej

Wielkość strat		Czas pracy na pokrycie strat w roku	Koszt dodatkowej energii w 1 roku 0,27 PLN / kWh	Koszt dodatkowej energii w ciągu 5 latach 0,27 PLN / kWh
[%]	[m³/min]	[godziny]	[złoty]	[złoty]
3	0,375	150	3 037,-	15 188,-
5	0,625	250	5 063,-	25 312,-
7	0,875	350	7 088,-	35 438,-
10	1,250	500	10 125,-	50 625,-

Tabela 1 Moc sprężarki 75 kW, wydajność 12,5 m³/min

10% jest osiągnięte. Mając już więc „załataną" sieć i przeprowadzone następnie pomiary, możemy określić wielkość naszego zapotrzebowania i jego zmienność.

Zmienność zapotrzebowania

Parametr ten w poważnym stopniu decyduje o kosztach energii zużytej na produkcję sprężonego powietrza. Wynika to wprost z przedstawionych wykresów. Zmienność może być spowodowana względami technologicznymi lub charakterem prac wykonywanych na poszczególnych zmianach. Bez względu jednak na jej źródło, ma ona zawsze niekorzystny wpływ na gospodarkę energetyczną. Najlepszym rozwiązaniem – rzadko dającym się wprowadzić – jest wyrównanie charakterystyki zapotrzebowania. Skoro jednak nie możemy tego zrobić, powinniśmy przyjąć zasadę: im więcej nierówności i większa moc sprężarek, tym bardziej skłaniamy się w ku urządzeniom o zaawansowanej technologii. Większy koszt inwestycyjny z pewnością zwróci się nam wielokrotnie. Nawet jeśli będziemy zmuszeni skorzystać z usług instytucji finansowych (kredyt, leasing), to w rachunku statecznym i tak zyskamy.

Ciśnienie robocze

To dosyć ważny, a jakże często pomijany w analizach parametr. Niejednokrotnie w swoich spotkaniach z użytkownikami słyszałem wyjaśnienia typu: „jak napełnię swoje duże zbiorniki o kilka bar więcej, to mi wystarczy...". A przecież sprężanie powietrza ponad pożądaną wartość to są dodatkowe koszty! Przyjmujemy, że każde **2 bary ponad niezbędne ciśnienie to 10% większe koszty energii!** Dlatego ważna uwaga dla inwestorów – dobierając sprężarki, pamiętajmy o sprawdzeniu, jakie jest ich konstrukcyjne ciśnienie pracy. Sprężarka o ciśnieniu roboczym 10 bar będzie zawsze sprężać wewnętrznie powietrze do tej

HIROSS

wartości – bez względu na to jakie, jest utrzymywane ciśnienie w sieci. Jeśli więc naszym ciśnieniem docelowym ma być 7 bar, decydujmy się na urządzenie 8-9-barowe, zyskując w ten sposób na wydajności i zużytej energii.

I przy okazji dwa słowa o kolejnym, często popełnianym błędzie – dużych zbiornikach wyrównawczych. Jeśli przedsiębiorstwo ma zapotrzebowanie rzędu np. 10 m³/min, to nawet 20 m³ w zbiornikach, wraz z 3 barami nadwyżki ciśnienia, daje nam nie więcej jak 6 minut pracy. Ponadto wielkość zbiorników ma decydujący wpływ na bezwładność sieci. Jeśli więc nie wchodzą w grę wyjątkowo specyficzne warunki, raczej ograniczajmy zarówno wielkość zbiorników, jak i różnicę ciśnień dla pracujących sprężarek – z pewnością zmniejszy to nasze rachunki za energię.

Jeśli dysponujemy wiarygodnymi i sprawdzonymi wielkościami zapotrzebowania, jego zmienności i ciśnienia, wówczas możemy wybierać urządzenia tańsze. W przypadku gdy przewidujemy znaczne różnice w wydajnościach i potrzebach, gdy występuje w zakładzie duża zmienność lub konieczność utrzymania zwiększonej różnicy ciśnień, tam warto przeanalizować dokładnie korzyści płynące z zastosowania układu wielosprężarkowego lub zainwestować w najnowsze technologie. Na pewno w niedługim czasie osiągniemy wymierne korzyści.

Roczny czas pracy sprężarek

Liczba godzin przepracowanych przez sprężarki w roku zależy wyłącznie od czasu trwania zapotrzebowania na sprężone powietrze, nie zaś od jego wielkości. Dlatego w przypadkach o niewielkim czasie pracy – nawet dużych urządzeń – możemy wybierać rozwiązania tańsze, nawet jeśli ich sprawność energetyczna jest mniejsza niż konkurencyjnych. Wynika to z faktu, że czas zwrotu dodatkowych nakładów będzie stosunkowo długi i może prze[illegible]emy, że każde **2 bary ponad niezbędne ciśnienie to 10% większe koszty energii!** Dlatego ważna uwaga dla inwestorów – dobierając sprężarki, pamiętajmy o sprawdzeniu, jakie jest ich konstrukcyjne ciśnienie pracy. Sprężarka o ciśnieniu roboczym 10 bar będzie zawsze sprężać wewnętrznie powietrze do tej

zadko dającym się wprowadzić
kterystyki zapotrzebowania. Skoego zrobić, powinniśmy przyjąć
wności i większa moc sprężarek,
ię w ku urządzeniom o zaawanso-

szym rozwiązaniem –
– jest wyrównanie chara
ro jednak nie możemy
zasadę: im więcej nier
tym bardziej skłaniamy

Koszty serwisowania

Jak już wspomniano, ten aspekt jest zdecydowanie mniej znaczący niż koszt energii. Aczkolwiek ma i on pewne znacznie, przede wszystkim dla użytkowników o małym czasie pracy rocznej sprężarek. Bowiem po cenie zakupu jest to drugi z ważnych elementów, zaś w przypadku długiego czasu pracy, może on przesunąć w czasie okres zwrotu zwiększonej inwestycji o rok lub nawet dwa lata.

Z posiadanych danych wynika, że na przykład dla sprężarki o mocy 75 kW koszty serwisu w okresie 30 000 godzin mogą wynieść od 32 000 do 77 000 złotych. Dla 6000 godzin pracy rocznie daje to więc średnio do 9 000 złotych różnicy w kosztach. Jak widać, różnice mogą być więc znaczne i dlatego w każdym przypadku warto poświęcić czas i zapoznać się z szczegółami dotyczącymi tego elementu.

Okres dla obliczenia kosztów serwisu powinien być jak najdłuższy. Wynika to zarówno z możliwości otrzymania przedłużonej gwarancji (niektóre firmy dają do 5 lat) związanej z koniecznością korzystania wyłącznie z jednego serwisu, jak i z faktu, że nasza sprężarka musi pracować bezawaryjnie przez minimum 5 lat, przepracowując w tym czasie nawet ponad 30 000 godzin. W takim okresie dla sprężarek z łożyskami tocznymi nadchodzi pora ich wymiany, czas też zajrzeć do łożysk silnika czy uszczelniaczy na wałach napędowych w każdym rodzaju sprężarek. Proszę zwrócić uwagę na fakt, że hasło „100 000 godzin pracy" nie oznacza wcale braku przeglądów w tym okresie, także tych wymagających demontażu znacznej części sprężarek.

Częstotliwość przeglądów jest również zróżnicowana. Od najczęstszego, dokonywanego co 2000 godzin pracy do 8000 godzin. Tak więc w ciągu 30 000 godzin możemy być odwiedzani nawet i 15 razy lub tylko 4 – duża różnica, jeśli firma wykonująca dla nas tę usługę obciąża nas kosztami

siadać przedłużoną gwarancję na całość, problem jest mniejszy, jeśli zaś nie – wówczas może nas zaskoczyć na przykład koszt firmowego, nietypowego elektrozaworu (cena może sięgnąć i 1500 złotych) lub termin jego dostawy. Bez rzetelnej wiedzy o kosztach związanych z regeneracją stopnia śrubowego, wymiany łożysk, terminu i ceny przeglądu tzw. „głównego", nie sposób poprawnie wykonać analizę związaną z faktycznymi kosztami eksploatacji. Te wszystkie dane powinny znajdować się w ofercie i być przedstawione na piśmie. Takie rozwiązanie może uchronić przed wieloma przykrymi niespodziankami.

Analizując różne warianty związane z ceną urządzeń, wielkością zapotrzebowania i rocznym czasem pracy sprężarki dojdziemy do wniosku, że pewnego rodzaju granice występują przy około 13 000 i 18 000 godzin pracy. Jeśli w pierwszym przypadku nie będziemy używać sprężarki zbyt intensywnie, wówczas (bez względu na jej wielkość) możemy wybierać rozwiązanie najtańsze. Pamiętać wówczas należy jednak o dokładnej analizie kosztów serwisowania, te bowiem będą miały największy wpływ na koszty jej późniejszej eksploatacji. Jeśli zaś trzyletni okres odpowiada 13000-18000 godzin pracy sprężarki, wówczas należy dokładniej przeanalizować opłacalność inwestycji w nowe technologie i zaawansowane układy sterowania. W tym okresie najprawdopodobniej nadwyżka kosztów inwestycyjnych zwróci się poprzez zdecydowanie mniejsze koszty eksploatacji. Największą rolę odegra cena energii, a jednocześnie koszty serwisowania także mają jeszcze pewne znaczenie. Istotne jest dokładne określenie własnego zapotrzebowania, poprzedzone jak najdokładniejszą poprawą stanu technicznego sieci i odbiorników dla uniknięcia dodatkowych strat.

W przypadku gdy sprężarka w ciągu 4 lat ma przepracować ponad 18 000 godzin, według uzyskanych wyników decyzje należy ograniczać wyłącznie do sprężarek pozwalających na minimalizację kosztów energii. Szczególnie gdy wraz z tą ilością pracy rośnie nierównomierność zapotrzebowania, różnice ciśnień już w po dwu latach możemy liczyć na wyrównanie się kosztów zakupu i eksploatacji sprężarki drogiej, oszczędnej i taniej. Następne okresy pracy przyniosą już tylko dodatkowy zysk dla przedsiębiorstwa.

W artykule wykorzystano przykładowe ceny i koszty związane z sprężarkami o określonej mocy. Jednak zasada pozostaje niezmienna i niezmienny jest stosunek nakładów do uzyskanych zysków lub poniesionych strat w przypadku mniejszych lub większych sprężarek. W przypadku gdy zauważamy znaczny koszt energii w rachunku finansowym naszego zakładu, warto wykonać takie obliczenia.

Oczywiście dla małych urządzeń trudno jest prowadzić długie analizy. Tu nominalna wartość oszczędności i tak pozostanie nieznaczna. Kierujmy się więc w tym przypadku naszym doświadczeniem, renomą firmy lub po prostu korzystajmy z tańszch – ale i sprawdzonych – ofert. I ostatnia uwaga. Prawidłowość otrzymanych wyników zależy wyłącznie od poprawności danych początkowych. Dlatego w każdym przypadku należy rzetelnie podejść zarówno do określenia własnych potrzeb, koniecznych do spełnienia warunków, jak i krytycznie przeanalizować dane ofertowe. Kilkuprocentowy błąd na początku może przełożyć się bowiem na znaczne straty finansowe.

mgr inż. Tomasz Górczyński

HIROSS
Compressed Air Treatment
Filtry sprężonego powietrza
filtry Hyperfilter 2000
odwadniacze Hypersep
dreny kondensatu
odolejacze kondensatu
chłodnice końcowe:
chłodzone wodą i powietrzem

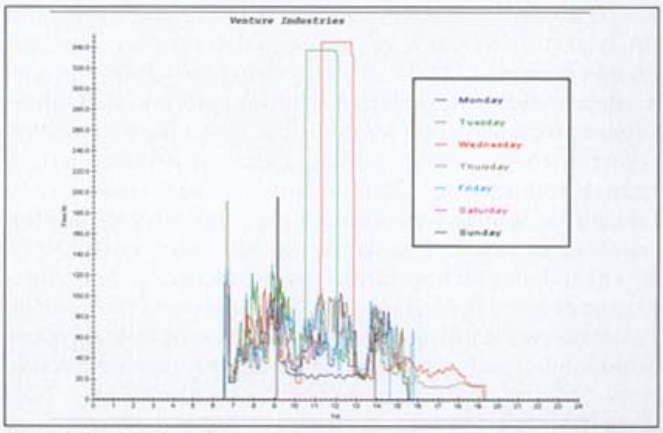
rza
Systemy sprężonego powietr

Wiosennych porządków ciąg dalszy

W poprzednim numerze „Pneumatyki" pisaliśmy o pomiarach wykonywanych metodą Measurement Box opracowaną przez Atlas Copco.

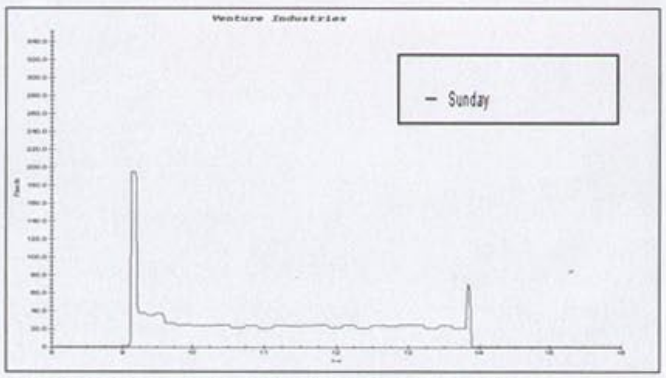
Na podstawie o załączonych przykładów staraliśmy się Państwu pokazać wielość informacji możliwych do uzyskania poprzez wykonanie pomiarów naszą metodą. Możliwość wykonania symulacji komputerowych, celem dokonania precyzyjnego doboru najefektywniejszej konfiguracji sprężarek, decyduje o szczególnej przydatności i wyjątkowości tej metody. Co więcej, przez najefektywniejszą konfigurację rozumiemy nie tylko dobór liczby i wielkości sprężarek, ale również ustalenie najkorzystniejszych nastaw ciśnieniowych. Posiadając odpowiedni budżet, można kupić sprężarki, które na pewno zaspokoją nasze potrzeby. Ale przewymiarowane sprężarki oznaczają duży udział biegu jałowego, czyli energii zużytej na **bezproduktywną** ich pracę (na biegu jałowym sprężarka pobiera 20-22% mocy znamionowej zużywanej na pracę w dociążeniu nie sprężając powietrza). Im większe sprężarki, tym większe moce silników napędzających, a im większy silnik, tym rzadziej możemy go zatrzymywać, bo istnieje realne niebezpieczeństwo przegrzania izolacji uzwojeń i zniszczenia silnika. Duże sprężarki to również odpowiednio większa powierzchnia sprężarkowni niezbędna do zamontowania urządzeń, którą efektywniej można wykorzystać na cele związane z działalnością produkcyjną firmy. Dobór prawidłowych parametrów pracy sprężarek do potrzeb odbiorników sprężonego powietrza może zaoszczędzić znaczne ilości energii elektrycznej. Pamiętajmy, że każde obniżenie o 0,5 bar ciśnienia sprężania powoduje oszczędności energetyczne rzędu 3 – 3,5 %. Odpowiednio dobrany zbiornik wyrównawczy sprzyja również optymalnej pracy układu sprężarek. Oczywiście można „zaszaleć" i kupić zbiornik o pojemności np. 10 m^3 (lub większy), ale nie dostaniemy go za darmo i potrzebuje on znacznie więcej miejsca do posadowienia. Do tego dojdą problemy z zamarzaniem kondensatu zimą, bo najpewniej zbiornik będzie musiał być posadowiony pod „chmurką". Symulacje pracy sprężarek pozwalają porównać wpływ sterowania (mikroprocesorowe, elektropneumatyczne i zmiennoobrotowe – płynna regulacja wydajności) na wielkość konsumpcji energii elektrycznej.

Często zdarza się, że fatalny stan starych sprężarek zasilających sieć sprężonego powietrza nie gwarantuje wystarczającej precyzji wykonania pomiaru albo firma nie posiada własnych sprężarek, lecz korzysta z powietrza wytwarzanego w firmie za „miedzą". Ma to np. miejsce w firmach kombinatach, dzielonych teraz na mniejsze niezależne podmioty. Tu sytuacja się komplikuje, ale nie jest to sytuacja bez wyjścia. Bynajmniej nie dla firmy Atlas Copco. Oto jak radzimy sobie w temu podobnych sytuacjach.



Rys. 1 Rozkład zmienności poboru powietrza w czasie testu

W oddziale szwedzkiej firmy Venture Industries w Grudziądzu, mieszczącej się w starych, odkupionych pomieszczeniach fabrycznych, jest sprężarkownia, w której pracują stare sprężarki tłokowe L20, będące już w bardzo złym stanie technicznym. Na tyle złym, że zachodziła obawa o precyzję wykonania pomiaru. Oczywiście w metodzie Measurement Box nie ma problemu z pomiarem sprężarek tłokowych. Po oszacowaniu prawdopodobnych, maksymalnych rozbiorów sprężonego powietrza, wytypowano sprężarkę GA132 (132kW, ok. 23 m^3/min) do zasilenia instalacji zakładowej i wykonaniu na podstawie jej pracy pomiarów. W firmie Venture Industries błyskawicznie wykonano, wg zaleceń specjalistów Atlas Copco, podłączenie sprężarki do kolektora sprężonego powietrza w sprężarkowni i doprowadzono zasilanie elektryczne. W ciągu dwóch dni sprężarka była gotowa do pracy i została uruchomiona. W czasie trwania tygodniowych (Rys. 1) pomiarów firma pracowała z przeciętnym obciążeniem. Aby określić maksymalne pobory dwukrotnie po 1,5 godziny w ciągu trwania pomiarów, obciążano sieć sprężonego powietrza wg ustalonej wcześniej konfiguracji największych odbiorników sprężonego powietrza (piaskowanie, suszenie pia-



Rys. 2 Próba badania nieszczelności instalacji

sku, transport pneumatyczny piasku). Po tygodniu pomiarów wszystko było już jasne. Przeprowadzona próba określenia nieszczelności instalacji wykazała, iż wynoszą one około 20 l/s. Test wykonano w niedzielę między godziną 9 a 14, ponieważ w tym dniu w firmie nie prowadzono żadnych procesów produkcyjnych (Rys. 2). Badanie wykonano, zasilając instalację sprężonego powietrza w trakcie postoju zakładu i obserwując pracę sprężarki uzupełniającej powietrze uciekające przez nieszczelności. Inspekcja zakładu pozwoliła usunąć wypływ powietrza przez niedomknięty zawór i początkowy poziom konsumpcji powietrza (między godz. 9^{00} a 9^{30}) z ok. 40 l/s zmniejszył się do 20 l/s. Na wykresie widoczne są niewielkie cykliczne i regularne (co ok. 15 minut) zmiany poboru powietrza spowodowane zapewne działaniem automatyki.

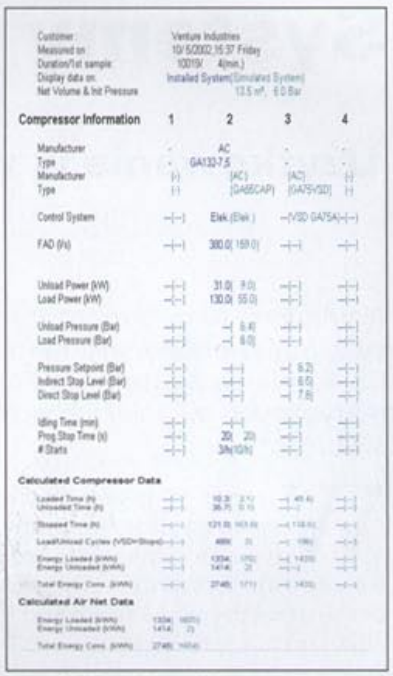
Podsumowując: celem analizy było otrzymanie charakterystyki rozchodu sprężonego powietrza w czasie trwania pomiarów oraz dobór optymalnego rozwiązania i zmiana układu zasilania w sprężone powietrze. Z uzyskanych danych (Rys.3) można wyciągnąć następujące wnioski:

- rozchód powietrza sprężonego ma charakter zmienny w przedziale 40-150 l/s;
- średnie zapotrzebowanie wynosi ca 70-90 l/s ;
- podczas trwania pomiarów szczytowe zapotrzebowanie na sprężone powietrze przypadało na okres pomiędzy godzinami 7-10.00 oraz 10.15-12.30;
- sprężarka pracowała niewiele ponad 10 godzin w dociążeniu oraz prawie 36 godzin na luzie;
- sprężarka wykonała 489 cykli odciążenie/dociążenie
- we wtorek między godz. 10.15 a 12.00 oraz w środę miedzy godziną 11.15 a 13.00 wymuszono pracę z pełnym obciążeniem sieci sprężonego powietrza (piaskowanie, suszenie piasku, transport itd.). Poziom konsumpcji sprężonego powietrza wynosił 360-370 l/s i zbliżył się w tej sytuacji do poziomu maksymalnej wydajności możliwej do uzyskania ze sprężarki GA132 (380 l/s);
- próba pracy sprężarki na instalację sprężonego powietrza bez jego odbioru na wydziałach produkcyjnych (niedziela – postój zakładu) pokazała iż zaobserwowano nieszczelności powodujące wypływ ok. 22-23 l/s sprężonego powietrza;
- widoczne cykle ok. 10 –15 minutowe (wykres z niedzieli) spowodowane są prawdopodobnie pracą automatyki na instalacji zakładowej;
- pierwszy okres obserwacji w niedzielę ma nieznacznie wyższy poziom rozpływu (ok. 40 l/s). Było to spowodowane wypływem powietrza przez niedomknięty zawór, co zostało wyeliminowane w trakcie obchodu zakładu przez obsługę sprężarkowni;
- „pik" o godz. 6.30 każdego dnia obrazuje proces napełniania instalacji sprężonego powietrza po uruchomieniu sprężarki i uzupełniania powietrza utraconego przez nieszczelności w instalacji podczas postoju nocą.

Przeprowadzone symulacje oparte na zarejestrowanych danych pozwoliły dobrać konfigurację maszyn GA55 i GA75 VSD jako najbardziej efektywną energetycznie.

Dzięki wprowadzeniu do układu sprężarki typu VSD uzyskano następujące wyniki:

- radykalnie zmniejszenie liczby cykli odciążenie/dociążenie sprężarki GA55 (3);
- praktycznie nie występuje zużycie energii elektryczne podczas odciążenia (biegi „na luzie");
- uzyskano oszczędności dzięki łącznemu zużycia energii elektrycznej;
- układ automatycznie dostosowuje się do zmiennego zapotrzebowania na sprężone powietrze, zużywając tylko tyle energii, ile w danym momencie wynika z aktualnego zapotrzebowania;
- utrzymywane jest stałe ciśnienie w sieci na poziomie 6.2 bar(e) w układzie rzeczywistym ciśnienie w sieci zmienia się stale w przedziale 5,7-7 bar (e).
- Przy zastosowaniu sprężarki z falownikiem spada konsumpcja energii elektrycznej z 2748 kWh do 1658 kWh. Jest to oszczędność rzędu 1090 kWh tygodniowo. Zakładając 50 tygodniowy rok pracy zakładu, daje to 54 500 kWh.
- Zmniejszenie liczby cykli dociążenie/odciążenie powoduje dalsze oszczędności rzędu 840 kWh rocznie;
- Obniżenie ciśnienia pracy do 6,2 bar może dać następne oszczędności rzędu 6 870 kWh rocznie;
- Sumarycznie oszczędności te mogą wynosić 62210 kWh rocznie w odniesieniu do zastosowanej sprężarki GA132;
- Gdyby odniesiono te dane do sprężarek tłokowych (gorsze parametry wydajnościowe, mniej sprawne silniki elektryczne, moc zaangażowana po stronie zespołu pomp w układzie wody chłodzącej, koszt wody uzupełnianej w instalacji wody chłodzącej, straty na chłodniach), wyniki byłyby by jeszcze korzystniejsze dla rozwiązania układy sprężarek z zastosowaniem sprężarki z płynną regulacją VSD.



Rys. 3 Wyniki analizy

Metoda pomiarowa Measurement Box w rękach specjalistów firmy Atlas Copco to potężne narzędzie wspomagające podejmowanie decyzji w kwestiach zakupu, modernizacji i konfiguracji sieci sprężonego powietrza. Jest to, jak do tej pory, jedyna metoda pomiarowa, dająca możliwość przeprowadzenia symulacji na bazie dokonanych pomiarów.

Dysponując praktycznie całym typoszeregiem sprężarek zastępczych, jesteśmy w stanie wykonać pomiary niemal w każdej instalacji.

* * *

Chętnie służymy dalszymi informacjami i przykładami pod naszym telefonem informacyjnym 0 800 100 036. Zapytania i zgłoszenia pomiarów Mbox prosimy również kierować na nasz adres e-mailowy: acpoland@atlascopco.com. Zapraszamy do skorzystania z pomiarów metodą Measurement Box. Mamy również dobre wieści dla wszystkich państwa zainteresowanych wykonaniem analizy posiadanej instalacji sprężonego powietrza. Atlas Copco przedłuża wiosenną akcję promocyjną, w ramach której pomiary i analizę łącznie ze szczegółowym raportem wykonamy dla Państwa bezpłatnie.

Artykuł promocyjny
Atlas Copco Sp. z o.o.
mgr inż. Antoni Maciejewski

rubowe z na-
ocy w zakresie
ontażu, atrak-
ględem jako-
n.
napędem bez-
najbardziej za-
gicznie spręża-
dowym.
ysokociśnie-
wnież do na-
dla nurków
la sprężarek

Kadra firmy Poliński AMT to wysoko wykwalifikowani i doświadczeni specjaliści, znający problemy przemysłu. Zapraszamy do skorzystania z ich usług.

Poliński AMT Sp. z o. o.
ul. Czeremchowa 7d
03-159 Warszawa
tel. (022) 614 77 01

Artykuł promocyjny
Poliński AMT

rownicze, napędy elektryczne i sterowniki. W zakresie podzespołów współpracujemy z firmami tak znanymi na rynku, jak Bosh Rexroth, Festo, Parker, SMC

Budowa instalacji

Projektujemy, montujemy, modernizujemy instalacje sprężonego powietrza, doradzamy w zakresie eksploata-

W ofercie są m.in.:

Seria KS – sprężarki
pędem paskowym, o m
3÷15 kW kW łatwe w n
cyjne zarówno pod w
ściowym, jak i cenowy

Seria GBV 30÷132 kW
pośrednim. Są to jedne z
awansowanych technolo
rek na rynku międzynaro

Sprężarki tłokowe
niowe do 35 bar, jak r
pełniania zbiorników
do 220 bar. Pełna sk

datków na prenumeratę wydawnictw technicznych.

Eksploatacja

Przed rokiem 1990 podstawowym kryterium decyzji związanych z budową systemów sprężonego powietrza była wydajność. W przeważającej większości, przedsiębiorstwa decydowały się na budowę nadmiernie rozległych układów. Systemy sprężonego budowano powietrza przede wszystkim na bazie produktów krajowych i wytwarzanych w tzw. bloku wschodnim. Były to systemy z reguły centralne, nie uwzględniające kosztów eksploatacji, o niskim lub najwyżej umiarkowanym poziomie technicznych rozwiązań. W trakcie eksploatacji systemów prowadzono planową-prewencyjną gospodarkę konserwacyjną i remontową.

Przemiany rynkowe zmusiły użytkownika do zmiany podejścia do systemów sprężonego powietrza w fazie budowy i eksploatacji. Kryteria ekonomiczności, nowoczesności, niezawodności, bezpieczeństwa stały się podstawowymi. Najczęstsze decyzje zakupowe dotyczą zastępowania starych energochłonnych rozwiązań nowoczesnymi i energooszczędnymi. Jednocześnie ograniczenia ekonomiczno-finansowe oraz brak jasnej polityki gospodarczej państwa doprowadziły do ograniczania zakresu zakupu, dzielenia inwestycji na kilka etapów lub rozpoczynania prac na sprzęcie używanym i prowizorycznych instalacjach.

W trakcie eksploatacji bardzo często dochodzi do nieracjonalnego, z ekonomicznego punktu widzenia, wydłużania okresów przeglądowych. Decyzje o zakupie części lub materiałów podejmowane są dopiero w momencie ujawnienia nieprawidłowości w pracy. Przeciętna praktyka eksploatacyjna jest w ewidentnej sprzeczności z ekonomicznymi kryteriami, na które zwraca się uwagę podczas zakupu.

Oferta

W dziedzinie elementów systemów sprężonego powietrza na rynku polskim do końca lat osiemdziesiątych XX wieku dominowały produkty krajowych wytwórców. Rzadko można było spotkać wyroby z krajów ościennych, a bardzo rzadko produkty zachodnie. Asortyment i poziom techniczny oferowanych urządzeń był bardzo ograniczony.

Po roku 1990 nastąpił napływ produktów z importu. Zakres dostępnych rozwiązań oraz poziom techniczny oferowanych w tej dziedzinie urządzeń nie odbiega od występującego w krajach Europy Zachodniej.

Produkcja

W czasach, gdy w Polsce nie działały mechanizmy rynkowe, produkowano źródła sprężonego powietrza według jednej koncepcji konstrukcyjnej oraz umiarkowanie rozbudowany asortyment urządzeń wykonawczych, regulacyjnych i sterowniczych. Nie rozwinięto w Polsce produkcji urządzeń do uzdatniania sprężonego powietrza. Poziom jakościowy i techniczny produkowanych urządzeń znacząco odbiegał od produktów z Europy Zachodniej.

Liczący się obecnie na rynku Polscy producenci elementów układów sprężonego powietrza z całą pewnością nie muszą się wstydzić jakości i poziomu technicznego oferowanych wyrobów. Udało się rozwinąć i utrzymać produkcję profesjonalnych źródeł olejowego i bezolejowego sprężonego powietrza. Na dobrym poziomie znajdują się polskie narzędzia, elementy układów napędowych i sterowniczych. Liczba polskich firm z tej branży w ciągu ostatniego okresu zmalała do kilku.

Serwis

Gospodarowanie w Polsce do początku lat dziewięćdziesiątych XX wieku, kiedy panował rynek producenta, zmusił użytkowników systemów sprężonego powietrza do stworzenia własnych służb zajmujących się konserwacją, naprawami i remontami urządzeń pneumatycznych. Służby te nadzorowały „non-stop" pracę systemów pneumatycznych. Zawodność wykorzystywanych rozwiązań brak dostępnej wiedzy czynił z fachowców pracujących w tej branży „szamanów" tajemnej techniki sprężania gazów.

W warunkach polskiej gospodarki XXI wieku najczęściej spotykanym sposobem realizacji serwisu jest korzystanie z usług producenta lub dostawcy urządzeń. Powstały również firmy specjalizujące się w konserwacji i naprawach elementów systemu sprężonego powietrza.

Pomocny jest wyższy poziom niezawodności, wynikający z jakości stosowanych materiałów i rozwiązań konstrukcyjnych.

Artykuł Promocyjny
CompRot Sp. z o.o.
Krzysztof Plata

pascal
kompresory i narzędzia
43-100 TYCHY, ul. Wejchertów 19, tel./fax (032) 219 29 34
81-537 GDYNIA, ul. Łużycka 9, tel./fax (058) 622 97 80
e-mail: pascal@pascal.net.pl
www.pascal.net.pl
KOMPRESORY I NARZĘDZIA
KOMPRESORY ŚRUBOWE AIRBLOK

KOMPRESORY ŚRUBOWE SERIA TKi

KOMPRESORY TŁOKOWE OLEJOWE

KOMPRESORY TŁOKOWE BEZOLEJOWE

OSUSZANIE I FILTRACJA
NARZĘDZIA PNEUMATYCZNE
ZŁĄCZKI
ROZPROWADZANIE SPRĘŻONEGO POWIETRZA
AUTORYZOWANE PUNKTY SERWISOWE:
CZĘSTOCHOWA ZUH PRECYZER
Mieczysław Uziało
42-208 Częstochowa, ul Okrzei 82/88
tel.: 0602 272 024
GDYNIA PASCAL - FILIA
81-537 GDYNIA, ul. Łużycka 9
tel.: (058) 622 90 68, 622 97 80
KOSZALIN PNEUMATICA
75-016 KOSZALIN, Jamno 109
tel.: (094) 341 35 13
LUBLIN ATM TECHNIKA
20-711 LUBLIN, ul. Laury 4 A
tel.: (081) 527 62 35, 526 02 03
OLSZTYN EKO-TECH
10-229 OLSZTYN,
al. Wojska Polskiego 30a
tel./fax: (089) 535 71 18
POZNAŃ ERKOMP
60-324 POZNAŃ, ul. Marcelińska 96
tel.: (061) 867 44 31 w. 324
0602 188 045
TYCHY PASCAL
43-100 TYCHY, ul. Wejchertów 19
tel.: (032) 219 29 34
WARSZAWA TARNAWA
05-090 RASZYN-JAWOROWO
ul. Warszawska 97
tel.: (022) 823 57 45
0601 730 416
WROCŁAW PNEUMAT-KOMPRESOR
51-121 WROCŁAW, ul. Baczyńskiego 23
tel.: (071) 325 52 88, 325 52 86
fiac
AIR COMPRESSORS

Podstawy Pneumatyki

część IV

Ważnym elementem uzdatniania sprężonego powietrza jest utrzymywanie zadanego cisnienia. Kolejnymi urządzeniami omawianymi w naszym cyklu będą więc regulatory cisnienia.

Poprawność działania urządzeń zasilanych sprężonym powietrzem zależy nie tylko od czystości tego powietrza, ale również od jego ciśnienia, tzn. od wartości i stabilności ciśnienia przy zmiennych warunkach pracy odbiornika oraz od samej sieci zasilającej. Wartość i stabilność ciśnienia sprężonego powietrza w miejscu zasilania odbiornika zależy od wielu czynników. Do najważniejszych z nich można zaliczyć:

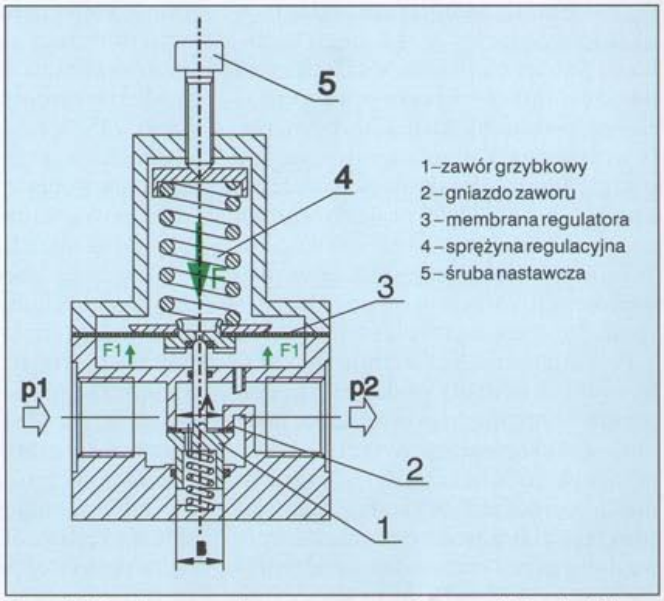
- histerezę pracy wytwornic sprężonego powietrza (np. ciśnienie załączenia i wyłączenia sprężarki),
- rodzaj zastosowanych sprężarek,
- wydajność układu zasilającego,
- objętość zbiorników akumulacyjnych i sieci zasilającej,
- długość i średnicę wewnętrzną przewodów zasilających,
- stan powierzchni wewnętrznych przewodów zasilających (przede wszystkim gładkość powierzchni wewnętrznej przewodów i stopień ich zanieczyszczenia),
- chwilowe i długookresowe wartości przepływów powietrza w sieci zasilającej,
- warunki pracy sieci sprężonego powietrza (głównie temperatury sprężonego powietrza i otoczenia).

Regulacja cisnienia w obwodach pneumatycznych

Jak widać, utrzymanie wartości ciśnienia sprężonego powietrza w sieci zasilającej na stałym i stabilnym poziomie nie jest możliwe. Stosując reduktory i regulatory ciśnienia, można na ich wyjściu utrzymać ten ważny parametr na stałym poziomie. Podstawową różnicą między wspomnianymi urządzeniami jest ich zdolność do kompensowania wpływu zmian warunków pracy (temperatury otoczenia i medium), wahań ciśnienia zasilającego oraz zmian wartości chwilowego przepływu na stabilność ciśnienia wyjściowego. Reduktory nie posiadają tych zdolności, dlatego stosowane są najczęściej tylko w obwodach nie wymagających stabilnego ciśnienia powietrza zasilającego lub jako urządzenia poprzedzające regulatory ciśnienia, w celu zredukowania dużych wartości ciśnienia zasilającego do wartości akceptowalnych przez regulatory. Najczęstszym miejscem ich zastosowania są układy zasilane z butli wysokociśnieniowych lub ze stacji sprężarkowych, w których sprężarki współpracują z doprężaczami. Z tego powodu w dalszej części opisane zostaną szczegółowo tylko regulatory ciśnienia.

Regulatory ciśnienia można podzielić na:

- bezpośredniego działania (sprężynowe),



Rys. 20 Budowa sprężynowego regulatora ciśnienia (1)

- z ciśnieniem sterującym:
  - z zewnętrznym ciśnieniem odniesienia,
  - z wewnętrznym ciśnieniem odniesienia,
- elektroniczne:
  - z zaworami elektromagnetycznymi,
  - z zaworami piezoelektrycznymi.

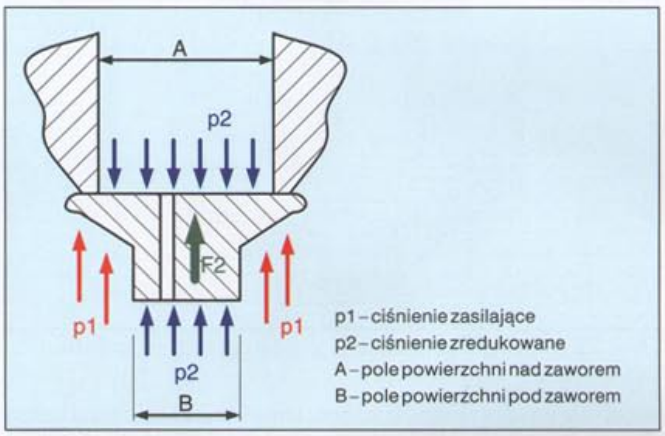
Napopularniejszym regulatorem ciśnienia powietrza jest regulator sprężynowy (rys. 20). Zasada jego pracy polega na odseparowaniu komory zasilającej, w której panuje ciśnienie *p1* od komory wyjściowej, za pomocą zaworu grzybkowego *1*, osadzonego w gnieździe *2*. Zawór ten otwierany jest sprężyną *4*, wstępnie – napiętą śrubą regulacyjną *5*. Otwarcie zaworu powoduje przepływ powietrza do komory wyjściowej i wzrost ciśnienia *p2* w tej komorze. Ciśnienie wyjściowe doprowadzane jest jednocześnie do komory znajdującej się pod membraną *3*. Wzrost ciśnienia *p2* powoduje wzrost siły przeciwdziałającej sile sprężyny otwierającej zawór regulacyjny, aż do jego zamknięcia lub ustalenia takiej pozycji pośredniej, przy której nastąpi stabilizacja ciśnienia wyjściowego i zrównoważenie siły sprężyny regulacyjnej. Wstępne napinanie sprężyny regulacyjnej *4* za pomocą śruby *5* powoduje zmianę siły otwierającej zawór, co przekłada się na zmianę wartości stabilizowanego ciśnienia wyjściowego *p2*.

Wahania ciśnienia na wyjściu regulatora

Omówiona powyżej konstrukcja regulatora nie jest pozbawiona wad. Do najpoważniejszych z nich należy zaliczyć wahania ciśnienia wyjściowego regulatora, spowodowane zmianami wartości ciśnienia wejściowego oraz zmianami wartości przepływu.

Wyróżnia się dwie podstawowe przyczyny zmian ciśnienia wyjściowego *p2*, wywołanych zmianami ciśnienia wejściowego *p1* (przy stałej wartości przepływu). Pierwsza z nich jest natury konstrukcyjnej i wiąże się z budową zaworu grzybkowego regulatora, druga natomiast natury fizykalnej, związanej ze zmianą siły działania sprężyny regulacyjnej przy zmianie wartości siły napinającej.

Pierwszą przyczynę, związaną z budową zaworu grzybkowego, można wyjaśnić, analizując jego geometrię i równanie równowagi sił. Siła sprężyny regulacyjnej F działająca „w dół" i powodująca otwieranie się zaworu musi zostać zrównoważona sumą sił $F1 = p2 \cdot A_M$ (A_M – powierzchnia membrany), wywołaną naciskiem membrany na sprężynę regulacyjną (rys. 20), oraz $F2 = (p1-p2)\cdot(A-B)$ będącą wynikiem oddziaływania różnicy ciśnień zasilającego i wyjściowego na różnicę powierzchni A nad grzybkiem zaworu i powierzchni B pod grzybkiem zaworu (rys. 21).



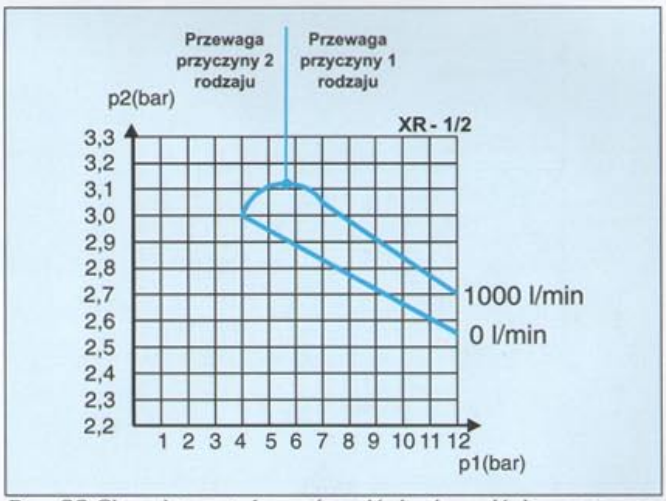
Rys. 21 Budowa i rozkład ciśnień zaworu grzybkowego regulatora ciśnienia

$$F = F1 + F2$$

Jak widać, wzrost ciśnienia *p1* powoduje wzrost siły *F2*. Aby została zachowana równowaga sił, musi ulec zmniejszeniu wartość siły *F1*, czyli musi nastąpić spadek ciśnienia *p2*. Drugą przyczyną zmian wartości ciśnienia wyjściowego, spowodowaną zmianami ciśnienia zasilania, jest zmiana wysokości szczeliny zaworu grzybkowego, w celu zachowania stałej wartości przepływu powietrza przy różnych wartościach różnicy ciśnień $p1 - p2$ na zaworze. Aby zachować stały przepływ powietrza przez zawór, przy wzroście ciśnienia p1 należy zmniejszać wysokość szczeliny pomiędzy grzybkiem a jego gniazdem. To z kolei powoduje znaczne zwiększenie siły napinającej sprężynę regulacyjną F. Wzrost siły *F2* dla niewielkich różnic ciśnień $p1 - p2$ nie jest w stanie zrównoważyć wzrostu siły F, dlatego musi nastąpić wzrost siły *F1*, czyli wzrost ciśnienia wyjściowego *p2*. Przykładowy wykres zależności ciśnienia wyjściowego od zmian ciśnienia wejściowego na regulatorze sprężynowym z zaznaczeniem obszarów przeważania wpływu obu rodzajów przyczyn przedstawia rys. 22.

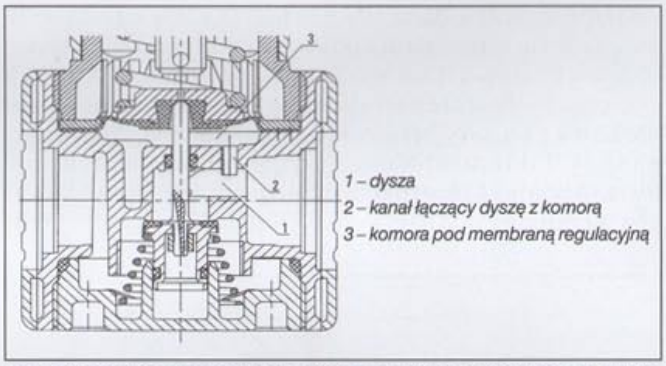
Kompensacja przepływu w regulatorach ciśnienia

Kolejną przyczyną zmian wartości ciśnienia wyjściowego regulatora sprężynowego – przy stałej wartości ciśnienia zasilania – może być zmiana wartości przepływającego



Rys. 22 Charakterystyka zmian ciśnienia wyjściowego w zależności od zmian wartości ciśnienia wejściowego dla regulatora XRS-1/2 firmy Hoerbiger – Origa (przy różnych wartościach przepływu)

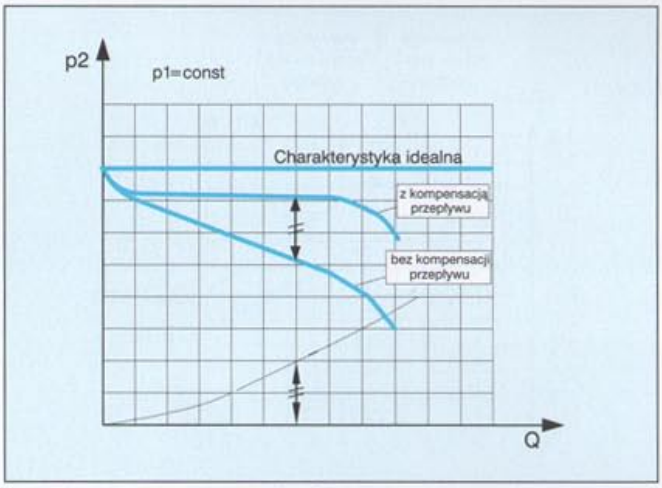
przez niego strumienia powietrza. Wzrost wartości przepływu wiąże się z koniecznością większego otwarcia zaworu, a przez to zmniejszenia siły nacisku F sprężyny regulacyjnej. Spadek tej siły może zostać skompensowany tylko poprzez spadek siły *F1*, czyli spadek wartości ciśnienia wyjściowego *p2*, które doprowadzane jest pod membranę regulacyjną. Wyjściem z tej sytuacji okazało się zastosowanie dodatkowej dyszy w obwodzie wyjściowym regulatora, która połączona jest z komorą pod membraną



Rys. 23 Budowa sprężynowego regulatora ciśnienia z układem kompensacji przepływu

regulacyjną. Przez dyszę tę powietrze przepływa z większą prędkością niż przez pozostałą część regulatora. Duża prędkość przepływającego powietrza powoduje powstanie efektu eżektorowego, dzięki czemu w komorze pod membraną panuje obniżone ciśnienie w stosunku do ciśnienia na wyjściu regulatora *p2*. Różnica ta jest tym większa, im większy jest przepływ powietrza przez regulator. Odpowiednio dobrane wymiary dyszy umożliwiają proporcjonalne zmniejszanie siły *F1* w stosunku do spadku siły sprężyny regulacyjnej F przy wzroście przepływu bez obniżania faktycznej wartości ciśnienia na wyjściu regulatora.

Wykres na rysunku 24 przedstawia charakterystyki zmiany ciśnienia wyjściowego *p2* w zależności od wartości przepływu Q przy stałym ciśnieniu zasilania *p1* dla regulatora bez układu kompensacji przepływu i z wyżej omówionym układem. Początkowy spadek ciśnienia wyjściowego dla niewielkich wartości przepływu spowodowany jest zbyt małą prędkością strumienia powietrza,

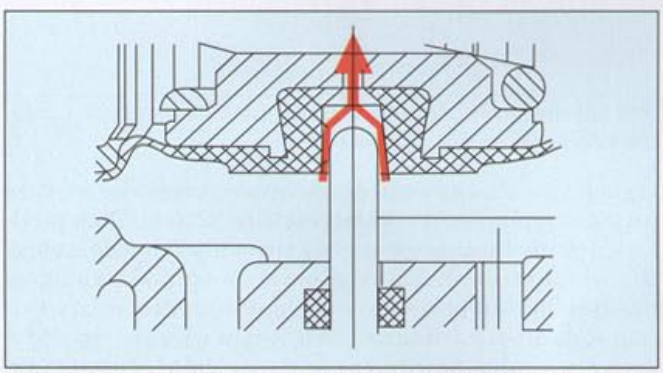


Rys. 24 Wartość ciśnienia p2 na wyjściu regulatora sprężynowego w funkcji wartości przepływu Q, przy stałej wartości ciśnienia zasilającego p1

a końcowy – osiągnięciem granicznej wartości przepływu dla danego rodzaju regulatora.

Odpowietrzanie obwodu wyjściowego regulatora

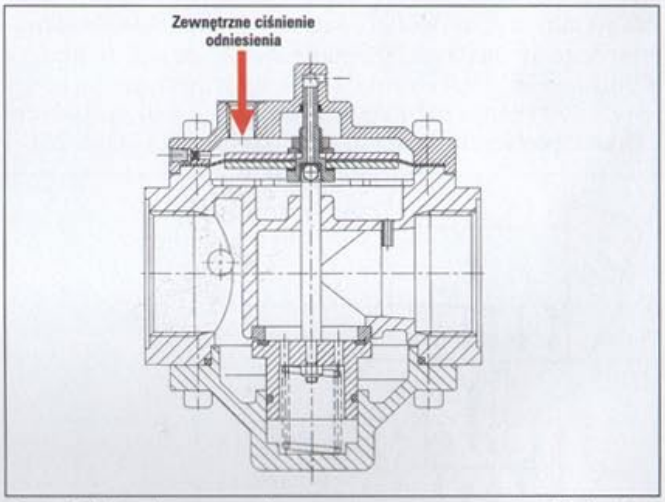
Zadaniem regulatora jest utrzymanie na wyjściu wartości ciśnienia na zadanym poziomie także wówczas, gdy nastąpi samoistny jego wzrost. Sytuacja taka może mieć miejsce np. wówczas, gdy na zasilany siłownik pneumatyczny zostanie wywarta duża siła zewnętrzna lub gdy istotnie zwiększy się temperatura powietrza w obwodach o dużej objętości i niewielkich wartościach przepływu. W takich sytuacjach ciśnienie na wyjściu regulatora powinno zostać obniżone przez wypuszczenie nadmiaru powietrza do atmosfery. Takie zachowanie się regulatora ciśnienia umożliwia specjalna konstrukcja trzpienia zaworu grzybkowego i membrany regulacyjnej. Rysunek 25 pokazuje miej-



Rys. 25 Konstrukcja zaworu odpowietrzającego w regulatorze ciśnienia

sce połączenia trzpienia z membraną, które jest specjalnym zaworem upustowym. Przy wzroście ciśnienia na wyjściu regulatora powyżej nastawionej wartości następuje podniesienie się membrany i udrożnienie zaworu spustowego do momentu osiągnięcia tej wartości. Powietrze upuszczane jest do atmosfery przez otwory w korpusie komory sprężyny regulacyjnej.

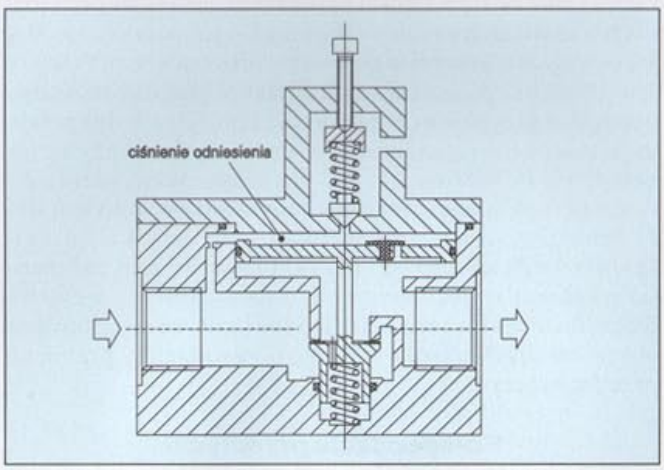
Jak wynika z powyższych rozważań, utrzymanie stabilnej wartości ciśnienia na wyjściu regulatora sprężynowego jest trudne. Jednym z pośrednich rozwiązań tego problemu jest stosowanie odpowiednich rodzajów sprężyn regulacyjnych dla różnych zakresów wymaganych wartości ciśnień wyjściowych. Innym rozwiązaniem jest zastąpienie sprężyny regulacyjnej „poduszką powietrzną", czyli wytworzenie po „górnej" stronie membrany regulacyjnej stałego ciśnienia odniesienia. Dzięki temu można zapewnić stałą wartość siły *F* sterującej pracą zaworu regulacyjnego. Rozróżnia się dwa podstawowe rodzaje regulatorów z ciśnieniem sterującym. Pierwszy z nich to regulator z zewnętrznym ciśnieniem odniesienia (rys. 26). Regula-



Rys. 26 Budowa regulatora z zewnętrznym ciśnieniem odniesienia

tor taki wymaga zewnętrznego, stabilnego i nastawialnego źródła ciśnienia. Rolę taką może pełnić regulator sprężynowy, który przy prawie zerowej wartości przepływu zachowuje się dużo stabilniej. Istotną zaletą regulatora z zewnętrznym ciśnieniem odniesienia jest również fakt, że zawór taki można zainstalować w miejscach trudno dostępnych lub niewidocznych, a sam układ regulacji ciśnienia odniesienia – blisko operatora.

Przy braku dostępu do stabilnego zewnętrznego ciśnienia odniesienia lub w celu uproszczenia układu regulacji, można zastosować regulatory z wewnętrznym ciśnieniem odniesienia (rys. 27). Ciśnienie odniesienia wytwarzane

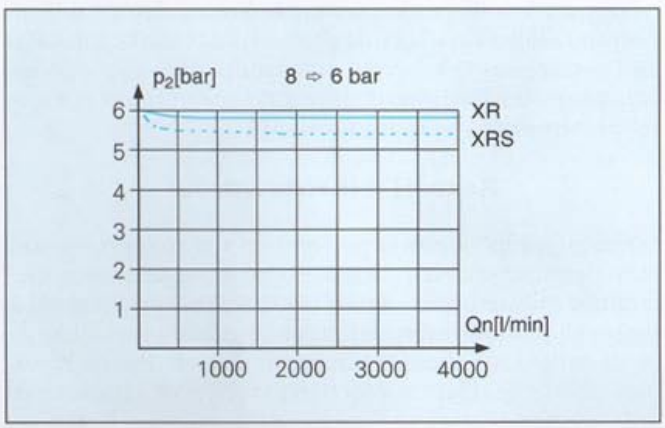


Rys. 27 Budowa regulatora z wewnętrznym ciśnieniem odniesienia

jest wewnątrz regulatora przez specjalny, nastawialny dławik. Wadą tego rozwiązania jest jednak ciągłe, własne zu-

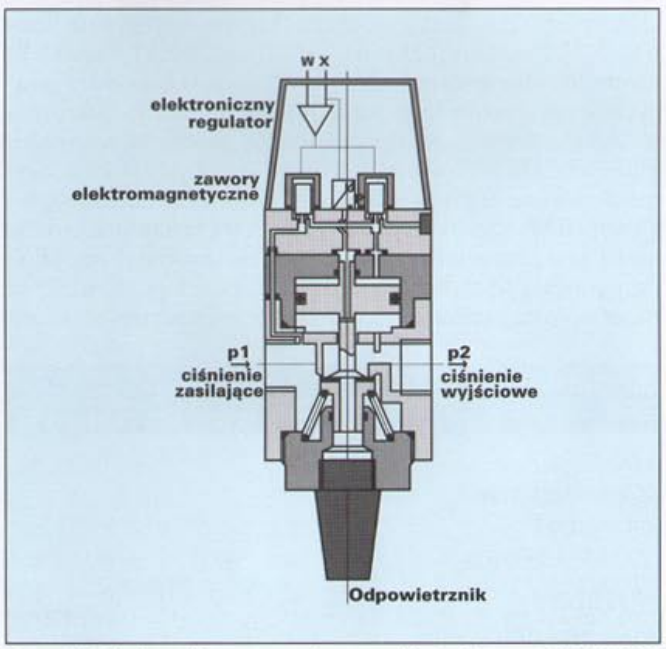
życie sprężonego powietrza, gdyż komora wylotowa dławika połączona jest z atmosferą.

Wykres na rysunku 28 porównuje stabilność ciśnienia wyjściowego w funkcji wartości przepływu dla regulatora sprężynowego typu XRS i regulatora z wewnętrznym ciśnieniem sterującym typu XR. Jak widać, charakterystyka pracy tego drugiego jest bardzo zbliżona do idealnej, co decyduje o przeznaczeniu tego typu regulatorów do zasilania urządzeń o większych wymaganiach dotyczących stabilności ciśnienia roboczego.

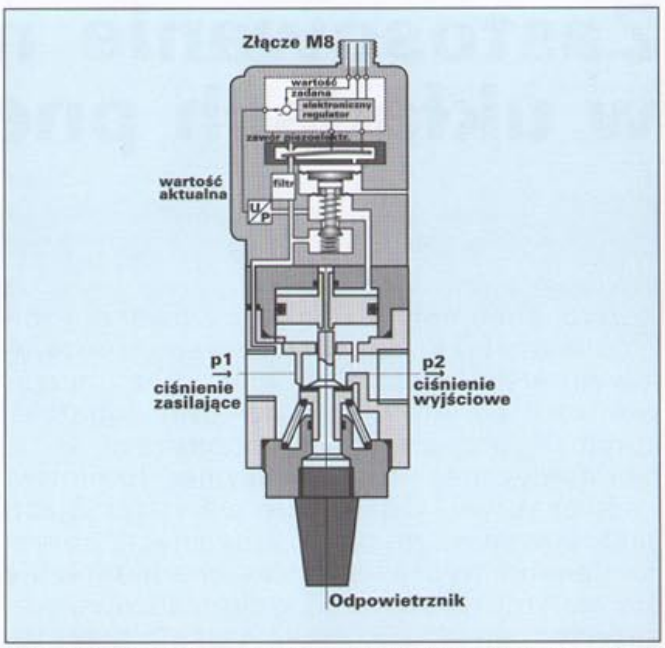


Rys. 28 Charakterystyki spadków ciśnienia na wyjściu regulatora w funkcji przepływu dla regulatora sprężynowego (XR) i z zewnętrznym ciśnieniem odniesienia (XRS) firmy Hoerbi-

W przypadku gdy:
- wymagane jest bardzo dokładne regulowanie wartości ciśnienia zasilającego odbiorniki;
- proces technologiczny wymaga bardzo szybkich zmian wartości ciśnienia zasilania;
- wartość regulowanego ciśnienia zadawana jest standardowym sygnałem elektrycznym z elektronicznych układów sterujących,



Rys. 29 Elektroniczne regulatory ciśnienia typu SRE i CRE firmy Hoerbiger-Origa z elektromagnetycznymi zaworami sterującymi



Rys. 30 Elektroniczne regulatory ciśnienia typu SRT i CRT firmy Hoerbiger-Origa z piezoelektrycznymi zaworami sterującymi

należy stosować elektroniczne regulatory ciśnienia. Urządzenia tego typu mają wbudowany przetwornik ciśnienia zintegrowany z elektronicznym układem regulacji. W zależności od konstrukcji, sterowanie głównym zaworem regulacyjnym realizowane jest za pośrednictwem pneumatycznych zaworów elektromagnetycznych (rys. 29) lub pneumatycznych zaworów piezoelektrycznych (rys. 30). W standardowym wykonaniu regulatory te mogą być sterowane sygnałem prądowym 4 – 20 mA, 0 – 20 mA lub napięciowym 0 – 10 V i regulować wartość ciśnienia wyjściowego w zakresach 0 – 0,2 bar, 0 – 2 bar, 0 – 8 bar oraz 0 – 10 bar.

Różnorodność konstrukcji i charakterystyk pracy dostępnych na rynku regulatorów ciśnienia skłania do zastanowienia się przed ostatecznym wyborem tego typu urządzenia w projektowanej instalacji sprężonego powietrza. Przy podjęciu decyzji należy zadać sobie kilka podstawowych pytań:
- jakie wahania ciśnienia występują w sieci zasilającej;
- jakie wahania ciśnienia dopuszczalne są po stronie odbiornika;
- jaki przewidywany jest minimalny i maksymalny przepływ powietrza przez regulator;
- jak często będą zmieniane wartości nastaw regulatora i jakie są wymagane czasy reakcji;
- jakie będą warunki pracy regulatora (temperatura otoczenia, medium, wilgotność, drgania mechaniczne, agresywność środowiska, sposób i miejsce zabudowy itd.).

Odpowiadając na powyższe pytania i mając na uwadze własności poszczególnych, wyżej opisanych rodzajów regulatorów, można dobrać ten najwłaściwszy.

Artykuł promocyjny
ARA Pneumatik
Andrzej Kocełuch

Zastosowanie mikrozaworów w układach pneumatycznych

Rozwój pneumatyki zminiaturyzowanej i mikropneumatyki odpowiada trendom rozwojowym współczesnej techniki oraz umożliwia rozwój wielu innych dziedzin: robotyki, automatyzacji, sensoryki, motoryzacji, techniki medycznej i rehabilitacyjnej, lotnictwa i astronautyki. Obserwuje się wzrastające zastosowanie zminiaturyzowanych zaworów pneumatycznych, które charakteryzują się małymi wymiarami, zminimalizowanym zużyciem energii, krótkim czasem przesterowania oraz małą przepustowością. Dominujące do tej pory na rynku mikrozawory rozdzielające 2/2 zastępuje się obecnie mikrozaworami 3/2.

Miniaturyzacja elementów pneumatycznych z jednoczesnym rozwojem ich techniki sterowania oraz metod wytwarzania i montażu przeżywa obecnie intensywny rozwój [1], [2]. Powstał duży rynek produktów mikromechanicznych, w tym mikroelementów pneumatycznych. Celem miniaturyzacji elementów pneumatycznych jest zmniejszenie ich gabarytów i masy, zminimalizowanie zapotrzebowania energetycznego, zmniejszenie wydajności i czasu zadziałania oraz obniżenie kosztów materiałowych. Metody wytwarzania mikroelementów płynowych zasadniczo różnią się od tych, które są stosowane do wytwarzania elementów konwencjonalnych i zminiaturyzowanych, ponieważ oparte zostały na mikrotechnologii stosowanej dla układów scalonych w krzemie (BM – Bulk Micromachining, SM – Surface Micromachining) oraz w mikrotechnologii LIGA – Technik (Lithographie, Galvanoformung, Abformung), opartej na litografii, galwanizacji i kształtowaniu według formy [11]. Obserwuje się znaczący wzrost wartości produkcji mikroelementów płynowych. Szacuje się, że jej wartość w 2002 roku wyniesie około 4,5 miliarda USD. Największym segmentem rynku mikroelementów płynowych są mikrozawory pneumatyczne, których udział w światowym handlu wynosi około 33% i wzrasta ok. 6,3% rocznie. Główne dziedziny zastosowania mikrozaworów pneumatycznych to: motoryzacja, automatyzacja produkcji, roboty i manipulatory, inżynieria medyczna i rehabilitacyjna, przemysł chemiczny i farmaceutyczny, budownictwo i ochrona środowiska oraz technika pomiarowa. Rozwój mikroelementów płynowych następuje również dzięki różnym programom, np. NEXUS (Network of Excellence in Multifunctional Microsystems). Rozwój pneumatyki odbywa się poprzez integrację mikrozaworów z mikroelektroniką, wzrost standardyzacji i podwyższenie jakości oraz przez doskonalenie marketingu, obsługi i konkurencyjności. Miniaturyzacja elementów pneumatycznych prowadzi do budowy zintegrowanych autonomicznych i inteligentnych osi pneumatycznych, które zbudowane są z jednego bloku, zawierającego siłownik, mikrozawór, mikroregulator i mikroczujniki. Takie rozwiązanie prowadzi do redukcji instalacji i zmniejszenia kosztów urządzenia pneumatycznego oraz pozwala na wprowadzenie mikroprocesorowego systemu sterownia oraz monitorowania.

Rozwój mikrozaworów

Miniaturyzacja odpowiada trendom rozwojowym systemów pneumatycznych. Można podać liczne przykłady elementów zminiaturyzowanych i mikroelementów pneumatycznych produkowanych przez różne firmy specjalizujące się w branży napędów pneumatycznych (Festo, Hoerbiger, Norgren–Herion Bosch–Rexroth, SMC, Jucomatic) oraz wyspecjalizowane firmy (Lee Company, Redwood Microsystems) i instytuty naukowe (Fraunhofer-Gesellschaft, ISIT – Institut für Silziumtechnologie, IMS – Institut für Mikroelektronische Schaltungen und Systeme, IFAS – Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen, HSG – Hahn–Schickard–Gesellschaft, Forschungszentrum Karlsruhe). Napęd mikropneumatyczny składa się z systemów: sterowania (mikrozawory, mikroprzetworniki, mikroprocesory), napędu (mikrocylindry, mikrosilniki) i pomiaru (mikrosensory) [5], [6], [7], [9]. W rozwoju technologii systemów mikropneumatycznych duże znaczenie odgrywają materiały (krzem, ceramika, stopy metalu, polimer), technika wytwarzania (mechaniczna, laserowa, prasowanie na gorąco, wyciskanie pod ciśnieniem) i technika montażu (klejenie, spawanie laserowe) [4]. Poznanie różnych zjawisk fizycznych (powierzchniowych, objętościowych i grawitacyjnych, towarzyszących wytwarzaniu i montażu mikroelementów pneumatycznych, pozwala na optymalizację procesów technologicznych. Do sterownia mikrozaworami pneumatycznymi stosowane są różne mikroprzetworniki: elektromagnetyczne (EM), termopneumatyczne (TP), termomechaniczne (TM), piezoelektryczne (PE), elektrostatyczne (ES) i z pamięcią kształtu (PK) [3]. W tabeli 1 porównano te przetworniki pod kątem ich przydatności do sterownia mi-

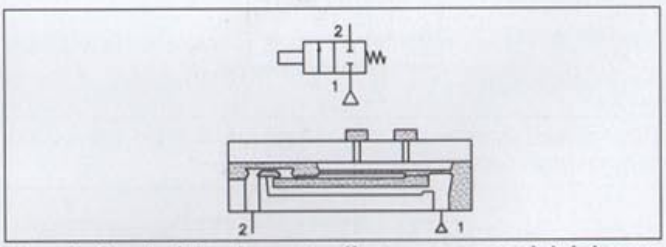
Kryteria oceny	Przetworniki					
	EM	TP	TM	PE	ES	PK
Gabaryty	0	+	+	0	+	+
Zapotrzebowanie na energię	–	–	–	+	+	–
Zakres ciśnienia	+	+	+	+	0	+
Przepływ	+	+	+	0	0	+
Czas przesterowania	0	–	–	+	+	–
Koszt	0	0	+	0	+	0

Tabela1 Porównanie przetworników stosowanych do sterownia mikrozaworami pneumatycznymi

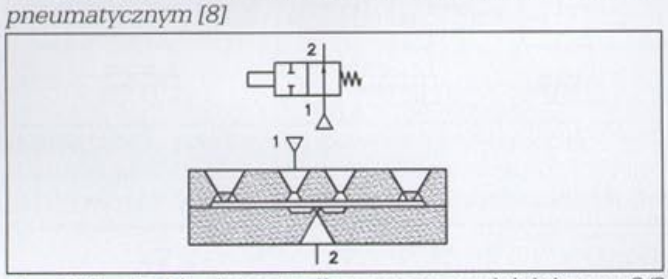
Firma/producent	WN	Rodzaj	Ciśnienie	Moc	Czas przest.
AirCom	0,80	elektromagnetyczny	0 – 0,7	600	3 – 6
Buerkert	0,40	elektromagnetyczny	0 – 0,7	10	20
Elektrodyne	0,20	elektromagnetyczny	0 – 0,1	170	< 10
Festo	0,4	elektromagnetyczny	0 – 0,7	500	22
Gas	1,5	elektromagnetyczny	0,25 – 0,7	2800	6 – 16
Hoerbirger	0,33	piezoelektryczny	0 – 0,2	6	< 2
Joucomatic	0,60	piezoelektryczny	0,2 – 0,8	7	3 – 8
Kuhnke	0,50	elektromagnetyczny	0 – 0,7	700	3 – 10
SMC	0,30	elektromagnetyczny	0 – 0,8	1000	3,5
IFAS	0,25	termomechaniczny	0,1 – 1,1	400	20
HSG	0,20	bimetaliczny	0 – 1,0	1000	—
FhG	0,10	elektrostatyczny	0 – 0,16	—	1
FhG	0,10	termopneumatyczny	0 – 0,6	600	35

Tabela 2 Porównanie zminiaturyzowanych zaworów rozdzielających 3/2

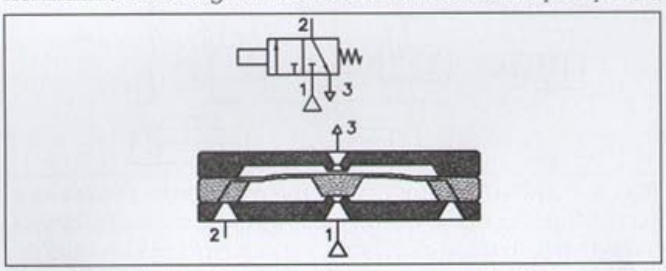
krozaworami pneumatycznymi, biorąc pod uwagę następujące kryteria: gabaryty zaworu, zapotrzebowanie na energię (moc przetwornika), zakres ciśnienia, przepływ, czas przesterowania i koszt wykonania. Możliwości spełnienia tych kryteriów ocenione według następującej skali: dobra realizacja „+", dostateczna realizacja „0" i trudna realizacja „–". Z tabeli 1 wynika, że przetworniki termiczne i z pamięcią kształtu mają niekorzystny (wysoki) pobór energii, stosunkowo duży czas przesterowania. Mikroprzetworniki elektromagnetyczne wymagają dostatecznie wysokiego pola magnetycznego, jak również wysokiego natężenia prądu, poza tym trzeba zapewnić im odpowiednie miejsce do zabudowy. Natomiast przetworniki piezoelektryczne i elektrostatyczne charakteryzują się krótszym czasem przesterowania i minimalnym poborem energii. Natomiast przetworniki elektrostatyczne wyróżniają się tym, że siła elektrostatyczna zależy od szczeliny między elektrodami. W tabeli 2 porównano zminiaturyzowane zawory i mikrozawory 3/2 dostępne na rynku branży pneumatycznej lub oferowane przez wyspecjalizowane instytuty naukowe. Zawory te sterowane są różnymi mikroprzetwornikami, które mają wpływ na ich wymiary, charakterystyki i zastosowanie. Z tablicy tej można wyciągnąć wniosek, że dominującym kierunkiem w rozwoju mikropneumatyki są mikrozawory o gabarytach <10 mm, mocy przetwornika <10 mW i czasie przesterowania <20 ms.



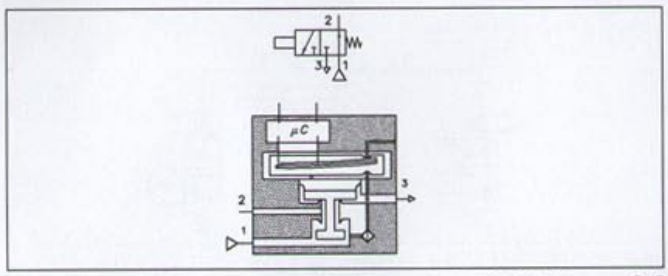
Rys. 1 Symbol i schemat mikrozaworu rozdzielającego 2/2 normalnie zamkniętego ze sterowaniem termopneumatycznym [8]



Rys. 2 Symbol i schemat mikrozaworu rozdzielającego 2/2 normalnie otwartego ze sterowaniem elektrostatycznym [6]



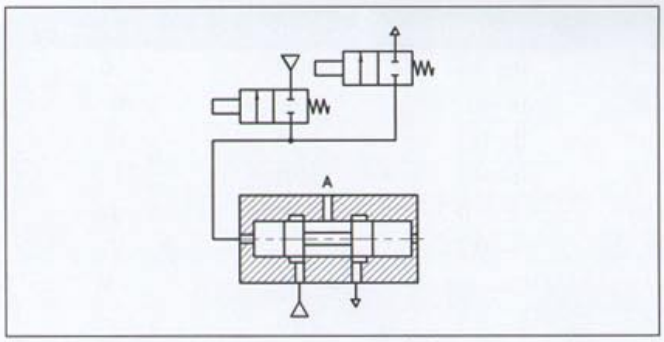
Rys. 3 Symbol i schemat mikrozaworu rozdzielającego 3/2 normalnie zamknięty ze sterowaniem elektrostatycznym [6]



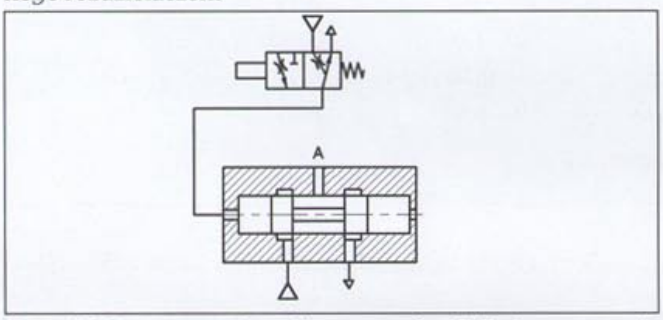
Rys. 4 Symbol i schemat mikrozaworu rozdzielającego 3/2 normalnie otwartego ze sterowaniem piezoelektrycznym [9]

Przykłady zastosowania mikrozaworów

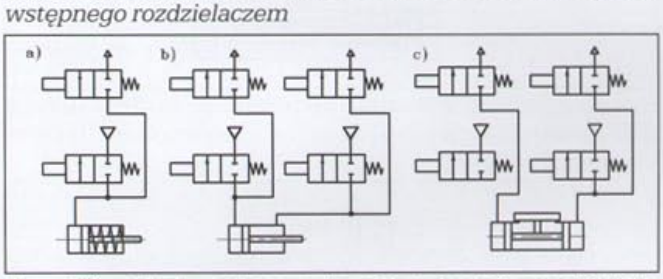
Dominujące w mikrosystemach pneumatycznych zawory rozdzielające 2/2 (dwudrogowe dwupołożeniowe) zastępuje się coraz częściej zaworami rozdzielającymi 3/2 (trójdrogowymi dwupołożeniowymi). Zawory rozdzielające 2/2 stosuje się jako zawory otwierające i zamykające dopływ gazu. Zawory te mają dwa stany sterowania, dlatego nazywane są zaworami bistabilnymi. Zawory rozdzielające 3/2 mogą łączyć komory cylindra ze źródłem zasilania gazu, a po powrocie do stanu początkowego opróżnić je. Zawory 3/2 mogą mieć zastosowanie do sterowania przepływem i ciśnieniem gazu. Zawory rozdzielające 2/2 i 3/2 dzielą się na: normalnie zamknięte i normalnie otwarte. Przez zawór normalnie otwarty w stanie beznapięciowym przepływa gaz. Po jego przesterowaniu przepływ zostaje



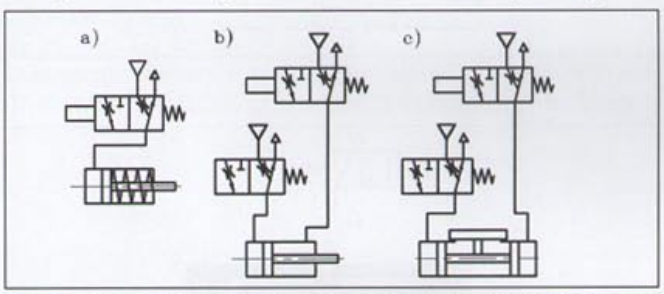
Rys. 5 Zastosowanie mikrozaworów 2/2 do sterownia wstępnego rozdzielaczem



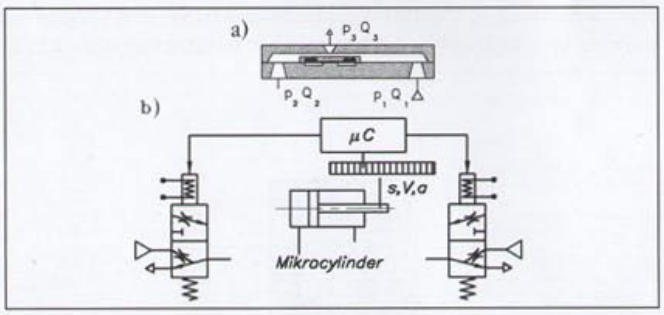
Rys. 6 Zastosowanie mikrozaworów 3/2 do sterownia wstępnego rozdzielaczem



Rys. 7 Przykłady zastosowania mikrozaworów rozdzielających 2/2 do sterowania siłownikami jednostronnego działania (a), dwustronnego działania (b) i beztłoczyskowego (c)



Rys. 8 Przykłady zastosowania mikrozaworów rozdzielających 3/2 do sterownia siłownikami jednostronnego działania (a), dwustronnego działania (b) i beztłoczyskowego (c)



Rys. 9 Schemat mikrozaworu 3/2 z przetwornikiem termopneumatycznym (a) i układem serwopozycjonowania pneumatycznego sterowanego tymi zaworami (b) [6]

zamknięty. W stanie beznapięciowym przepływ gazu jest zamknięty zaworem normalnie zamkniętym. Po jego przesterowaniu przepływ zostaje otwarty. Na rys. 1, 2, 3 i 4 przedstawiono symbole graficzne i schematy zaworów 2/2 i 3/2 normalnie otwartych i normalnie zamkniętych, sterowanych różnymi mikroprzetwornikami. Największe zastosowanie w napędach pneumatycznych mają mikrozawory pneumatyczne 2/2 lub 3/2 z przetwornikami piezoelektrycznymi, które mogą mieć budowę w postaci „chipu". Zawory te charakteryzują się wysokim stopniem miniaturyzacji i integracji, bardzo krótkim czasem przesterowania i małym zapotrzebowaniem energetycznym – w stanie ustalonym nie zużywają energii. Zaletą mikrozaworów pneumatycznych z „piezochipami" jest także to, że można je zasilać energią słoneczną. Zastosowanie w układzie pneumatycznym mikrozaworów z „piezochipem" daje możliwość: proporcjonalnego sterowania ciśnieniem, zmniejszenia zużycia energii i zastosowania zasilania bateriami słonecznymi, wprowadzenia sytemu sterownia w wyższym stopniu integracji.

Mikrozawory 3/2 i 2/2 stosuje się jako zawory wstępnego sterowania – pierwszy stopień w dwustopniowych zaworach pneumatycznych. Na rys. 5 przedstawiono przykład zastosowania dwóch zaworów 2/2, a na rys. 6 – przykład zastosowania jednego zaworu 3/2 jako wstępnego sterowania (pilota) w zaworach pneumatycznych 3/2. Sterowanie mikrozaworami pozwala na zmniejszenie czasu przesterowania i obniżenie zapotrzebowania na moc elektryczną. Model serwozaworu pneumatycznego według konstrukcji IFAS z mikropilotem sterowanym piezoelektrycznie przedstawiono w pracy [8]. Natomiast konstrukcję i zasadę działania zaworu firmy Hoerbiger z mikrozaworem 3/2 sterowanym przetwornikiem piezoelektrycznym przedstawiono w pracach [2], [10].

Na rys.7 przedstawiono przykłady zastosowania mikrozaworów rozdzielających 2/2, a na rys. 8 – przykłady zastosowania mikrozaworów rozdzielających 3/2 do sterowania siłownikami pneumatycznymi: jednostronnego działania, dwustronnego działania i beztłoczyskowego. Z porównania tych schematów wynika, że do sterowania jednej komory siłownika potrzebne są dwa zawory 2/2 lub jeden zawór 3/2. Jeden mikrozawór 2/2 służy do sterownia strumieniem powietrza na wlocie do siłownika, drugi mikrozawór 2/2 służy do odpowietrzania siłownika. Natomiast funkcje dwóch mikrozaworów 2/2 może spełniać jeden mikrozawór 3/2.

Na rys. 9a przedstawiono schemat mikrozaworu 3/2 z przetwornikiem termopneumatycznym, a na rys. 9b – schemat układu serwopozycjonowania pneumatycznego sterowanego tymi zaworami. W tym zastosowaniu mikrozawór 3/2 spełnia rolę dzielnika ciśnienia, ponieważ jego działanie można przyrównać do wzmacniacza typu dysza – przysłona. Charakterystyki przepływowe tego mikrozaworu wyznacza się według następujących równań [7]:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}{\frac{\kappa-1}{2}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}} \quad dla \quad 0{,}53 < \frac{p_2}{p_1} < 1$$

Ciśnienia: p_1, p_2, p_3 i natężenia przepływu: Q_1, Q_2, Q_3 według oznaczeń jak na rys. 9, κ natomiast jest wykładnikiem adiabaty.

$$\frac{Q_3}{Q_2} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}{\frac{\kappa-1}{2}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}} \quad dla \quad 0{,}53 < \frac{p_3}{p_2} < 1$$

Podsumowanie

Wprowadzenie elektroniki oraz nowych technik sterowania, opartych na mikroprzetwornikach (elektrostatycznych, piezoelektrycznych i termicznych), stwarza nowe możliwości dla zastosowań mikropneumatyki. Mikrozawory pneumatyczne mogą mieć zastosowanie jako zawory rozdzielające, piloty (pierwszy stopień sterownia) i dzielniki ciśnienia w serwopozycjonowaniu pneumatycznym. Do sterowania mikrosystemami pneumatycznymi korzystniejsze jest zastosowanie zaworów 3/2, które również dominują w pneumatyce konwencjonalnej. Dzięki nowym rozwiązaniom i badaniom mikrozawory 3/2 będą zastępować mikrozawory 2/2. O możliwości zastosowania mikrozaworów 3/2 w układach pneumatycznych będą decydować ich parametry i charakterystyki.

Literatura

[1] Dindorf R., Wołkow J.: Mikrohydraulika, Hydraulika i Pneumatyka nr 6/1999.

[2] Dindorf R., Łaski P.: Zawory pneumatyczne z przetwornikami piezoelektrycznymi, Pneumatyka nr 1/2001.

[3] Dindorf R., Wołkow J.: Mikroprzetworniki w układach płynowych, Hydraulika i Pneumatyka nr 3/2001.

[4] Dindorf R.: Methods of manufacture and assembly of fluid microelements, Advances in Manufacturing Science and Technology, Vol. 25, No. 3/2001.

[5] Goll C.: Entwicklung, Herstellung und Test von aktiven Mikroventilen für pneumatische Anwendung, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe 1997.

[6] Pott H.: Ein Beitrag zur Anwendung mikromechanischer Elemente in der Pneumatik, RWTH, Aachen 1996.

[7] Messner S.: Elektrostatisch angetriebenes 3/2-Wege-Mikroventil für pneumatische Anwendungen, Albert-Ludwigs-Universität, Freiburg 2000.

[8] IFAS – Innovationen in der Fluidtechnik, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, Nr. 7/2001.

[9] Redwood Microsystems, Hamilton Avenue Menlo Park, CA USA.

[10] Katalog firmy HOERBIGER-ORIGA, Piezoventile, Schongau 1999.

[11] Das LIGA-Verfahren, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe 2000.

Ryszard Dindorf, Paweł Łaski
Politechnika Świętokrzyska w Kielcach
Samodzielny Zakład Automatyki i Robotyki

CompRot

Jedyny polski producent sprężarek o mocach 4–400 kW

zaprasza do nowootwartego

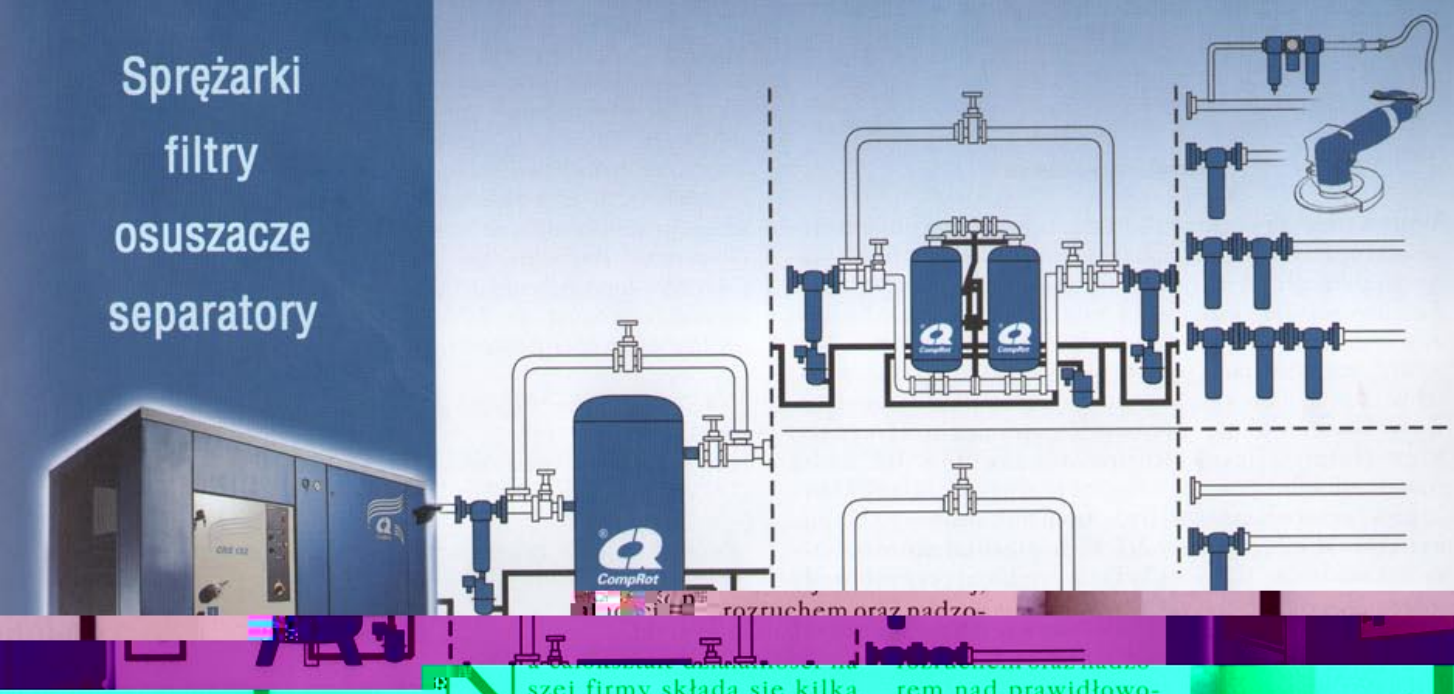
Internetowego Salonu Obsługi Handlowo-Technicznej

Sprężarki

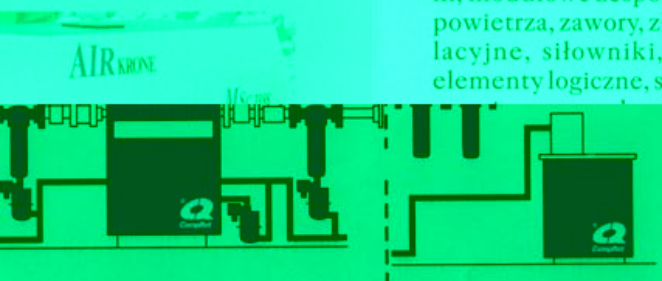
filtry

osuszacze

separatory



wyciszonych serii SP dla
1,5÷7,5 kW.
przewoźne o wydajności
l/min.
w ofercie naszej firmy znaj-
ełna gama osuszaczy i fil-
dzo atrakcyjnych cenach.



Nasz Partner

Europejski Fundusz Leasingowy

Kompleksowy system
niania sprężonego powietrza

uzdat

Naszej firmy składa się kilka prężnie działających ogniw, z których tutaj szczególnie wyeksponujemy działalność w zakresie hydrauliki i automatyki przemysłowej oraz w zakresie dostawy sprężarek.

Kompletacja dostaw urządzeń i maszyn

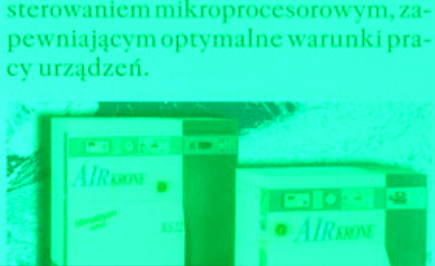
Oferujemy pomoc w wyborze z szerokiej oferty renomowanych producentów oraz dostawę następujących produktów: sprężarki, osuszacze, zbiorniki, modułowe zespoły przygotowania powietrza, zawory, złączki, rury instalacyjne, siłowniki, pneumatyczne elementy logiczne, szafy i pulpity ste-

rem nad prawidłowością działania.

Sprężarki

Jesteśmy partnerem firmy Air Krone specjalizującej się w produkcji wysokiej klasy sprężarek śrubowych dla przemysłu z pełnym sterowaniem mikroprocesorowym, zapewniającym optymalne warunki pracy urządzeń.

tłokowych
przemysłu
Sprężark
1900 – 630
Ponadto
duje się p
trów po ba



Oszczędności energetyczne w pneumatycznych systemach przemysłowych

W artykule zagadnienia związane z uzyskiwaniem oszczędności energetycznych w pneumatycznych systemach zasilania, uzdatniania i przesyłania sprężonego powietrza na przykładach rozwiązań zastosowanych w polskim przemyśle.

Przemysłowe systemy zasilania pneumatycznego mają podstawowe znaczenie we wszystkich nowoczesnych technologiach produkcji, mimo że wytwarzanie sprężonego powietrza jest procesem bardzo energochłonnym. Przy sprężaniu efektywnie wykorzystane jest tylko 18-22% dostarczonej energii. O powadze problemu oszczędności w tej branży świadczy fakt, że 10% energii elektrycznej zużywanej w przemyśle europejskim zasila właśnie takie systemy. Z technicznego, ekonomicznego i ekologicznego punktu widzenia konieczne jest uzyskanie oszczędności rzędu 33% w ciągu 15 lat. Ten stan zamierza się osiągnąć poprzez:

- redukcję nieszczelności sieci 16,0%
- konfigurację sieci i sterowanie systemem pneumatycznym 6,9%
- pełniejsze wykorzystanie ciepła sprężarek 4,0%
- zastosowanie sprężarek zmiennoobrotowych 3,8%
- zastosowanie urządzeń o większej sprawności 2,3%.

Ekologicznym efektem tych poczynań ma być między innymi zaoszczędzenie rocznie 5 milionów ton emitowanego CO_2 [9].

Redukcja nieszczelności sieci

Temat ten dotyczy głównie starszych instalacji pneumatycznych, zazwyczaj zaniedbanych. Nieszczelności systemu zasilania bardzo łatwo możemy określić ze wzoru $L=V_s\times(p_p-p_k)/t_p$, gdzie V_s jest pojemnością sieci, p_p, p_k – ciśnieniem początku i końca próby, zaś t_p – czasem trwania próby. Miejsca większych nieszczelności znajdziemy, kierując się wrażeniami akustycznymi. Doskonalszą metodą poszukiwań, którą możemy zastosować nawet przy znacznym hałasie pracujących maszyn, jest sonda ultradźwiękowa. W jednym z Prefabetów, za pomocą kierunkowego odbiornika ultradźwięków, wykryliśmy, że największy ubytek sprężonego powietrza występuje... na uszczelnieniu tłok/cylinder podłączonej do sieci, niepracującej sprężarki tłokowej. Koszty takich pomiarów są niewielkie. Natomiast w bardzo typowym przypadku strat na poziomie 30-40% należy raczej wymieniać całą sieć, gdyż usunięcie wszystkich nieszczelności jest za drogie lub wręcz niemożliwe. System o stratach w granicach 5-10% uważa się za dobry. Redukcja nieszczelności sieci jest najprostszą, najtańszą i najbardziej efektywną metodą uzyskiwania oszczędności energetycznych w wieloletnich używanych systemach zasilania pneumatycznego, gdy nie są planowane większe inwestycje modernizacyjne. Wpływ rozmiaru nieszczelności na wielkość strat energetycznych przedstawia tabela 1 [1].

Średnica otworu [mm]	Wielkość wycieku w [m³/h] przy 7 bar	Moc potrzebna do utrzymania właściwego ciśnienia w sieci pomimo strat [kW]
0,4	0,684	0,06
1,0	4,248	0,37
1,6	11,052	0,97
3,0	39,42	3,36
6,0	176,76	15,0
10,0	439,2	37

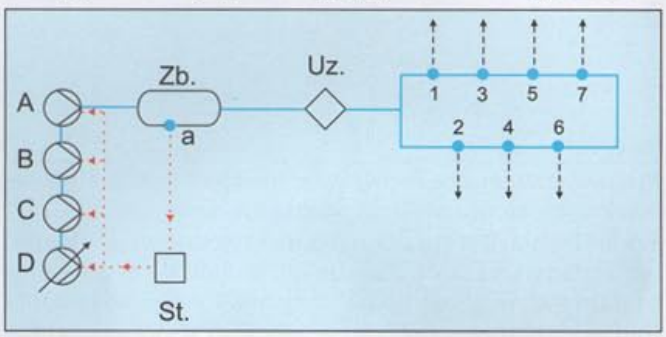
Tabela 1 Wpływ nieszczelności systemu na straty energetyczne

Konfiguracja sieci i sterowanie systemem pneumatycznym

Koncepcja sieci

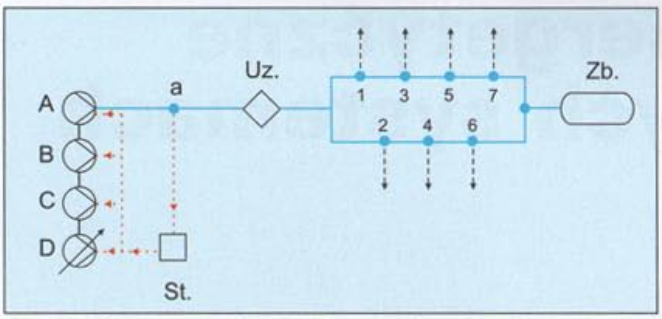
Do niedawna jedynym, zazwyczaj realizowanym w praktyce rozwiązaniem był system zasilania oparty na „klasycznym" schemacie, przedstawiony na rysunku 1 [10].

Na zupełnie innych założeniach oparto projekt instalacji sprężonego powietrza w firmie Alco-Pegro w Witkowie. Instalacja zasilana jest sprężarką łopatkową Wittig o mocy 3 kW. Dobrany z zapasem system uzdatniania ultrafilter zapewnia czystość powietrza według wymagań przemysłu spożywczego przy ciśnieniowym punkcie rosy wynoszącym +2 °C. Jego koncepcję przedstawia rysunek 2.



Rys. 1 „Klasyczna" koncepcja rozwiązania pneumatycznego systemu zasilania

Okazało się, że przeniesienie zbiornika na koniec instalacji oraz powiększenie do DN 50 przewodów głównego układu rozprowadzania wyrównało ciśnienie w całym systemie z odchyłką do 0.1 bar! Jednorodność ciśnienia umożliwiła pracę systemu przy najniższym, dopuszczalnym technologicznie ciśnieniu 6 bar, bez obaw o zakłócenie procesu produkcji. Zgodnie z przeprowadzoną w fazie projektowania symulacją, takie wykonanie umożliwiło uzyskanie około 9 % oszczędności energii w porównaniu z rozwiąza-

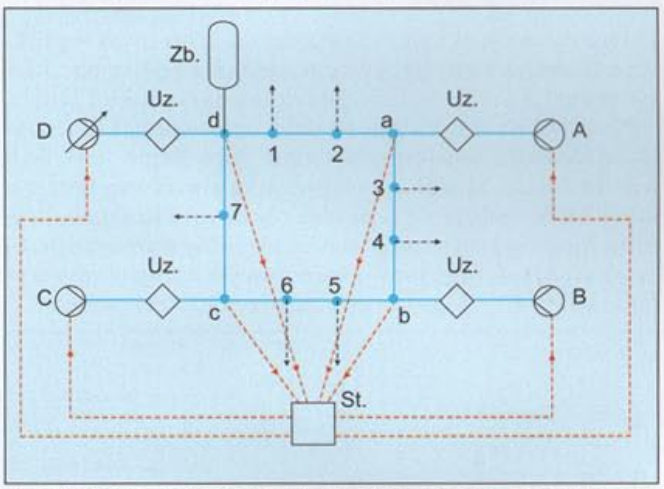


Rys. 2 Alternatywna koncepcja rozwiązania pneumatycznego systemu zasilania

niem „klasycznym". Podobne efekty uzyskano w firmie Pharma w Ostrowi Mazowieckiej, gdzie ze względu na produkcję farmaceutyków zastosowano osuszanie adsorpcyjne z punktem rosy poniżej –40 °C. Przy zasilaniu sprężarką 30 kW, ze względu na znaczną długość instalacji i gwałtowne zmiany zapotrzebowana powietrze (konieczność utrzymania wyższego ciśnienia w sieci), możliwe było uzyskanie około 6% oszczędności. Nakłady na wykonanie tych systemów były większe w stosunku do wzorcowego rozwiązania „klasycznego".

Najlepszymi możliwościami oszczędzania energii charakteryzuje się opatentowane rozwiązanie inteligentnych systemów zasilania pneumatycznego [2]. Polega ono na sterowaniu całym systemem zasilającym sprężarkami i rozbudowanymi sieciami, a nie tylko samą kaskadą kompresorów [3]. Zasadę tej koncepcji ilustruje rysunek 3.

Pierwszy inteligentny system powstał w firmie Rexam



Rys. 3 Opatentowane rozwiązanie inteligentnego energooszczędnego systemu zasilania pneumatycznego

Szkło Gostyń. Była to adaptacja dotychczasowego układu, bez zmiany sprężarek i konfiguracji sieci. Wszystkie prace odbywały się „na ruchu" bez możliwości wyłączania i indywidualnego testowania agregatów. Po wdrożeniu okazało się, że umożliwia on stabilizację ciśnienia z dokładnością ±0,02 bar (zakładano „tylko" 0.2)!!! Okazało się także, że niepotrzebna jest teraz jedna sprężarka o mocy 132 kW!!! Udokumentowane roczne oszczędności energetyczne wynoszą zaś 144 tysiące zł (miesięczne 12 tysięcy)!!! [4]. Sterownik obsługuje równocześnie sprężarki łopatkowe Wittig i śrubowe Atlas Copco, Kaeser i Ingersoll Rand o mocach od 132 do 350 kW.

Aby uzyskać maksymalne oszczędności i priorytety ekologiczne, zaprojektowany został system pneumatyczny dla II etapu rozbudowy Fabryki L'Oreal Polska w Helenówku koło Pruszkowa. Instalacja zasilana jest trzema 55 kW sprężarkami – łopatkowymi Wittig i śrubową Atlas Copco. Uzdatnianie, celowo dobrane z 20% zapasem (ultrafilter), zapewnia jakość powietrza farmaceutycznego przy minimalnych oporach przepływu. Przeprowadzone symulacje kosztów dla założeń „klasycznego" i inteligentnego systemu wykazały możliwość zaoszczędzenia ponad 30 tysięcy zł rocznie. Podobne rozwiązanie powstaje w firmie Profi-M w Turku. Opiera się na dwóch 55 kW sprężarkach rotacyjnych. Roczne oszczędności w tym przypadku wynosić będą około 20 tysięcy zł. Nieco bardziej skomplikowany układ bazujący na trzech 30 kW śrubowych sprężarkach Airpol i uzdatnianiu ultrafilter jest obecnie wykonywany w firmie Żywiec Zdrój w Mirosławcu koło Wałcza. W stosunku do rozwiązania „klasycznego" przewiduje się roczny zysk wynoszący także około 12 tysięcy zł.

Systemy uzdatniania

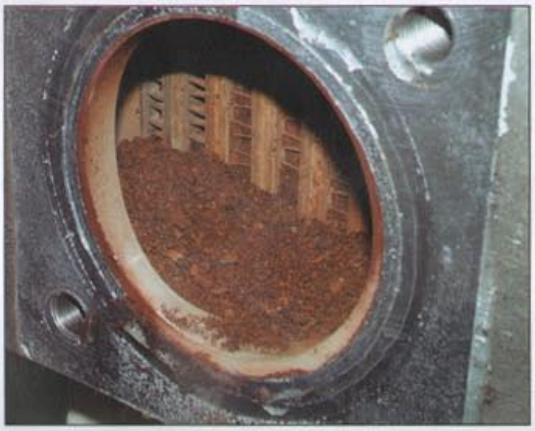
W jednym z zakładów tekstylnych w województwie poznańskim dokonano pomiaru ciśnienia bezpośrednio za sprężarkami i po uzdatnieniu (filtr wstępny, osuszacz ziębniczy i filtr dokładny). Wynik był bardzo zastanawiający. Okazało się, że przy nowych wkładach filtracyjnych spadek ciśnienia przekracza 1 bar! Przy zainstalowanej w sprężarkach mocy sumarycznej 255 kW, przeszło 15 kW jest z tego tylko powodu bezpowrotnie tracone. Przy odpowiednio dobranych urządzeniach uzdatniania nie powinno być większego spadku ciśnienia jak 0,1 do 0,3 bar. Po dokładnej analizie tego przypadku stwierdzono, że system został dobrany źle, a jedynym kryterium oferenta było obniżenie kosztów inwestycyjnych. Zastosowano urządzenia „niedowymiarowane", ale za to około 10% tańsze. Jest to niestety bardzo rozpowszechniony proceder. Generalnie filtry i osuszacze powinny być dobierane dla ich przepływu nominalnego lub lepiej – większego. Owszem, będą jeszcze w miarę prawidłowo funkcjonowały przy swoich parametrach maksymalnych, ale zawsze ze stratą dla nieświadomego bądź nie wiedzącego jak oszczędzać inwestora. Oferowanie odpowiednich separatorów cyklonowych, filtrów i innych elementów uzdatniania powinno być wykonane przez odpowiedzialnych fachowców, najlepiej z tej tylko branży pneumatyki. Zdecydowanie więcej uwagi należy poświęcić optymalnemu pod względem kosztów eksploatacji doborowi elementów uzdatniania. Poważnym błędem energetycznym jest traktowanie filtrowania i osuszania jako drogie zło konieczne. Jest to, poza sprężarką, najważniejsze ogniwo energetyczne każdego układu zasilania pneumatycznego. System musi uzdatniać powietrze tylko w stopniu zabezpieczającym wymagania odbiorników. Każdy dodatkowy element kosztuje i wprowadza kolejne opory pneumatyczne. Z drugiej strony, zaniechanie któregoś z nich pod presją ceny czy niewiedzy inwestora może się szybko skończyć awarią, jak na rysunku 4. Inwestor nie zgodził się na dodatkowy wydatek na zakup filtra wstępnego przed osuszaczem ziębniczym. Na poważną awarię nie trzeba było długo czekać. Nastąpiło zablokowanie wymiennika ciepła rdzą ze starego odcinka rurociągu. Praktycznie stracił osuszacz ziębniczy [5].

Ogólnie rzecz biorąc układ uzdatniania jest tym bardziej sprawny energetycznie, im jest bardziej przewymiarowany – ale zawsze w granicach inżynierskiego rozsądku. Okazuje się, że system o 20% większych parametrach przepływu sprężonego powietrza jest w zakupie tylko 11% droższy. Bardzo dobrą tendencją jest

dobieranie filtrów z pierwszego większego zakresu w stosunku do wymaganego przepływu.

Sterowanie systemami

Dotychczas stosowane sterowniki zespołu sprężarek bazują na informacji o spadku bądź wzroście ciśnienia, pobieranej z jednego tylko miejsca sieci. Jest to przeważnie pobliski zbiornik. Zazwyczaj – mimo zapewnień producentów – nie są sterowniki dostosowane do obsługi



Rys. 4 Wymiennik ciepła osuszacza ziębniczego zniszczony rdzą z rurociągu

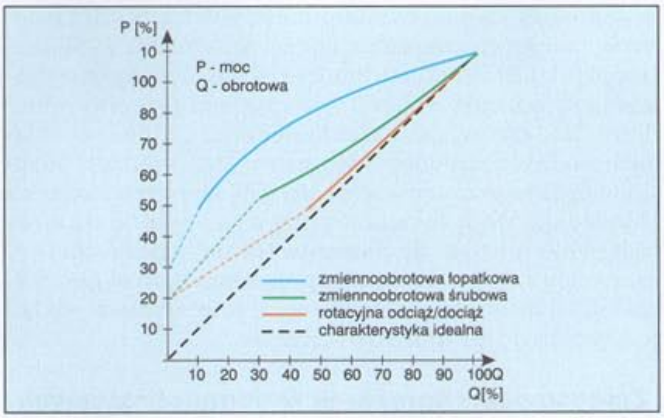
maszyn różnych wytwórców. Takie rozwiązanie może energetycznie zaofiarować niewiele więcej ponad doskonalenie algorytmu załączania sprężarek, ograniczania biegu jałowego i ujednolicenia czasu pracy poszczególnych agregatów. W przedstawionej inteligentnej instalacji bardzo ważną rolę odgrywa sterownik całej sieci. Znamienna dla niego jest optymalizacja załączania sprężarek, uwzględniająca najmniejsze opory przepływu w sieci. Zazwyczaj załączana jest kolejna sprężarka będąca najbliżej miejsca zwiększonego poboru. W sposób inteligentny reaguje zatem na chwilowe stany systemu rozprowadzania powietrza. Informacji dostarczają punkty charakterystyczne sieci, gdzie znajdują się czujniki, na przykład umieszczone w pobliżu miejsc o największych wahaniach ciśnienia lub koło newralgicznych odbiorników. Może także odcinać gałęzie sieci (poprzez elektrozawory), gdzie występuje awaria w postaci nieuzasadnionego technologicznie, zwiększonego zużycia powietrza (na przykład pęknięcie przewodu). Jego program sterujący jest każdorazowo indywidualnie opracowany dla konkretnych wymagań procesu produkcji, rozmieszczenia przestrzennego sieci przesyłowej i zastosowanych bądź planowanych urządzeń. Sterownik sieci może być włączony do nadrzędnego systemu nadzoru i sterowania całym procesem produkcji bądź działać całkowicie niezależnie. Jest to w zasadzie jedyny większy koszt inwestycyjny, w porównaniu z systemem „klasycznym". W przypadku firmy Rexam Szkło Gostyń zwrócił się bardzo szybko.

Pełniejsze wykorzystanie ciepła sprężarek

Typowy nowoczesny agregat o mocy 90 kW, przy ciśnieniu sprężania 8 barów, „produkuje" 18 000 m^3/h powietrza zrzutowego o temperaturze 60-80 °C bądź 9 000 l/h wody o temperaturze 40 i więcej °C. Wykorzystanie tej energii jest bardzo rozpowszechnione i doskonale opisane w literaturze. Zdecydowanie rzadziej korzysta się z systemu odzysku ciepła. Polega on na wyposażeniu sprężarki w podwójny system wymienników, powietrznych i wodnych, mogących zamiennie bądź jednocześnie współpracować [6]. Jest to bardzo dobre rozwiązanie, gdyż nie uzależnia chłodzenia wodnego od ciągłego przepływu medium. Jak wiemy, gromadzenie energii cieplnej w układach wodnych jest dosyć kłopotliwe. Przy systemie odzysku ciepła można uzyskać około 85% energii traconej na chłodzenie. Wodę taką zazwyczaj wykorzystuje się w celach bytowych bądź do procesów technologicznych. Jego zainstalowanie podnosi cenę sprężarki tylko o około 15%, zaś przy celowych, przemyślanych inwestycjach nakład ten zwraca się w ciągu 8-10 miesięcy.

Zastosowanie sprężarek zmiennoobrotowych

Obecnie nie ma rynku poważnej firmy sprężarkowej, która nie oferowałaby takich agregatów. Nawet producenci, słusznie krytykujący mniejszą sprawność zmiennoobrotowych maszyn śrubowych w stosunku do stałoobrotowych, takie rozwiązanie oferują jako opcję. Istotnym tematem jest, jak najlepiej wykorzystać te maszyny i co wtedy energetycznie można uzyskać. W firmie Huta Zabrze zdecydowano się na uzupełnienie dwubiegowej sprężarki łopatkowej CompAir Hydrovane Synergy (50 kW – 1 000 obr/min, 75 kW – 1 500 obr/min) o łopatkową zmiennoobrotową Wittig (55 kW). Po bardzo dokładnym dostrojeniu nastaw obu sprężarek do wymagań systemu osiągnięto następujące efekty: zmiennoobrotowy Wittig (maszyna wiodąca) wykorzystany jest w 69 % mocy, praktycznie Synergy pracuje cały czas z mniejszą prędkością obrotową, tylko kilkakrotnie w ciągu dnia przechodząc na zakres pełnego wydatku. Podczas pracy trzeciej zmiany Synergy wyłącza się. Średnie wykorzystanie mocy z kilku miesięcy wynosi około 80 kW (przy dysponowaniu 130 kW). Praktycznie do zera sprowadził się czas biegu jałowego maszyny dwubiegowej. System pneumatyczny zasilany jest od 4 do 22 m^3/min przy ciśnieniu 7 bar utrzymywanym z tolerancją ±0,1 bar. Oszczędności energetyczne tego rozwiązania wynoszą ponad 20% w porównaniu do sprężarek stałoobrotowych. Podobnym zyskiem energetycznym dysponuje system agregatów zastosowany w Hucie Szkła Wołomin. Pracują tam dwie jednostki o mocy nominalnej po 75 kW (zmiennoobrotowa posiada silnik 90 kW). Obecnie wykorzystywane jest 119 kW z dysponowanej mocy165 kW. Zupełnie wyeliminowany został bieg jałowy. Ciśnienie w systemie jest także utrzymywane z dokładnością 0,1 bar, co ma zasadnicze znaczenie dla pracy automatów szklarskich, uzyskania wysokiej jakości i powtarzalności produktu. Ponad 15% energii zaoszczędził system pracujący 1,5 roku w Fabryce L'Oreal Polska (do momentu II etapu rozbudowy) [7]. Składał się z dwu 55 kW sprężarek: stałoobrotowej śrubowej Atlas Copco i zmiennoobrotowej łopatkowej Wittig. Obecnie przy trzech 55 kW sprężarkach oczekuje się poprawy tego efektu. Na podobnym poziomie prognozowana jest energetyka zasilania w sprężone powietrze firmy Camela w Wałbrzychu, gdzie 55 kW zmiennoobrotowa łopatkowa sprężarka Wittig współpracuje z maszynami śrubowymi CompAir i Kaeser. Należy tu zaznaczyć, że indywidualnie sprężarki zmiennoobrotowe obciążone są w podanych przykładach następująco: Huta Zabrze – w 69%, Fabryka L'Oreal Polska – w 67%, zaś w Hucie Szkła Wołomin wykorzystywane jest średnio 41 kW z 90 kW, które pozostają do dyspozycji. Porównanie charakterystyk energetycznych dla sprężarek zmienno-



Rys. 5 Porównanie charakterystyk regulacyjnych - idealnej dla zmiennoobrotowej sprężarki łopatkowej, zmiennoobrotowej śrubowej i stałoobrotowej pracującej w reżimie odciąż/dociąż

Podsumowanie

Polska jest krajem wyróżniającym się w Europie liczbą gruntownie modernizowanych i nowo powstających systemów zasilania pneumatycznego. Także sytuacja ekonomiczna przedsiębiorstw wymusza rozwiązania zmniejszające koszty produkcji, tym bardziej że prognozowane ceny energii elektrycznej będą szybko rosły. Podane we wstępie, słuszne zalecenia oszczędnościowe Unii Europejskiej mają realną szansę być w naszym kraju osiągnięte, a nawet przekroczone. Konieczne jest jednak kompleksowe, rzetelne podejście do wytwarzania sprężonego powietrza, jego uzdatniania i rozprowadzenia. Konieczne jest dotarcie z wiedzą o dostępnych energooszczędnych rozwiązaniach do bardzo szerokiej rzeszy obecnych i przyszłych inwestorów. Konieczna jest zmiana, zrynku kreowanego przez producentów na świadomy rynek inwestorów. Jest to zadanie dla czasopism fachowych, specjalistycznych witryn internetowych czy

	wydatek [m^3/h] 8 bar	moc na na wale [kW]	pobór energii [kWh/m^3]	zużyta ilość kW (przy rocznym czasie pracy równym 8 000 godzin) przez lat:					
				1	2	3	4	5	6
Łopatkowa	526	53,5	0,102	429 600	857 600	1 285 600	1 713 600	2 141 600	2 569 600
Śrubowa	523,2	57,3	0,110	460 000	942 526	1 451 860	1 991 154	2 564 154	3 175 354
		różnica:	w [kW]	30 400	84 926	166 260	277 554	422 554	605 754
		różnica:	w %	7,08%	9,90%	12,93%	16,20%	19,73%	23,57%

Tabela 2. Różnica w zużyciu energii w okresie sześciu lat dla typowych sprężarek 55 kW, związana z zastosowaniem sprawniejszej energetycznie technologii wytwarzania sprężonego

Sprężarki Air Krone w ofercie firmy Poliński AMT

Firma Poliński AMT prowadzi działalność handlową, usługową i produkcyjną w zakresie pneumatyki. Cechą charakterystyczną naszego przedsiębiorstwa jest duża elastyczność i otwartość na współpracę zarówno z odbiorcami jak i z dostawcami urządzeń.

Ta całokształt działa[illegible]

cji układów pneumatycznych, doboru podzespołów.

Automatyzacja procesów produkcyjnych

Projektujemy, wdrażamy systemy automatyki przemysłowej, wraz z wykonaniem dokumentacji technicznej,

Pneumatyka w pomiarach ciśnienia krwi

ław Werszko
ko
ka

działania oraz przykłady budowy przyrządów do ru ciśnienia krwi metodą pośrednią (bezinano trzy przyrządy: z fotopletyzmografem, ze wzmacniaczem typu dysza-przysłona i oscylometryczny. Przyrządy te wymagają zasilania sprężonym powietrzem, a ich działanie opiera się na zasadzie kompensacji ciśnień.

Pneumatics in blood pressure measurement

An operation principle and design of devices for continous non-invasive blood-pressure measurement are given. Three devices: with photo

Prof. dr hab. inż. Mir
Dr inż. Radosław We
Politechnika Wrocła

Podano zasadę
ciągłego pomi
wazyjną). Opis

Instalacje uzdatniania sprężonego powietrza

Na łamach czasopisma „Pneumatyka" ukazało się już bardzo dużo artykułów na temat uzdatniania sprężonego powie-

Klasa jakości [mg/m³]	Cząstki stałe [µm]	Ciśn. punkt rosy °C przy 7 bar	Ilość oleju

produkcji i stosowanej technologii to pojęcie może oznaczać różne klasy jakości sprężonego powietrza wg PN-ISO8573.1. Różne będą także w

...m: cztery nastawne opory (strzałka pojedyncza: zwiększanie, strzałka podwójna: zmniejszanie wartości oporu) pełnomostkowego rozdzielacza proporcjonalnego oraz opory nieszczelności.

W ujęciu bilansowym na model zachowań ruchowych pneumatycznego napędu dławieniowego składają się cztery dominujące zjawiska [11]:

1. Stan termodynamiczny procesu ruchu tłoka siłownika, przykładowo – dla komory nadtłokowej siłownika określony ogólnym równaniem

$$-\alpha_Q\left[A_{tylnt}\left(\vartheta_{nt}-\vartheta_{atm}\right)+A_{tlont}\left(\vartheta_{nt}-\vartheta_{pt}\right)\right]dt-P_{nt}dV_{nt}= \\ =\frac{c_v}{R}\left(P_{nt}dV_{nt}+V_{nt}dP_{nt}\right)-dm_{nt}c_p\vartheta_{nt} \qquad (1)$$

gdzie c_v i c_p są współczynnikami właściwej pojemności cieplnej, odpowiednio przy stałej objętości i przy stałym ciśnieniu, powiązanymi ze sobą przez wykładnik izentropy k i stałą gazową R. Przy półmostkowym (trójdrogowym, rys. 1b) układzie oporów zespołu dławiącego rozdzielacza proporcjonalnego sterującego przepływem powietrza do rozpatrywanej komory siłownika oraz przy uwzględnieniu przepływów nieszczelnościowych $dm_{...nic}$ chwilową zmianę położenia tłoka d_s (zaniedbując ciśnieniowe oddziaływanie komory podtłokowej) – opisuje zależność

$$ds=\frac{1}{P_{nt}A_{nt}}\left\{R\left[\vartheta_{zas}dm_{zasnt}+\vartheta_{nt}dm_{ntatm}+\vartheta_{nt}dm_{ntatmnie}+\vartheta_{pt}dm_{ptntnie}\right]-\frac{1}{\kappa}V_{nt}dP_{nt}+\right. \\ \left.-\frac{\kappa-1}{\kappa}\alpha_Q\left[A_{tyl\,nt}\left(\vartheta_{nt}-\vartheta_{atm}\right)+A_{tlo\,nt}\left(\vartheta_{nt}-\vartheta_{pt}\right)\right]dt\right\} \qquad (2)$$

gdzie: $dm_{zas,n}t$ i $dm_{nt,atm}$ są masowymi przepływami powietrza w gałęzi zasilania i otoczenia mostka, ϑ_{zas} i ϑ_{atm} – temperaturami powietrza zasilającego i otoczenia, $dm_{nt,atm\ nic}$ i $dm_{pt,nt\ nic}$ przepływami nieszczelnościowymi, ϑ_{nt} i ϑ_{pt} temperaturami powietrza w komorach nad i podtłokowej. W rzeczywistości wartości współczynników c_v i c_p zależą od stanu gazu (P_{nt}, ϑ_{nt}), a ich stosunek pozostaje stały i równy k tylko w przypadku procesów izentropowych, podczas których entropia układu nie ulega zmianie, np. w przypadku odwracalnych procesów adiabatycznych. Rzeczywistą wartość n wykładnika politropowej przemiany stanu gazu określa więc wzajemna równowaga zmian energii cieplnej (dQ_{nt}) oraz zmian energii związanych ze zmianą objętości (ruchem tłoka) i bilansem przepływów mas powietrza w warunkach konkretnych wartości temperatury i ciśnienia (traktowanych łącznie jako zmiana energii gazodynamicznej $dE_{m\,nt}$), ogólnie

$$n=\kappa\left(1+\frac{dQ_{nt}}{dE_{m\,nt}}\right) \qquad (3)$$

lub w odniesieniu do rozpatrywanej komory siłownika

$$n_{nt}=\kappa-\frac{\frac{1}{c_v}\alpha_Q\left[A_{tylnt}\left(\vartheta_{nt}-\vartheta_{atm}\right)+A_{tlont}\left(\vartheta_{nt}-\vartheta_{pt}\right)\right]dt}{\left[\vartheta_{zas}dm_{zasnt}+\vartheta_{nt}dm_{ntatm}+\vartheta_{nt}dm_{ntatmnie}+\vartheta_{pt}dm_{ptntnie}\right]-\frac{1}{R}P_{nt}dV_{nt}} \qquad (4)$$

prostanie trudnościom opisu zjawisk termo, gazodynamicznych i tribogicznych towarzyszących procesowi przetwarzania energii sprężonego azu na energię mechaniczną ruchu tłoka siłownika jest wyzwaniem, któ- podejmuje większość profesjonalistów pneumatyki. Prace rozpoczęto ż w latach 40., a we wczesnych latach 50. opublikowano pierwsze opi- zachowań dynamicznych pneumatycznych urządzeń wykonawczych , 2]. Kolejne lata, aż do chwili obecnej, dzięki coraz sprawniejszym naędziom pomiarowym i technikom przetwarzania informacji, przynoszą ągle nowe, interesujące przyczynki do tych opracowań.

o połowy lat 80. głównym celem prac z zakresu modelowania napędu neumatycznego było rozwiązanie zadania symulacji procesu ruchu tłoa siłownika. Wobec wspomnianej kompleksowości opisu analitycznego rmulacja, początkowo analogowa, od końca lat 70. cyfrowa, stała się praktyce jedynym skutecznym narzędziem analizy zachowań i syntezy onstrukcji urządzeń mechanicznych z napędem pneumatycznych. W lach 80. zainteresowanie symulacją wzrasta ze względu na upowszechjące się wraz z techniką cyfrową programy komputerowo wspieranego oboru elementów pneumatycznego układu napędowego. Wizualizacja rocesu ruchu procesu ruchu tłoka siłownika, zrozumiała nawet dla laika, st głównym powodem rozszerzania dostępności tych programów [3].

ostatnim dziesięcioleciu potrzeby sterowania pozycyjnego zwracają wagę na kolejne zadanie modelowania: tworzenie modeli parametrycznych procesu ruchu realizowanego przez napęd pneumatyczny jako biektu sterowania. W tym przypadku nie tyle ważne jest przybliżenie pisu do rzeczywistych zachowań ruchowych napędu w całym zakresie go pracy, ile łatwość wyznaczenia aktualnych nastaw sterowania na odstawie przyjętego modelu lokalnego. Problem ten sygnalizowany już ł w połowie lat 80. [4, 5], próby analitycznego powiązania parameów modelu z fizycznymi parametrami napędu siłownikowego podjęto przełomie lat 80. i 90. [6, 7, 8, 9, 10].

Podstawowe zależności bilansowe opisu zachowań ruchowych pneumatycznego napędu dławieniowego

neumatyczny napęd dławieniowy jest zbudowany, podobnie jak nalogiczny napęd hydrauliczny, z czterech nastawnych oporów rzepływowych w układzie mostkowym. W wykonaniu pneumatycznym opory mostka utworzone są przez okna i krawędzie sterujące wakowych lub grzybkowych zespołów dławiących. Zespół dławiący może stanowić pojedynczy opór jednokrawędziowego zaworu wudrogowego, połączenie oporów dwukrawędziowego rozdzielacza ójdrogowego lub czterokrawędziowego rozdzielacza czterodrogowego (rys. 1a). Podobnie jak w technice hydraulicznej możliwe są też technice pneumatycznej różne koncepcje połączeń oporów symetrycznego lub asymetrycznego układu mostkowego. W odniesieniu o analogowego lub cyfrowego sygnału sterującego możliwy jest też roporcjonalny, wielostawny lub impulsowy charakter zmian wartości oporów oraz, w zależności od wykonania, dominująca przepływowa lub ciśnieniowa postać sygnałów pneumatycznych.

KOLUMB ODKRYŁ AMERYKĘ, TY ODKRYJ

Ingersoll-Rand

NIEKWESTIONOWANEGO ŚWIATOWEGO LIDERA W PRODUKCJI SPRĘŻAREK

TRADYCJA I DOŚWIADCZENIE – istnieje od 1871 r.

Oferujemy w pełnym zakresie wydajności
proste w montażu, tanie w eksploatacji, bezobsługowe:

SPRĘŻARKI olejowe i bezolejowe – tłokowe, śrubowe i odśrodkowe

oraz urządzenia towarzyszące:

CHŁODNICE, OSUSZACZE, FILTRY I SEPARATORY

INGERSOLL-RAND ITALIANA
ISO 9001 CERTIFIED
CENTRIFUGAL COMPRESSOR DIVISION

INGERSOLL-RAND
ISO 9001 CERTIFIED
HINDLEY GREEN PLANT

ZAPEWNIAMY DORADZTWO TECHNICZNE, SERWIS GWARANCYJNY, POGWARANCYJNY, SKŁAD CZĘŚCI

wimtec
z energią do przodu

Wyłączny INGERSOLL-RAND® AIR SOLUTIONS Przedstawiciel

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

Biuro Regionalne: 43-300 Bielsko-Biała, ul. Podwale 50/4
Tel./faks: (033) 812 55 04 • tel. kom. 0602 33 29 48
SPRZEDAŻ, SERWIS, CZĘŚCI

Nederman

OFERUJEMY W SZEROKIM ZAKRESIE ZWIJACZE WĘŻY DLA SPRĘŻONEGO POWIETRZA DO STOSOWANIA W PRZEMYŚLE, SERWISACH SAMOCHODOWYCH I INNYCH.

zakres średnic: **6 do 25mm**
zakres długości: **do 30m (1/2")**

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

Spis reklam

Andrzejewski	5	FMS Strzyżów	21
INCO	9	Unigoods	18
Fripol	9	Wimtec	49
Kaeser	11	**Okładka**	
Bovin	6	I.	H. Cegielski
CompRot	42	II	B.H. Ruda
AMET	8	III	ultrafilter
Inwet	8	IV	Rafineria Gdańska
Kompress	7	**Artykuły promocyjne**	
domnick hunter	15	Amet	8
SMC	19	Pneumatik	12
Norgren-Herion	41	Multi-Mac	14
Pascal	33	H. Cegielski	16
Pneumatik	5	Asco Joucomatic	20
Pneumat System	13	Atlas Copco	30
Prema Kielce	6	CompRot	32
HPS	10	Ara Pneumatik	34
Hiross	27,29	Poliński AMT	47
Nederman	50		

Zamawiam prenumeratę dwumiesięcznika Pneumatyka

Wydawnictwo Lektorium, ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław, tel./fax (071) 373 52 32,
Powszechny Bank Kredytowy SA w Warszawie III oddz. we Wrocławiu 11101620-409910133389

firma

miejscowość

kod pocztowy

ulica

tel.

fax

NIP

imię i nazwisko osoby składającej zamówienie w imieniu firmy

Zamawiam prenumeratę dwumiesięcznika Pneumatyka

☐ prenumerata roczna ..... 45 zł

liczba prenumerat .....

☐ archiwalne egzemplarze ..... 5 zł/szt.

numery dwumiesięcznika

łącznie liczba egz. archiwalnych ...

wartość łącznie .....

Oświadczenie: upoważniam firmę Wydawnictwo Lektorium do wystawienia faktury VAT bez podpisu odbiorcy.
(oświadczenie ważne do odwołania)

Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych zgodnie z Ustawą z dnia 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz. U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium z siedzibą we Wrocławiu. Wydawnictwo zapewnia Państwu prawo wglądu do swoich danych i ich aktualizacji.

Zamówienie możecie Państwo składać:

faksem (071) 373 52 32

przez Internet: http://www.lektorium.pl
prenumerata@lektorium.pl

listownie: pod adresem wydawnictwa

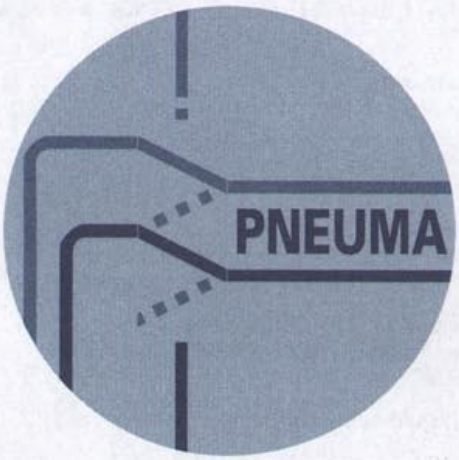
podpis osoby upoważnion

XII Krajowa Konferencja

PNEUMA 2002

Pneumatyka w polskim przemyśle

BIAŁYSTOK - WIGRY
20-23 czerwca 2002 r.



Organizatorzy

Politechnika Białostocka
Politechnika Rzeszowska
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach
patronat medialny: Czasopismo „PNEUMATYKA

Komitet naukowy konferencji

prof. dr hab. inż. Mirosław Werszko – przewodniczący
prof. dr hab. inż. Wiesław Szenajch – v-ce przewodniczący
inż. Józef Barycki
mgr Zdzisław Chrapkiewicz
dr hab. inż., prof. nadzw. Ryszard Dindorf
dr hab. inż., prof. nadzw. Jerzy Iwaszko
dr hab. inż., prof. nadzw. Krzysztof Janiszowski
prof. dr hab. inż. Zdzisław Kabza
mgr inż. Grzegorz Kita
prof. dr hab. inż. Jerzy Kurek
dr hab. inż., prof. nadzw. Bolesław Kuźniewski
prof. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński
dr inż. Mariusz Olszewski
dr inż. Kazimierz Peszyński
dr hab. inż., prof. nadzw. Franciszek Siemieniako
dr hab. inż., prof. nadzw. Tadeusz Stefański
prof. dr hab. inż. Wojciech Tarnowski
dr hab. inż., prof. nadzw. Łukasz N. Węsierski

Komitet organizacyjny konferencji

przewodniczący: Franciszek Siemieniako frank@pneuma.edu.pl
v-ce przewodniczący: Łukasz N. Węsierski lukwes@prz.rzeszow.pl
seketarz: Kazimierz Dzierżek kazde@pneuma.edu.pl
członkowie:
Wanda Mikołajewska, Zbigniew Kulesza,
Tomasz Kuźmierowski, Tomasz Huścio, Leszek Gołdyn

Wykaz referatów cz. I

Pozostałe referaty zostaną opublikowane w Pneumatyce nr 4/35/2002

Modele zachowań ruchowych pneumatycznego napędu siłownikowego w syntezie układów sterowania pozycyjnego 3
Dr inż. Mariusz Olszewski, Instytut Automatyki i Robotyki Politechniki Warszawskiej

Microfluidic oscillator for generating oil/water emulsions 8
Václav TESA, Department of Chemical and Process Engineering The University of Sheffield, United Kingdom,
Kazimierz PESZYNSKI, Department of Control and Machinery Design, The University of Technology and Agriculture in Bydgoszcz, Poland

Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny z pośrednią kontrolą położeń grzybków 11
Łukasz N. Węsierski, Andrzej Wiatkowski, lukwes@prz.rzeszow.pl, obr@kce.pl Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach Politechnika Rzeszowska w Rzeszowie

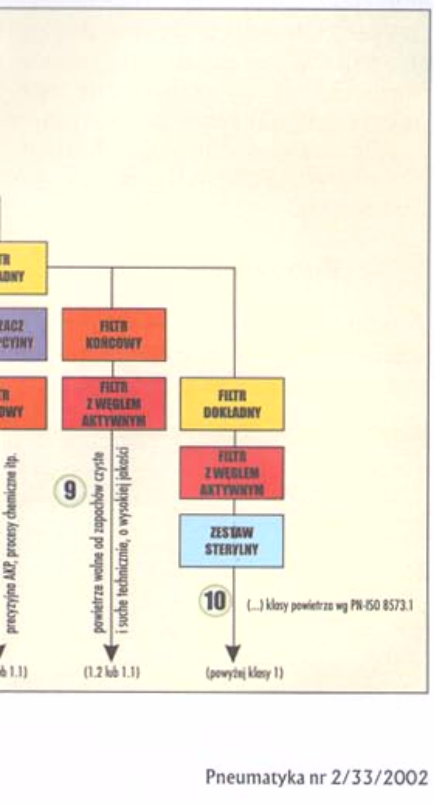
1	0,1	-70	0,01
2	1	-40	0,1
3	5	-20	1,0
4	15	+3	5
5	40	+7	25
6	-	+10	-

Np. oznaczenie: 2.4.3. gdzie: 2. maksymalna wielkość cząstek stałych (1 µm), 4. temperatura ciśnieniowego punktu rosy (+3°C), 3. maksymalna zawartość oleju (1,0 mg/m^3)

Tabela 1. Klasy jakości powietrza PN-ISO 8573.1

wietrza wg PN-ISO 8573.1. Od dostawców urządzeń zasilanych sprężonym powietrzem żądajcie Państwo przedstawienia, jakiej jakości ma być powietrze wg poniższej klasyfikacji. Unikniecie w ten sposób nieporozumień i zatargów z dostawcą tych urządzeń, a często również utraty gwarancji na eksploatowane urządzenia.

Grzegorz Ciesielski
dziadecki@poczta.fm

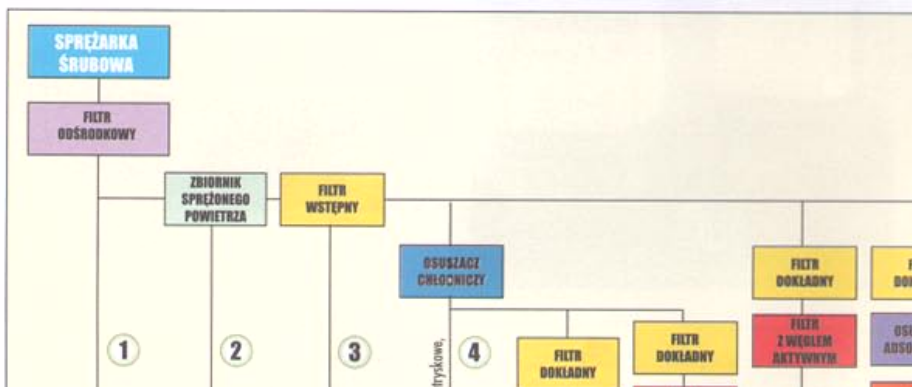


trza. Najczęściej są to artykuły promocyjne różnych dostawców, którzy wychwalają oferowane przez siebie urządzenia.

Nie zauważyłem do tej pory, by ktoś przedstawił schemat systemów układu uzdatniania i ułatwił tym samym obecnym i przyszłym użytkownikom optymalny dobór urządzeń. Mam nadzieję, że przedstawione w tym artykule informacje pomogą zapoznać się i skonfigurować użytkownikom optymalny system uzdatniania sprężonego powietrza w firmie.

W swojej praktyce zawodowej często spotykam się z niewiedzą klientów, dotyczącą problemu uzdatniania sprężonego powietrza. Najczęściej wiadomo, ile powietrza potrzeba i przy jakim ciśnieniu, ale na pytanie o wymaganą jakość powietrza, spotykam się często z odpowiedzią – bezolejowe. Co to znaczy bezolejowe? W zależności od typu magania jakościowe powietrza do zasilania klasycznych siłowników i narzędzi pneumatycznych, lakierowania czy przy produkcji spożywczej lub farmaceutycznej.

Aby przybliżyć użytkownikom różne systemy uzdatniania sprężonego powietrza i ograniczyć koszty zakupu do niezbędnego minimum, przedstawiam poniżej schemat przykładowych instalacji uzdatniania współpracujących z powszechnie stosowaną sprężarką śrubową. Schemat ten przedstawia najczęstsze zastosowania sprężonego powietrza w przemyśle. W przypadku specyficznych technologii należy skonsultować się z dostawcą urządzeń, który dostosuje układ uzdatniania do wymagań zakładu. Warto w tym miejscu zaznaczyć, ze około 90% układów uzdatniania kończy się na „czwartej gałązce" przedstawionego schematu. Aby ułatwić odczyt schematu, załączam dodatkowo wielokrotnie już publikowaną na łamach tego czasopisma tabelę klas jakości sprężonego po-

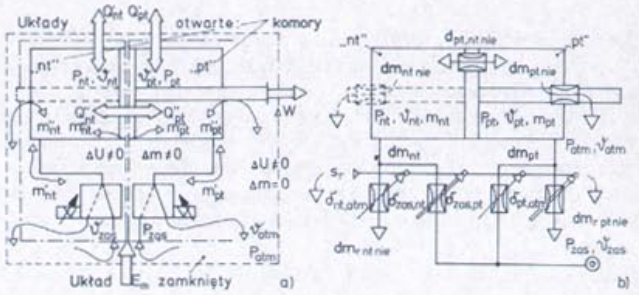


Rys. 1 Schemat instalacji uzdatniania sprężonego powietrza

Modele zachowań ruchowych pneumatycznego napędu siłownikowego w syntezie układów sterowania pozycyjnego

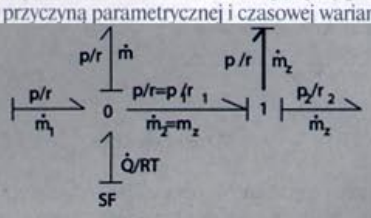
Dr inż. Mariusz Olszewski, Instytut Automatyki i Robotyki Politechniki Warszawskiej
Telefon: (022)-84-99-616, e-mail: m.olszewski@mchtr.pw.edu.pl

Zależności modelu bilansowego tworzą doskonałe narzędzie symulacji i wizualizacji procesów ruchu w pneumatycznych układach napędowych, zarówno konwencjonalnych, jak i serwomechanizmowych. Niestety, w zakresie sterowania model ten ma ograniczone znaczenie nie tylko z powodu niepomijalnych problemów implementacji procesorowej zależności bilansowych rozwiązywanych tylko na drodze numerycznej, także nie tylko z powodu silnie nieliniowych, niestacjonarnych, poddanych zakłóceniom i ograniczeniom zachowań napędu oraz trudności z określeniem w warunkach przemysłowych wartości parametrów modelu, ale przede wszystkim ze względu na niepokonane dotąd trudności ze sformułowaniem na jego podstawie analitycznego algorytmu syntezy sterowania. Koniecznością staje się zatem poszukiwanie modeli parametrycznych, liniowych, nie tyle nawet dobrze przybliżających lokalne zachowania dynamiczne pneumatycznego układu napędowego, ile właśnie pozwalających – przynajmniej dla pewnej grupy napędów i przeciętnych warunków ich użytkowania – obliczyć nastawy akceptowalnie dobrego sterowania.



Rys. 1 Pneumatyczny, dławieniowy napęd siłownikowy w ujęciu: a) termodynamicznym: otwarte układy komór siłownika w zamkniętym układzie otoczenia-zasilania napędu, b) przepływow

Zróżnicowanie przebiegu procesów cieplnych i gazodynamicznych pierwsze są znacznie wolniejsze i uzależnione od zmieniającej się geometrii komór jest więc podstawową przyczyną parametrycznej i czasowej wariantności przemiany poli-



Rys.1 Odcinek układu pneumatycznego (a) i jego model na grafie wiązań (b)

Literatura:

[1] *Backé W.: Grundlagen der Pneumatik. IFH der RTWH Aachen 1994.*

[2] *Dindorf R.: Wybrane problemy modelowania dynamiki układów hydraulicznych. Monografia 189. Politechnika Krakowska, Kraków 1995.*

[3] *Dindorf R.: Bond Graphs with New Elements of DB-type. Second International Conference „Graphs & Mechanics". Gliwice 1998.*

[4] *Dindorf R.: Modelling and Simulation of Hydraulic Stepper Cylinder by Bond Graph Method. 3rd MATHMOD WIENNA. AGRESIM Report No. 15, 2000.*

[5] *Dindorf R.: The Application of Bond Graphs in Modelling of Pulsating Flow in Hydraulic System. International Conference "Hydraulics and Pneumatics". Ostrava 2001, Czech Republic.*

W wyniku przeprowadzonej analizy odcinka układu pneumatycznego (zbiornik – przewód – zawór), określono dwa podstawowe parametry dynamiczne układów pneumatycznych: opór pneumatyczny R i pojemność pneumatyczną C. W węźle 1 z elementem R zmienna przepływowa jest strumień masowy , natomiast w węźle 0 z elementem C zmienną wytężeniową jest jednostkowy przepływ energii p/r. Zaproponowane rozwiązanie wypełnia lukę w analogiach energetycznych układów fizycznych i może być wykorzystane w modelowaniu dynamiki napędów pneumatycznych za pomocą grafów wiązań (*Bond Graph*).

Układ	Uogól. wytężenie (e=dp/dt)	Uogól. ilość ruchu (p)	Uogól. przepływ (f=dq/dt)	Uogól. przemieszczenie(q)
Elek.	napięcie prądu ($u=d\phi/dt$)	strumień magnetyczny (ϕ)	natężenie prądu ($i=dq_e/dt$)	ładunek elektryczny (q_e)
Mech.	siła (F=dpm/dt)	pęd (pm)	prędkość (v=dx/dt)	przemieszczenie (x)
	moment ($M=dK/dt$)	moment pędu -kręt (K)	prędkość kątowa ($\omega=d\phi/dt$)	kąt obrotu (ϕ)
Hyd.	ciśnienie ($p=dp_i/dt$)	impuls ciśnienia (p_i)	strumień objęc. ($Q_V=dV/dt$)	objętość (V)
Pneu.	jedn. energia ciśnienia (p/ρ)	nie występuje	strumień masy ($Q_m=m=dm/dt$)	masa (m)
	jedn. przepływ energii (RT)	nie występuje	strumień masy ciepła (Q/RT)	masa ciepła (Q/RT)
Term.	temperatura (T)	nie występuje	strumień entropii (dS/dt)	entropia (S)

Tab. 1 Uogólnione parametry stanu i parametry różnych układów fizycznych

tropowej stanu powietrza roboczego w trakcie ruchu tłoka w komorach siłownika. Wartość wykładnika n, w zależności od aktualnych warunków pracy danej komory, może się więc zmieniać – potwierdzają to dane doświadczalne [12] w zakresie zarówno pomiędzy, jak i poza wartościami charakterystycznymi dla przemian izotermicznej ($n = 1$) i izentropowej ($n = 1{,}402$), przyjmowanych dla napędów pneumatycznych z reguły jako stałe [3].

2. Dławienie przepływu powietrza w rozdzielaczu proporcjonalnym, którego istotą jest przeciwsobne nastawianie wartości dwóch powierzchni przepływowych, połączonych w układzie półmostkowym z komorą roboczą siłownika oraz ze źródłem zasilania i spływemotoczeniem. Wartość natężenia przepływu masowego, przykładowo do komory nadtłokowej siłownika w półmostku dławieniowym czterodrogowego rozdzielacza (rys. 1b), określa z dodatkowym założeniem podobnych właściwości przepływowych dla obu kierunków przepływu przez dane okno suwakowego zespołu dławiącego – złożona zależność o postaci

$$q_{mnt} = q_{mnt\_nt} + q_{mnt\_atm} = \operatorname{sign}(P_{zas} - P_{nt})\left[\sigma_{nt\_zas}\,\delta_{nt\_zas}(\vartheta_{nt\_zas})\right] \cdot P_{zas}\rho_{nzas}\sqrt{\frac{\vartheta_{nzas}}{\vartheta_{zas}}}\sqrt{1-\left\{\frac{P_{nt}/P_{zas}-\left[b_{nt\_zas}(\vartheta_{nt\_zas})\right]}{1-\left[b_{nt\_zas}(\vartheta_{nt\_zas})\right]}\right\}^2}\Phi\left\{\frac{P_{nt}}{P_{zas}}-\left[b_{nt\_zas}(\vartheta_{nt\_zas})\right]\right\} + \operatorname{sign}(P_{atm} - P_{nt})\left[\sigma_{nt\_atm}\,\delta_{nt\_atm}(\vartheta_{nt\_atm})\right] \cdot P_{nt}\rho_{natm}\sqrt{\frac{\vartheta_{natm}}{\vartheta_{nt}}}\sqrt{1-\left\{\frac{P_{atm}/P_{nt}-\left[b_{nt\_atm}(\vartheta_{nt\_atm})\right]}{1-\left[b_{nt\_atm}(\vartheta_{nt\_atm})\right]}\right\}^2}\Phi\left\{\frac{P_{atm}}{P_{nt}}-\left[b_{nt\_atm}(\vartheta_{nt\_atm})\right]\right\} \quad (5)$$

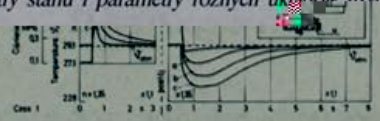
gdzie $\Phi(a)$ jest funkcją *Heaviside'a*,

$$\Phi(a) = \begin{cases} 1, & \text{gdy } a \geq 0; \\ 0, & \text{gdy } a < 0 \end{cases} \quad (6)$$

Przyjmując $s_{r\,max}$ jako maksymalną wartość przemieszczenia suwaka rozdzielacza proporcjonalnego względem położenia środkowego (neutralnego), stopień dławienia $\delta_{i,j}$ przeciwsobnych gałęzi układu mostkowego wyraża stosunek łącznie czterech chwilowych wartości powierzchni przepływowych $A_{r\,i,j}$ oporów symetrycznego układu mostkowego, utworzonych przez okna i krawędzie sterujące suwakowego zespołu dławiącego.

$$\left.\begin{aligned} \delta_{nt,atm} &= \frac{A_{nt,atm}}{A_{max}} = \delta_{zas,nt} = \frac{A_{zas,nt}}{A_{max}} = \frac{\left(s_r - s_{prkr} + \Delta s_{of}\right)}{s_{max} - s_{prkr}}\Phi\left(s_r - s_{prkr} + \Delta s_{of}\right) \\ \delta_{zas,nt} &= \frac{A_{zas,nt}}{A_{max}} = \delta_{pt,atm} = \frac{A_{pt,atm}}{A_{max}} = \frac{\left(-s_r - s_{prkr} - \Delta s_{of}\right)}{s_{max} - s_{prkr}}\Phi\left(-s_r - s_{prkr} - \Delta s_{of}\right) \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

opisującą otwieranie (dławienie) lub zamknięcie przepływu przez daną powierzchnię przy mijaniu się odpowiadających tej powierzchni krawędzi okna tulei i suwaka zaworu. Wartość stopnia dławienia $\delta_{i,j}$ zależy od średnicy d_r suwaka rozdzielacza i jego przemieszczenia s_r, wartości dodatniego (częściej dla zmniejszenia przecieków) lub ujemnego (rzadziej dla zmniejszenia czasu jałowego zaworu) przekrycia krawędzi sterujących s_{prkr} oraz asymetrii położenia suwaka



Rys. 2 Przebiegi zmian wielkości charakteryzujących przemiany stanu powi roboczego w komorach siłownika z unieruchomionym tłokiem objętość ko ry ok. $V_{nt} = 350\ cm^3$: a) przebieg napełniania, b) przebieg opróżniania. W rowanie $u = U / U_{max} = 0 \rightarrow (+1) \rightarrow 0$ (postój) $\rightarrow (-1) \rightarrow 0$; siłownik 40500, z je stronnym tłoczyskiem, proporcjonalny rozdzielacz czterodrogow przepływie nominalnym $q_{m\,max} = 3{,}2\_10^{-8}$ kg/s Pa

• Faza druga: zmiana wartości ciśnienia P_{nt} pod wpływem zmiany masy po trza d_{mnt} i ruchu tłoka dV_{nt},

$$dQ_{nt} = 0\,, \quad dP_{nt} = \frac{n_{nt}}{V_{nt}}\left\{R\left(\vartheta_{zas}dm_{zasnt} + \vartheta_{atm}dm_{ntatm}\right) - P_{nt}dV_{nt}\right\} \quad (9)$$

Przyjmuje się brak wymiany ciepła z otoczeniem, chwilowe zachowanie p powietrze napływające do komory pierwotnej temperatury: zasilania ϑ_{zas} lub czenia ϑ_{atm}, tzn. ograniczając się do przepływów mostkowych, proces prze ny politropowej o wykładniku $n_{nt} \approx \kappa$ i kształtowanie się wzdłuż osi cylindr łownika (przemieszczeń tłoka s) rozkładu temperatur

$$\vartheta_{nt}(s) = \vartheta_{atm/zas}\left(\frac{V_{ntkonc} - dV_{nt}}{V_{ntkonc}}\right)^{1-n_{nt}} = \vartheta_{atm/zas}\left(\frac{S_{konc} - s}{S_{konc}}\right)^{1-n_{nt}}, \quad \text{dla} \quad 0 \leq s \leq s_{konc}$$

od temperatury warstw powietrza wlotowego ($\vartheta_{atm/zas}$) aż do warstw powi najbardziej oddalonych od wlotu, tzn. do warstwy przytłokowej ($s = s_{konc}$), g temperatura osiąga wartość maksymalną. Dla siłownika z rys. 2 można oc wać temperatur rzędu 368 K (ok. 95 C !). Rozbieżności pomiędzy danymi świadczalnymi a wyliczonymi w oparciu o zależność (9) wynikają z pomin istniejącej już w tej fazie absorpcji ciepła przez ścianki cylindra, niejednoro go rozkładu ciśnień P_{nt} (s), także sugerowanego [12] rozdziału homogenic go temperaturowo powietrza „starego" od napływającego „nowego". Analo ne rozbieżności w odniesieniu do równania stanu gazu

$$\frac{P_{nt}}{P_{ntpocz}} = \left(\frac{m_{nt}}{m_{ntpocz}}\right)^{n_{nt}} = \left(\frac{\vartheta_{nt}}{\vartheta_{ntpocz}}\right)^{\frac{n_{nt}}{n_{nt}-1}} \quad (11$$

polegają właśnie na przyjęciu pola uśrednionej temperatury ϑ_{nt} wewnątrz całej kom

• Faza trzecia: po zakończonej fazie ruchu, $dm_{nt} = 0$, $dV_{nt} = 0$, dalsza pol powoizochoryczna zmiana ciśnienia P_{nt} już stałej masy powietrza $m_{nt\,konc}$ w morze przy malejącej wartości wykładnika n_{nt}

$$dQ_{nt} \neq 0\,, \quad dP_{nt} = -\frac{n_{nt}-1}{n_{nt}}\alpha_{Qint}\left[A_{cylnt}\left(\vartheta_{nt} - \vartheta_{atm}\right) + A_{tlonk}\left(\vartheta_{nt} - \vartheta_{pt}\right)\right]dt \quad (12$$

Zmiana ta następuje pod wpływem intensywnej wymiany ciepła z otoczen

$$\mathrm{Re} = \rho_{nt} v_{nt\,pow} l_{przc} / \eta_{pow} \tag{17}$$

gdzie z kolei η_{pow} jest dynamiczną lepkością powietrza określoną analogicznie do (15) jako

$$\eta_{pow} = \left[g + h(\vartheta_{nt} - 293)\right]10^{-6} \tag{18}$$

a $v_{nt\,pow}$ prędkością ruchu powietrza w komorze cylindra, w tej fazie można tak przyjąć jeszcze równą prędkości powietrza wlotowego, a więc pierwiastkowi równania kwadratowego

$$V_{nt\,pow} = \frac{q_{mnt} R}{A_{cnt} P_{nt}} \left(\vartheta_{atmzas} - \frac{v_{nt\,pow}^2}{2c_p} \right) \tag{19}$$

utworzonego po uwzględnieniu

$$v_{nt\,pow} = \frac{q_{mnt}}{A_{cnt} \rho_{qmnt}} = \frac{q_{mnt} R}{A_r P_{nt}} \vartheta_{qmnt} \tag{20}$$

gdzie $q_{m\,nt}$ – wartość natężenia przepływu masowego, $\rho_{qm\,nt}$ i $\vartheta_{qm\,nt}$ gęstość i temperatura powietrza w kanale wlotowym do komory, $A_{c\,nt}$ powierzchnia przekroju kanału wlotowego.

• Faza czwarta: dalsza zmiana ciśnienia P_{nt} wg zależności (9), ale już tylko pod wpływem ekstensywnej wymiany ciepła z otoczeniem, głównie przez naturalną konwekcję. Wartość wykładnika przemiany zbliża się stopniowo do n = 1. Współczynnik przenikania ciepła $\alpha_{Q\,eks}$ do otoczenia określa zależność (13) ze stałą doświadczalną $\alpha_{cyl\,eks}$, liczbę *Nusselta* w tym przypadku zależność o postaci

$$Nu_{eks} = a(Gr \cdot \mathrm{Pr})^b \quad \text{z liczbą } \textit{Grashofa} \quad Gr = \frac{\rho_{nt}^2 (\vartheta_{nt} - \vartheta_{atm})}{\eta_{pow}^2 \vartheta_{nt}} l_{przc}^3 \tag{21}$$

przy czym stałe a i b dla wartości iloczynu (Gr·Pr) $\geq 4 \cdot 10^5$ są równe a = 0,1 i b = 0,33, zaś dla iloczynu (Gr·Pr) $< 4 \cdot 10^5$ odpowiednio 0,5 i 0,25.
Po zakończonej wymianie ciepła Q_{nt} układu komory z otoczeniem następuje ustalenie się temperatury wewnętrznej $\vartheta_{nt\,konc}$ komory wg zależności (8) i ciśnienia w komorze $P_{nt\,konc}$ wg zależności

$$P_{ntkonc} = \frac{m_{htkonc} R \vartheta_{ntkonc}}{V_{ntkonc}} \tag{22}$$

przy objętości komory $V_{nt\,konc}$.
Analogiczne fazy przemian stanu powietrza komory nadtłokowej można wydzielić w procesie jej opróżniania, rys. 2b. Bardziej znaczące różnice polegają na:
• innym rozkładzie temperatur kształtujących się w fazie drugiej: tu wartości ekstremalne mierzy się w warstwie powietrza najbliższej wylotowi z cylindra, np. dla przykładowego siłownika z rys. 2 temperaturę rzędu 233 K (ok. 40 C !). Także w warstwie przytłokowej wartości temperatury, aczkolwiek o najmniejszym zakresie i najszybszym powrocie do temperatury otoczenia co intuicyjnie zrozumiałe, wykazują wyraźne zmiany,

Tabl. 1 Parametry czasowe i cieplne przemian stanu powietrza w komorach siłownika pneumatycznego napędu dławieniowego

Proces - - faza procesu	Czas trwania fazy procesu [s]	Współczynnik przenikania ciepła α_Q [W / m^2 K]
Proces napełniania komory:		
- zmiana ciśnienia bez wymiany ciepła	do 0,17	-
- zmiana ciśnienia pod wpływem intensywnej wymiany ciepła	do 0,9	168,8
- zmiana ciśnienia pod wpływem ekstensywnej wymiany ciepła	do 3	15,4
Proces opróżniania komory:		
- zmiana ciśnienia bez wymiany ciepła	do 0,32	-
- zmiana ciśnienia pod wpływem intensywnej wymiany ciepła	do 1,9	70,2
- zmiana ciśnienia pod wpływem ekstensywnej wymiany ciepła	do 8	4,1

Wysterowanie oraz siłownik, objętość komory (nieruchomy tłok) i rozdzielacz wg rys. 2.

• znacznym osłabieniu dynamiki wymiany ciepła z otoczeniem wyrażającym się przeszło dwukrotnym w stosunku do procesu napełniania spowolnieniem wyrównywania się temperatur w samej komorze oraz temperatur wewnętrznych i otoczenia. Przy dominującym wpływie ekstensywnej wymiany ciepła z otoczeniem faza czwarta, charakterystyczne dla fazy trzeciej turbulentne mieszanie warstw powietrza obserwuje się tylko krótko po otwarciu komory.

4. Trybologia ruchu tłoka siłownika – pośród wielu proponowanych w literaturze [16] modeli zachowań tribologicznych układów napędowych dobrym – zdaniem autora modelem, zwłaszcza dla opisu właściwości ciernych całego układu napędowego (wraz z prowadzeniami obciążenia masowego itp.) i opierającym się co w praktyce ważne na stosunkowo niewielkiej liczbie danych doświadczalnych, jest przybliżenie dwuskładnikowe [17, 18, 19]

$$F_t(P_{nt}, P_{pt}, v, t) = F_{tP}(P_{nt}, P_{pt}) + F_{tv}(v, t) \tag{23}$$

przy czym pierwszy składnik odpowiada ciśnieniowym zachowaniom ciernym tłoka siłownika

$$F_{tP}(P_{nt}, P_{pt}) = f_{tP\,cyl} d_{cyl} \left| P_{nt} - P_{pt} \right| + \sum_{i=1}^{2} f_{tP\,tloi} d_{tloi} \left| P_{nt,pti} - P_{atm} \right| \tag{24}$$

a drugi prędkościowym zachowaniom ciernym całego układu napędowego, a więc siłownika razem z prowadnicami ruchu suwadła itp.,

$$F_{tv}(v) = \begin{cases} \left[\left(F_{tpmax} - F_{tpmin} \right) \left(1 - \frac{|v|}{|v_{gr1}|} \right)^{a1} \Phi\left(|v_{gr1}| - |v| \right) \right] \mathrm{sgn}(v) + \\ + \left(F_{tpmin} \mathrm{sgn}(v) + f_{tv} v \right) \exp\left(- f_{tvk} |v| \right) \text{ gdy } \mathrm{sgn}(v) = \mathrm{sgn}(a) \\ \left[\left(F_{tpmax} - F_{tpmin} \right) \left(1 - \frac{|v|}{|v_{gr2}|} \right)^{a2} \Phi\left(|v_{gr1}| - |v| \right) \right] \mathrm{sgn}(v) + \\ + \left(F_{tpmin} \mathrm{sgn}(v) + f_{tv} v \right) \exp\left(- f_{tvk} |v| \right) \text{ gdy } \mathrm{sgn}(v) = -\mathrm{sgn}(a) \end{cases} , \tag{25}$$

gdzie ($F_{tp\,max}$ $F_{tp\,min}$) jest obszarem zmiany tarcia przylgowego F_{tp} w czasie przywierania t_{przy}

$$F_{tp}(t) = F_{tpmin} + \left(F_{tpmax} - F_{tpmin} \right) \left[1 - \exp\left(- t / t_{przy} \right) \right] \tag{26}$$

odniesionym do bezwzględnej, maksymalnej $F_{tp\,max}$ i minimalnej $F_{tp\,min}$ wartości tarcia suchego, $v_{gr\,1}$ i $v_{gr\,2}$ – są prędkościami granicznymi rozbiegu i dobiegu, f_{tv} i f_{tvk} głównym i korekcyjnym współczynnikiem tarcia płynowego charakterystyki prędkościowej oraz $f_{tP\,cyl}$ i $f_{tP\,do}$ – współczynnikami tarcia charakterystyki ciśnieniowej powiązanymi ze średnicą tłoka *dcyl* i średnicami jednego lub dwóch tłoczysk *dtlo* i siłownika.

Linearyzacja i upraszczanie opisu bilansowego zachowań ruchowych pneumatycznego napędu dławieniowego

Uwzględniając zmienne stanu i czas ciągły oraz specyfikę procesu ruchu w napędzie siłownikowym jako ogólnie wielowymiarowego, ale jednowyjściowego obiektu sterowania, dla zastosowania w syntezie sterowania układu pozycyjnego poszukiwane są modele o postaci [20]

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_{mc} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_{mc} \mathbf{u}(t) \tag{27}$$

$$y(t) = \mathbf{C}_{mc} \mathbf{x}(t) \tag{28}$$

gdzie: x (dim x = $n \times 1$) i u (dim u$_m$ = $r \times 1$) oznaczają wektory stanu i sterowania, y sygnał wyjściowy odpowiadający przemieszczeniu s tłoka siłownika, A_{mc} (dim A_{mc} = $n \times n$), B_{mc} (dim B_{mc} = $n \times r$) i C_{mc} (dim C_{mc} = $1 \times n$) stałe macierze stanu, sterowania i wyjścia modelu.
Formalnie przejście od zależności bilansowych do lokalnego modelu liniowego, oparte na zdefiniowanym postępowaniu linearyzacyjnym w pobliżu punktu pracy (x_o , u_o), nie rozwiązuje w przypadku podanego opisu bilansowego problemu znalezienia modelu o właściwościach dających się określić przez równanie (27) [7]. Poszukując takiego modelu dla potrzeb syntezy sterowania pozycyjnego autor wykorzystał następujące uproszczenia opisu bilansowego [7, 20, 21, 22]:
• Kilkakrotnie wyższa częstotliwość przenoszenia procesu przetwarzania sygnału elektrycznego w sygnał mechaniczny położenia suwaka zaworu rozdzielającego od częstotliwości drgań swobodnych tłoka, tłoczyska (suwadła) i masy obciążającej siłownika umożliwia zastąpienie jednego z dwóch narzucających się do przyjęcia modeli dynamicznych procesu ruchu suwaka rozdzielacza, tj. zachowania inercyjnego ze stałą czasową T_r lub zachowania oscylacyjnego z pulsacją drgań swobodnych $\omega_{o\,r}$ i współczynnikiem tłumienia D_r, przez model zachowania proporcjonalnego

$$s_r(t) = C_r u(t) \tag{29}$$

gdzie $C_r = s_{r\,max} / u_{max}$ jest współczynnikiem przetwarzania sygnału sterującego $u(t)$ na ruch suwaka $s_r(t)$ po unormowaniu $C_r = 1$.
• Pominięcie własnej, złożonej dynamiki procesu przetwarzania elektrycznego sygnału sterującego $u(t)$ na ruch suwaka $s_r(t)$ w rozdzielaczu pozwala zapisać zmianę masy powietrza w przykładowej komorze nadtłokowej, zależność (5), w punkcie pracy jako

$$\frac{dm_{nt}}{dt} = k_{qm\ zas,nt\,0}u_{nt} + k_{qm\ nt,atm\,0}u_{nt} \tag{30}$$

gdzie współczynnik $k_{qm\ zas,nt\,0}$ (i analogicznie $k_{qm\ nt,atm\,0}$) określa zależność

$$k_{qm\ zas,nt\,0} = \frac{d}{du}q_{m\,zas,nt}\left[C_{m\,zas,ntmax}, u(t), P_{zas}, P_{nt}, b_{zas,nt}, \ddot{O}(P_{nt}/P_{zas}\ldots\right] \tag{31}$$

lub jeszcze dalej upraszczając i przyjmując wyłącznie liniowy związek wartości przewodności masowej przepływu $C_{m\ zas,nt}$ z wysterowaniem rozdzielacza $u(t)$ zależność

$$k_{qmzasnt} = C_{mzasntmax} / u_{max} \tag{32}$$

• Ze względu na quasiprzekaźnikowe zachowanie się układu pozycyjnego ze sprzężeniem zwrotnym od zmiennych stanu możliwe jest pominięcie przy tworzeniu modelu lokalnego napędu składowej cieplnej zmian ciśnienia wg (12). W tym przypadku bowiem, następujące bezpośrednio po sobie, w skali czasowej odpowiadającej wartościom czasu zmian ciśnienia bez wymiany ciepła (tabl. 1), procesy napełniania i opróżniania komór siłownika przy pełnym wysterowaniu rozdzielacza prowadzą do wyrównania temperatury wewnętrznej cylindra siłownika (rys. 2a, b). W wyniku pominięcia składowej cieplnej opis procesu zmian ciśnienia w komorach siłownika, np. $dP_{nt}(t)$ w otoczeniu punktu pracy może być doprowadzony, po przybliżeniu liniowym z pominięciem pochodnych wyższego rzędu w szeregu *Taylora*, do równania o postaci

$$\frac{dP_{nt}(t)}{dt} = -\frac{n_{nt0}P_{nt0}A_{tlo\ nt}}{V_{nt0}}v(t) + \frac{n_{nt0}R\vartheta_{nt0}k_{qm\ nt}}{V_{nt0}}u_{nt}(t) \tag{33}$$

• Podobnie lokalnemu uproszczeniu poddany może być opis zachowań tribologicznych: w tym przypadku celowe jest zwrócenie uwagi na zbieganie się w trakcie sterowanego pozycyjnie przemieszczenia ciśnień w komorze nad i podtłokowej do wartości określonej dla $u \approx 0$ w statycznej charakterystyce ciśnieniowej użytego zaworu. Dotyczy to zwłaszcza sterowania w fazie hamowania, dla której jakość modelu ma decydujące znaczenie. Wybierając zatem wg zależności (23) dla ciśnień $P_{nt\,u=0}$ i $P_{pt\,u=0}$ odpowiednią charakterystykę prędkościową tarcia wg zależności (25), sprowadza się równanie ruchu tłoka siłownika do postaci

$$\frac{dv(t)}{dt} = -\frac{k_{tvP0}}{m_{obc}}v(t) + \frac{A_{tlo\ nt}}{m_{obc}}P_{nt}(t) - \frac{A_{tlo\ pt}}{m_{obc}}P_{pt}(t) \tag{34}$$

ze współczynnikiem k_{tvP0} określonym – analogicznie do (31) przez

$$k_{tvP0} = \frac{d}{dv}F_t\left[v(t), P_{nt}, P_{pt}, \ldots, F_{tp}, f_{tv}, f_{tvk}, v_{gr1}\ldots\right] \tag{35}$$

lub przyjmując gałąź charakterystyki prędkościowej jako liniową, zwłaszcza w fazie hamowania [17] przez współczynnik nazwany przez autora stałą tarcia układu napędowego [7]

$$k_{tvP} = F_{tznana} / v_{znana} \tag{36}$$

określoną dla pary znanych wartości: siły tarcia $F_{t\,znana}$ i prędkości v_{znana}.

Modele zachowań ruchowych pneumatycznego napędu dławieniowego

Modele z czasem ciągłym

W liniowym zakresie pracy proces ruchu w tłoczyskowym napędzie pneumatycznym autor opisał – uwzględniając przyjęte uproszczenia przez następujące równania stanu i wyjścia

$$\left.\begin{aligned}
\frac{dx_1(t)}{dt} &= x_2(t)\\
\frac{dx_2(t)}{dt} &= -\frac{k_{tvP}}{m_{obc}}x_2(t) + \frac{A_{tlo\ nt}}{m_{obc}}x_3(t) - \frac{A_{tlo\ pt}}{m_{obc}}x_4(t)\\
\frac{dx_3(t)}{dt} &= -\frac{n_{nt0}P_{nt0}A_{tlo\ nt}}{V_{nt0}}x_2(t) + \frac{n_{nto}R\vartheta_{nt0}k_{qm\ nt}}{V_{nt0}}u_{nt}(t)\\
\frac{dx_4(t)}{dt} &= \frac{n_{pt\,0}P_{pt\,0}A_{tlo\ pt}}{V_{pt0}}x_2(t) + \frac{n_{pt\,0}R\vartheta_{pt0}k_{qm\ pt}}{V_{pt0}}u_{pt}(t)
\end{aligned}\right\} \tag{37}$$

$$y(t) = x_1(t) \tag{38}$$

z przyjętymi następującymi oznaczeniami: $u_{nt}(t) = U_{nt}(t)$ – napięcie wysterowania rozdzielacza proporcjonalnego połączonego z komorą nadtłokową, $u_{pt}(t) = U_{pt}(t)$ – napięcie wysterowania rozdzielacza proporcjonalnego połączonego z komorą podtłokową, $x_1(t) = s(t)$ – położenie (przemieszczenie) tłoka siłownika, $x_2(t) = v(t)$ – prędkość ruchu tłoka siłownika, $x_3(t) = P_{nt}(t) - P_{atm} = p_{nt}(t)$ – ciśnienie względne w komorze nadtłokowej siłownika, $x_4(t) = P_{pt}(t) - P_{atm} = p_{pt}(t)$ – ciśnienie względne w komorze podtłokowej siłownika oraz przez macierze stałe A_{mc}, B_{mc} i C_{mc} modelu wg (27), $n = 4$, $r = 2$, o niezerowych elementach:

$$\begin{aligned}
&a_{12} = 1, \quad a_{22} = -\frac{k_{tvP}}{m_{obc}}, \quad a_{32} = -\frac{n_{nt\,0}P_{nt\,0}A_{tlo\ nt}}{V_{nt0}}, \quad a_{42} = \frac{n_{pt\,0}P_{pt\,0}A_{tlo\ pt}}{V_{pt\,0}}\\
&a_{23} = \frac{A_{tlo\ nt}}{m_{obc}}, \quad a_{24} = \frac{A_{tlo\ pt}}{m_{obc}}, \quad b_{31} = \frac{n_{nt\,0}R\vartheta_{nt0}k_{qm\ nt}}{V_{nt\,0}}, \quad b_{42} = \frac{n_{pt\,0}R\vartheta_{pt0}k_{qm\ pt}}{V_{pt\,0}}, \quad c_{11} = 1
\end{aligned} \tag{39}$$

Przechodząc od fizykalnych do fazowych zmiennych stanu, po wprowadzeniu jako trzeciej zmiennej przyspieszenia ruchu tłoka $a(t)$, równania stanu i wyjścia opisujące proces ruchu w tłoczyskowym napędzie pneumatycznym:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{dx_1(t)}{dt} &= x_2(t)\\
\frac{dx_2(t)}{dt} &= x_3(t)\\
\frac{dx_3(t)}{dt} &= -\frac{1}{m_{obc}}\left[\frac{n_{nt\,0}P_{nt\,0}A_{tlo\ nt}^2}{V_{nt\,0}} + \frac{n_{pt\,0}P_{pt\,0}A_{tlo\ pt}^2}{V_{pt\,0}}\right]x_2(t) - \frac{k_{tvP}}{m_{obc}}x_3(t) +\\
&\quad + \frac{n_{nt\,0}R\vartheta_{nt0}A_{tlo\ nt}k_{qm\ nt}}{m_{obc}V_{nt\,0}}u_{nt}(t) - \frac{n_{pt\,0}R\vartheta_{pt0}A_{tlo\ pt}k_{qm\ pt}}{m_{obc}V_{pt\,0}}u_{pt}(t)
\end{aligned}\right\} \tag{40}$$

$$y(t) = x_1(t) \tag{41}$$

sprowadzają się, oznaczając przez:

$$C_{m\,nt}\omega_{om}^2 = \frac{n_{nt\,0}R\vartheta_{nt0}A_{tlo\ nt}k_{qm\ nt}}{m_{obc}V_{nt\,0}}, C_{m\,pt}\omega_{om}^2 = \frac{n_{pt\,0}R\vartheta_{pt0}A_{tlo\ pt}k_{qm\ pt}}{m_{obc}V_{pt\,0}}, \tag{42}$$

$$2D_{nt}\omega_{om} = \frac{k_{tvp}}{m_{bbc}} \qquad \text{oraz} \tag{43}$$

$$\omega_{om}^2 = \frac{1}{m_{obc}}\left[\frac{n_{nt\,0}P_{nt\,0}A_{tlo\ nt}^2}{V_{nt\,0}} + \frac{n_{pt\,0}P_{pt\,0}A_{tlo\ pt}^2}{V_{pt\,0}}\right] \tag{44}$$

do postaci macierzowej wg (2728), $n = 3$, $r = 2$:

$$\mathbf{A}_{mc} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_{om}^2 & -2D_{nt}\omega_{om} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{mc} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ C_{ntm}\omega_{om}^2 & -C_{ptm}\omega_{om}^2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{mc} = [1\ 0\ 0] \tag{45}$$

gdzie: C_m wzmocnienie prędkościowe, $\omega_{o\,m}$ pulsacja drgań swobodnych i D_m tłumienie liniowego modelu zachowań prędkościowych ruchu tłoka pneumatycznego napędu dławieniowego.

Modele z czasem dyskretnym

Uwzględniając czas dyskretny k, okres próbkowania (dyskretyzacji) T_p i sterowanie sygnałami odcinkowostałymi zmienianymi wyłącznie w chwili próbkowania (sygnałami schodkowymi), a więc dla typowych warunków pracy układu pozycyjnego z napędem pneumatycznym i ciągłym rozdzielaniem przepływów wg (7), równanie stanu modelu z zależności (27) przekształca się w postać

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_{md}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_{md}\mathbf{u}(k) = \underbrace{\exp(\mathbf{A}_{mc}T_p)}_{\mathbf{A}_{md}}\mathbf{x}(k) + \underbrace{\int_0^{T_p}\exp(\mathbf{A}_{mc}t)\mathbf{B}_{mc}dt}_{\mathbf{B}_{md}}\mathbf{u}(k) \tag{46}$$

z poszukiwanymi macierzami modelu dyskretnego A_{md} i B_{md}.

W praktyce realizacja w czasie rzeczywistym procedur identyfikacji i weryfikacji elementów macierzy A_{md} i B_{md} modelu dyskretnego znacznie przekracza – zarezerwowane dla tych procedur – moce obliczeniowe jednokartowych sterowników procesorowych układu pozycyjnego [23]. Z tego powodu przyjęto przybliżony sposób transformacji opisu modelu ciągłego w dyskretny polegający na zastąpieniu funkcji $\exp(A_{mc}T_p)$ z zależności (46) szeregiem funkcyjnym *Maclaurina* i następnie uwzględnieniu tylko kilku pierwszych wyrazów jego rozwinięcia. Postępowanie to odwołuje się do aproksymacji *Tustina* polegającej na ograniczeniu

rozwinięcia potęgowego operatora s do jednego wyrazu przy wyznaczaniu transmitancji dyskretnej i znajduje swe uzasadnienie w stwierdzeniu skali różnic wartości w pneumatycznym układzie pozycyjnym pomiędzy pulsacją próbkowania wp wynikająca z okresu T_p a pulsacją drgań swobodnych $\omega_{o\,m}$. Spełniając bowiem warunek *Shannona*, przy milisekundowym okresie próbkowania, $T_p \in <0{,}8,\ 2>$ ms, wartości pulsacji próbkowania $\omega_p \in <7850,\ 3140>$ rd/s są o rzędy wielkości większe od pulsacji drgań swobodnych $\omega_{o\,m} \in <10,\ 60>$ rd/s, typowych dla pneumatycznych napędów dławieniowych stosowanych w układach pozycyjnych.

Uzględniając dodatkowo rozszerzenie o czas opóźnienia T_t (w realizacji dyskretnej d) przyjęto następujący model dyskretny zachowań ruchowych pneumatycznego napędu dławieniowego [22, 23]

$$\mathbf{x}(k+1)=\begin{bmatrix}1 & T_p & 0\\ 0 & 1-\alpha T_p & \beta T_p\\ 0 & -2\alpha\beta & 1-\alpha T_p-2\beta(1-\beta)\end{bmatrix}\mathbf{x}(k)+\begin{bmatrix}0\\ C_m T_p\alpha\\ 2C_m\alpha\beta\end{bmatrix}u(k-d) \qquad (47)$$

$$y(k)=\mathbf{C}_{md}\mathbf{x}(k) \qquad (48)$$

gdzie $\alpha=\frac{1}{2}\omega_{om}^2 T_p$, $\beta=1-D_m\omega_{om}T_p$ oraz $\mathbf{x}(k)=\left[s(k)\quad v(k)\quad a(k)\right]^T$.

Model identyfikacyjny

W przypadku dużej liczby danych pomiarowych, zwłaszcza wielokrotnych eksperymentów dopuszczalnych w identyfikacji uruchomieniowej, zastosowanie metody najmniejszych kwadratów zapewnia zbieżne i względnie dobrze powtarzalne oszacowanie współczynników (a_i, b_i) prędkościowego modelu ARMA [24]

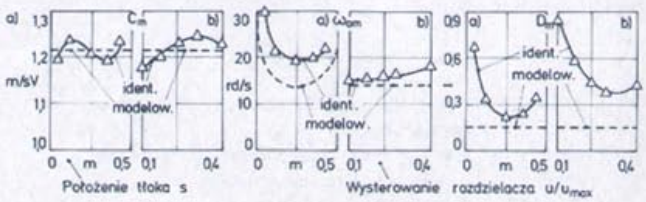
$$\hat{v}(k)=\sum_{i=1}^{2}a_i v(k-i)+\sum_{i=1}^{2}b_i u(k-d-i) \qquad (49)$$

Zdecydowanie gorsze wyniki dla modelu wg (49) uzyskano w trakcie identyfikacji prowadzonej podczas normalnej pracy napędu [25, 26]. Mała liczebność serii pomiarowej (od kilkunastu do kilkudziesięciu pomiarów) wynikająca z krótkiego przedziału czasowego estymacji, silne oscylacje wartości współczynników w początkowej fazie szacowania powodowane procedurami rekurencyjnymi oraz ograniczony zakres zmian prędkości ruchu są przyczyną występowania wyraźnej wariancji i względnie dużych wartości błędu szacowania. Jest to tym bardziej istotne, że wartości współczynników modelu zbiegają się dla małych wartości T_p do $a_1 \to 2$ i $a_2 \to 1$, co prowadzi przy złym uwarunkowaniu równań konwersji do odpowiednio dużych błędów przetworzenia estymowanego modelu dyskretnego w model ciągły, szczególnie dotkliwych w przypadku współczynnika tłumienia D_m. Zjawiska te są charakterystyczne dla większości obliczeń numerycznych prowadzonych przez procesory sygnałowe mikrokomputerów jednoukładowych i odnoszą się oczywiście nie tylko do opisanego przypadku. Z tych właśnie względów wybrano do szacowania zmodyfikowane modele dyskretne w postaci dwóch równań różnicowych zachowań prędkościowych i przyspieszeniowych napędu:

$$\begin{aligned}\hat{v}(k) &= (1-\alpha T_p)v(k-1)+\beta T_p a(k-1)+C_m T_p\alpha\, u(k-d-1)=\\ &=\hat{\theta}_{v1}v(k-1)+\hat{\theta}_{v2}a(k-1)+\hat{\theta}_{v3}u(k-d-1)\end{aligned} \qquad (50)$$

$$\begin{aligned}\hat{a}(k) &= -2\alpha\beta v(k-1)+\left[1-\alpha T_p-2\beta(1-\beta)\right]a(k-1)+2C_m\alpha\beta\, u(k-d-1)=\\ &=\hat{\theta}_{a1}v(k-1)+\hat{\theta}_{a2}a(k-1)+\hat{\theta}_{a3}u(k-d-1)\ ,\end{aligned} \qquad (51)$$

będących cząstkowymi modelami modelu (47) – także α i β, gdzie $\Theta_{v1} \div \Theta_{v3}$, $\Theta_{a1} \div \Theta_{a3}$ są szacowanymi parametrami. W stosunku do modelu konwencjonalnego wg (49) zaletą modeli wg (50) i (51) jest stabilność estymacji, dobra zbieżność, możliwość uśrednienia przy wspólnych parametrach obu równań wyników i zdecydowanie mniejsza wrażliwość konwersji parametrów na błędy szacowania. Powtarzalność wyników identyfikacji mieści się w granicach zmienności zachowań rzeczywistego napędu pneumatycznego w czasowo rozdzielonych eksperymentach (rys. 3). W kolejnych etapach poszukiwania większej efektywności obliczeniowej procedur identyfikacji, zdecydowano się na wybór tylko jednego modelu, przyspieszeniowego, wg (51). Stwierdzono bowiem doświadczalnie, że w tej właśnie postaci modelu uzyskuje się jeszcze większą zbieżność szacowania i mniejszy rozrzut wartości estymowanych parametrów niż w przypadku modelu prędkościowego wg (50). Można przyjąć, że jest to wynik relatywnie silniejszych zmian sygnału przyspieszenia w stosunku do zmian sygnału prędkości ruchu tłoka napędu pneumatycznego i tym samym skuteczniejszego oddziaływania w procedurach identyfikacyjnych.



Rys. 3 Porównanie wyników modelowania analitycznego i identyfikacji statystycznej pneumatycznego napędu dławieniowego parametry modelu w funkcji: a) położenia tłoka s, b) wysterowania rozdzielacza u / u_{max}. Siłownik 40500, z dwustronnym tłoczyskiem, proporcjonalny rozdzielacz czterodrogowy o przepływie nominalnym $q_{m\,max}$ = 2,16·108 kg/s_Pa, przetwornik pomiarowy położenia z liniałem optycznym o rozdzielczości 2 μm.

Model predykcyjny

Dla realizacji zadań sterowania pozycyjnego z uwzględnieniem zachowania się układu w czasie $<k+1,\ k+h>$ przewidywanej reakcji (h - horyzont predykcji) na sterowanie w przedziale czasowym $<k+1,\ k+r>$ (r - horyzont sterowania, $r \leq h$), np. dla realizacji zadania nadążania ruchu tłoka napędu pneumatycznego za zadaną trajektorią jego parametrów [27], wykorzystano zasadę modelowania przyszłych stanów obiektu x_{pr} jako sumy dwóch składowych: oczekiwanej w wyniku dotychczasowych (przeszłych) zachowań oraz spodziewanej w wyniku modelowanych zachowań i przyszłych sterowań [28].

W odniesieniu do napędu pneumatycznego i charakterystycznych zakresów wartości parametrów modelu i okresu próbkowania T_p, przedział czasu niezbędny dla przedstawienia przebiegu przejściowego przy odpowiedzi skokowej może osiągać wartość nawet kilkuset ms. Ze względu na nieefektywną w praktyce predykcję tej długości zdecydowano się na wydzielenie z modelu dyskretnego wg zależności (47) i (48) dwóch modeli [11, 27, 29]:

- zachowania położeniowego, uproszczonego do postaci

$$s(k+1)=s(k)+0{,}5\left[v(k)+v(k+1)\right]T_p \qquad (52)$$

- oraz zachowań prędkościowych i przyspieszeniowych

$$\begin{bmatrix}v(k+1)\\ a(k+1)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}a_{11} & a_{12}\\ a_{21} & a_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}v(k)\\ a(k)\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}b_1\\ b_2\end{bmatrix}u(k-d) \qquad (53)$$

z elementami macierzy A_{md} i B_{md} wyrażonymi przez zależności:

$$\begin{aligned}&a_{11}=1-0{,}5\omega_{om}^2T_p^2\ ,\ a_{12}=(1-D_m\omega_{om}T_p)T_p\ ,\ a_{21}=-\omega_{om}^2T_p(1-D_m\omega_{om}T_p)\\ &a_{22}=1-0{,}5\omega_{om}^2T_p^2-2(1-D_m\omega_{om}T_p)D_m\omega_{om}T_p\ ,\\ &b_1=0{,}5C_m\omega_{om}^2T_p^2\ ,\ b_2=C_m\omega_{om}^2T_p(1-D_m\omega_{om}T_p)\ .\end{aligned} \qquad (54)$$

Pierwszą składową (x_{pd}) modelu predykcyjnego zachowań, wyrażaną w wersji oryginalnej algorytmu przez wzmocnienie obiektu i jego wielkość nastawiającą, sprowadzono do zależności

$$\mathbf{x}_{pd}(k+d+i)=\mathbf{A}_{md}\mathbf{x}_{pd}(k+d+i-1)+\mathbf{B}_{md}\mathbf{u}(k+i-1)\ \text{ dla }\ i=1,2,...,h \qquad (55)$$

w drugiej (x_{pp}) wartości elementów g_{vj} i g_{aj} macierzy $G_{v\,md}$ i $G_{a\,md}$ przewidywanych zachowań przedstawiono jako wyrazy rozwinięcia dyskretnych transmitancji operatorowych wg (53) i (54), prędkościowej i przyspieszeniowej, to znaczy

$$g_{v1}z^{-1}+g_{v2}z^{-2}+...+g_{vh}z^{-h}+...=\frac{b_1z^{-1}+(b_2a_{12}-b_1a_{22})z^{-2}}{1+(-a_{11}-a_{22})z^{-1}+(a_{11}a_{22}-a_{12}a_{21})z^{-2}} \qquad (56)$$

oraz

$$g_{a1}z^{-1}+g_{a2}z^{-2}+...+g_{ah}z^{-h}+...=\frac{b_2z^{-1}+(b_1a_{21}-b_2a_{11})z^{-2}}{1+(-a_{11}-a_{22})z^{-1}+(a_{11}a_{22}-a_{12}a_{21})z^{-2}} \qquad (57)$$

Zasady budowy modelu predykcyjnego i jego wykorzystania w predykcyjnym sterowaniu nadążnym układu pozycyjnego za zadaną trajektorią parametrów ruchu zostały podane przez autora m.in. w [29]. Alternatywne w stosunku do opisanej – postacie predykcyjnych modeli zachowań ruchowych napędu pneumatycznego z korekcją nieliniowości siły tarcia, opisane są m.in. w pracy [30].

Wykaz ważniejszych symboli

α	[m/s²]	przyspieszenie
b		krytyczny stosunek ciśnień
c_p; c_v	[N·m/kg·K]	współczynnik pojemności cieplnej: przy stałym ciśnieniu; przy stałej objętości
f_{tv}	[N·s/m]	współczynnik tarcia prędkościowego (płynnego)
f_{tP}	[N/Pa]	współczynnik tarcia ciśnieniowego
k_{qm}	[kg/s·V]	stała przepływu rozdzielacza proporcjonalnego
k_{tvP}	[N·s/m]	stała tarcia układu napędowego
l	[m]	długość
m	[kg]	masa
m_{obc}	[kg]	obciążenie masowe
n		wykładnik przemiany politropowej
q_m	[kg/s]	masowe natężenie przepływu
s	[m]	położenie (przemieszczenie, pozycja)
t	[s]	czas (ciągły)
v	[m/s]	prędkość ruchu, przepływu
A	[m²]	powierzchnia, pole przepływu
A, B, C		macierze: stanu, sterowania, wyjścia
C	[m/s·V]	współczynnik wzmocnienia członu liniowego2.rzędu(oscylacyjnego); wzmocnienie prędkościowe modelu procesu ruchu
C_m	[s·m⁴/kg]	przewodność dźwiękowa masowa
D		współczynnik tłumienia członu liniowego 2. rzędu (oscylacyjnego); tłumienie modelu procesu ruchu
E_m	[N·m]	energia gazodynamiczna
F	[N]	siła
Gr		liczba Grashofa
Nu		liczba Nusselta
P; p	[Pa]	ciśnienie: absolutne; względne
Pr		liczba Prandtla
Q	[N·m]	energia cieplna
R	[N·m/kg·K]	stała gazowa
Re		liczba Reynoldsa
V	[m³]	objętość
α_A		stosunek powierzchni czynnych tłoka siłownika
α_ϱ	[W/m²·K]	współczynnik przenikania ciepła
δ		dławienie (zmiana pola) przepływu
ϑ	[K]	temperatura
κ	–	wykładnik procesu adiabatycznego
ρ	[kg/m3]	gęstość
Φ	–	funkcja (fi) Heaviside'a
ψ	–	funkcja przepływu
ω_o	[rd/s]	pulsacja drgań swobodnych: członu liniowego 2. rzędu (oscylacyjnego); modelu procesu ruchu

Przyznaki dolne

atm, zas	odpowiadający: otoczeniu, zasilaniu układu napędowego
cyl, tlo	związany z: cylindrem, tłokiem, tłoczyskiem siłownika
m, mc, md	związany z opisem modelu, z czasem ciągłym, z czasem dyskretnym
nt, pt	związany z komorą siłownika: nadtłokową, podtłokową

Literatura:

[1] Shearer J.L.: Continuous Control of Motion with Compressed Air. Mass. IT, 1954.

[2] Bieżanow B.N.: Pniewmaticzieskije miechanizmy. Maszgiz, Leningrad 1957.

[3] Backé W.: Grundlagen der Pneumatik. 1. Aufl. (1973); 8. Aufl. (1993), RWTH Aachen.

[4] Rusterholz R., Widmer U.: Grundlagenbetrachtungen zur Auslegung pneumatischer Servoantriebe. O+P, 29 (1985), 757762, 814816.

[5] Scavarda S., Kellal A., Richard E.: Linearised Models for an Electropenumatic CylinderServowalve System. 3rd Intern. Conf. on AR'87, Versailles 1987, 149156.

[6] Olszewski M., Łuczak K., Hemer B.: Discrete Control for Positioning of Pneumatic Cylinder with Switching and Proportional Valve. 2nd Intern. Conf. on Fluid Power, Transm. and Contr., Hangzhou 1989; Intern. Academ. Publ., London 1989, 841853.

[7] Olszewski M.: Praxisorientierte Übertragung des modelllinearen Regelverfahrens auf den Reglerentwurf der Lageregelung elektropneumatischer Servoantriebe. FESTO KG, Bericht (1990).

[8] Olszewski M., Hemer B.: Modelfollowing System Developed Conception of Control for Weakly Damped Fluid Drives. 3rd Bath Intern. Fluid Power Workshop, 1990; Research Studies Press, Oxford 1990, 192197.

[9] Olszewski M., Hemer B.: Stationäres und dynamisches Verhalten von modelladaptiven Zustandsregelkreisen hydraulischer und pneumatischer Antrieben. 8. Fachtag. „Hydraul. und Pneum.", Magdeburg 1990, 137146.

[10] Scholz D.: Auslegung servopneumatischer Antriebssysteme. RWTH Aachen, 1990.

[11] Olszewski M.: Sterowanie pozycyjne pneumatycznego napędu siłownikowego. Prace Naukowe "Mechanika", z. 191, Oficyna Wydawn. Politech. Warszawskiej, 2002.

[12] Ohligschläger O.: Pneumatische Zylinderantriebe thermodynamische Grundlagen und digitale Simulation. RWTH Aachen, 1990.

[13] Kagawa T., Shimizu M.: Heat Transfer Effect on the Dynamics of Pneumatic RC Circuit. 2nd Intern. Symp. on Fluid Control, Sheffield 1988, 2341.

[14] Eschmann R.: Modellbildung und Simulation pneumatischer Zylinderantriebe. RWTH Aachen, 1994.

[15] Schillings K.: Servopneumatische Antriebssysteme und Handhabungsgeräte. Shaker Verlag, Aachen 2000.

[16] Eschmann R.: Reibkräfte an pneumatischen Zylinderantrieben. O+P, 34 (1990), 416419.

[17] Olszewski M., Jaszewski J.: Wspomagane komputerowo pomiary charakterystyk roboczych wybranych elementów serwonapędów elektropneumatycznych. SiNH, 9 (1989) 5, 58.

[18] Kozłowski M., Wiślicki K., Olszewski M.: FuzzyModell der Reibkraft am pneumatischen Zylinderantrieb. 3. DeutschPoln. Semin. „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik", Zakopane 1999, 291306.

[19] Kozłowski M., Olszewski M.: Fuzzy Approach to the Modelling of Friction in Pneumatic Drive. Intern. Conf. MECHATRONICS 2000, Warszawa 2000, Vol. 1, 117120.

[20] Olszewski M., Hemer B.: Konzept der Zustandsregelung für schwach gedämpfte Fluidantriebe. O+P, 35 (1991), 932941.

[21] Olszewski M.: Model liniowy serwonapędu elektropneumatycznego."Podstawy robotyki. Teoria i elementy manipulatorów i robotów"pod red. A. Moreckego, rozdz. 9.1.1.3; 3a; 3b, WNT, Warszawa 1993.

[22] Chudzik Z., Janiszowski K., Kozłowski M., Olszewski M.: Modelowanie obiektów sterowania na przykładzie analizy opisu siłownika pneumatycznego. PAK, 40 (1994), 231235.

[23] Olszewski M., Janiszowski K.: Problematyka sterowania pozycyjnego pneumatycznymi napędami siłownikowymi. XII Kraj. Konf. Automatyki, Gdynia 1994, 3649.

[24] Olszewski M., Janiszowski K.: Automatische Inbetriebnahmeidentifikation an servopneumatischen Zylinderantrieben für Lageregelungen. 9. Fachtag. „Hydraul. und Pneum.", Dresden 1993, 441452.

[25] Olszewski M.: Lageregelung servopneumatischer Antriebe: Erfahrungen, Stand und moderne Konzepte. 2. DeutschPoln. Semin. „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik", Warszawa 1997, 833.

[26] Janiszowski K., Olszewski M.: Statespace Adaptive Control for Nonlinear Systems. „Control Engineering Solutions a Practical Approach", IEE Contr. Eng. Series 54, IEE / Short Run Press, Exeter, London 1997, 175191.

[27] Chudzik Z., Olszewski M.: Sterowanie nadążne w układzie pozycyjnym z pneumatycznym napędem siłownikowym. IX. Ogólnopolska\ Konf. "Pneum. I Ster. W Przem." PNEUMA'95, KoszalinKielce 1995; Wydz. Mechan. WSInż. w Koszalinie, 1995, 2938.

[28] Cutler C., Ramaker B.: Dynamic Matrix Control a Computer Control Algorithm. IACC, San Francisco 1980, pap. WP58.

[29] Olszewski M.: Sterowanie predykcyjne w pneumatycznej technice napędowej. Pneumatyka, 32 (2002) 1, cz. I, 4851.

[30] Chudzik Z., Janiszowski K., Olszewski M.: Bahnregelung mit Korrektur der Reibkraftnichtlinearität für fluidische Antriebe. 2. DeutschPoln. Semin. „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik", Warszawa 1997, 54 67.

Microfluidic oscillator for generating oil/water emulsions

Václav TESA, Department of Chemical and Process Engineering
The University of Sheffield, United Kingdom,
Kazimierz PESZYNSKI, Department of Control and Machinery Design,
The University of Technology and Agriculture in Bydgoszcz, Poland

Introduction

Oil and water are mutually insoluble, but may by be mixed together to form an emulsion. Such emulsions are important in a number of industrial applications: they are the key materials for food and cosmetics industry products. They are also of essential importance e.g. for paint industry. Since the number of droplets in an emulsion is astronomical, there is a large overall energy associated with their surface tension. In traditional manufacturing methods, the necessary energy for droplet formation is input by mechanical stirring.

One of the main problems faced by emulsion manufacturing is the problem of instability. Emulsions tend to separate, sooner or later, into the constituent components. This results in limited shelf life of products, which is an economic factor of conside-rable importance. One solution is addition of emulsifiers, which make the emulsion metastable. Emulsifiers are, however, rather costly. Also, there are problems in food industry due to a growing number of emulsifiers having been recently proved to be not completely free of some health hazards. A dis-advantage is also some of them not being acceptable for some consumer groups (they are commonly made of animal blood and as a consequence they are not Kosher).

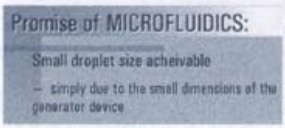


Fig.1 Microfluidic oil+water mixers can generate small droplet size emulsion. The presently described new principle can, in addition, achieve also nearly uniform size.

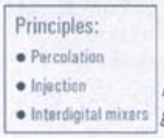


Fig.2 Known principles of microfluidic mixers for emulsion generation.

Since the shelf life is inversely proportional to mean size of the oil droplets [1], a much better alternative to emulsifiers is to achieve a smaller droplet size. Unfortunately, there is a limit to the droplet size achievable by traditional mechanical stirring. Attempts at achieving a smaller size by longer stirring at increased power input usually lead to emulsions having a wide range of droplet sizes. This is highly undesirable as unequal droplet size degrades product quality. Size distributions determine the physical characteristics such as rheology, appearance, chemical reactivity – and in food products most importantly also the subjective taste properties [2]. Smooth taste of food products like margarine or salad dressings is achieved only with monodisperse emulsions (having single droplet size). The wider is the size range, the less pleasant are subjective evaluations. Unfortunately, stirring is particularly unfavourable from this point of view, because the break-up of the droplets is actually achieved by the shear stress of fluid vortices - and in the turbulence generated by stirring, the range scales of turbulent eddies is inescapably very wide.
Several alternative methods, such ultrasound droplet break-up, were tested without a decisive success due to various problems - the price being one of the factors.

Microfluid mixers

A promising aternative has been recently found in microfluidics - the no-moving-part handling of fluid flows in extremely small scale devices. The devices are usually made by microfabrication methods (such as, e.g. etching) originally developed for microelectronics [3]. The undesirable large oil droplets in the emulsion generated in the microfluidic devices are absent due to the simple fact that the small dimensions of the device cannot accommodate large size droplets. The absence of moving components brings also the obvious advantages of high reliability and maintenance-free operation.

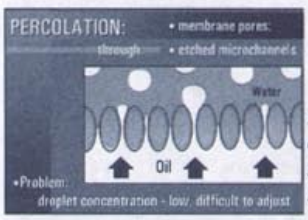


Fig.3 Percolation type microfluidic oil+water mixer, developed (and patented) in Japan uses pores in a microfabricated membrane.

Fig.4 The principle of the interdigital, as developed in the Institute of Micromechanicsc, in Mainz, Germany, The emulsions leaves throught the slit between cover plates, perpendicular to the inflow of water and oil from the opposing sides into the interleaved microchannels.

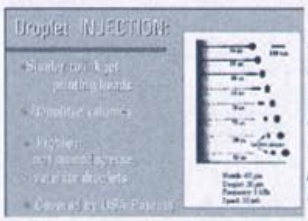


Fig5 The injection method of emulsion making in microdevices has already proved the capability to generate very small, nanolitre volumes. The principle is derived from the proven principles of ink-jet printing. Its problem is generation of secondary, satellite droplets.

Three microfluidic emulsion generation principles were recently described in literature, as listed in Fig.2. The percolation principle, Fig.3, was developed in Japan [4] on the basis of known earlier methods utilising pores in natural membranes. These are subsituted by microfabricated partition containing uniformly sized openings. The basic problem is the difficulty in obtaining the required high droplet concentration. Increasing flow rate through the pores requires increasing applied pressure to extreme values - so that the method then approaches the injection principle, Fig.5, which is under development in the U.S.A, capitalising on developed technology of ink-jet printing. The main problem there is the tendency to generate satellite droplets, endangering the desired monodispersity. The third known interdigital principle, developed in Germany, is shown in Fig.4. It aims at achieving the required droplet concentration by simultaneous percolation of the two components from opposing sides. Again, the required high input energy for droplet formation calls for applying extremely high percolation pressure differences.

The new principle - Microfluid self-excited oscillator

The new no-moving-part mixer is based upon the new operating principle. It utilises periodic oscillation in colliding fluid jets – one of them an oil jet, the other one water jet. Similarly as in the percolation methods, the process is driven by a constant applied pressure, without the complications arising from the necessity of precise timing control of the injection principle. The emulsion formation is concentrated into a small compact volume between the two colliding jets, where it is easy to achieve high energy concentration, without excessive requirements on the driving power. The oscillation process exhibits an excellent regularity: the frequency is constant and since the same droplet volume is generated during each oscillation pulse, the periodicity leads to emulsions excellent monodis-persity.

Fig.6 The layout of the new colliding jets oscillator used by the present authors in their emulsion generation tests. The simple planar shape is suitable for micromanufacturing.

Fig.7 Geometry of the laboratory model used in the first experiment (Tesa_., Tippetts, & Low 1999). Later experiments used the same plan design, but different aspect ratios.

Fig.8 The experiment was performed using a scaled-up laboratory model with cavities etched in thin stainless steel plates.

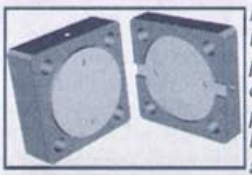


Fig.9 The stainless steel plates were clamped between two bodies shown in this picture. The two "ears" of the plate from Fig.8. fir into the side grooves, and secure correct orientation of the plate with respect to the supply holes for oil and water. In the experiment these two bodies were transparent, to make possible visualization and video recording of the generated oscillation.

Figs 10, 11, 12 Typical frames from the video record.

The oscillation phenomenon utilises internal hydrodynamic instability [5] of low Reynolds number shear flows. The periodic oscillation are found in flows that exhibit the interesting property of bistability (- existence of two alternative stable states). These are symmetric at very low Reynolds numbers, in the present case below about Re = 40 (the value depends upon the aspect ratio l). At higher Re, a symmetry-breaking bifurcation takes place. In the colliding jet flows, the streamlines passing through the stagnation point of the collision become.[5] At higher a Reynolds number, roughly above about Re = 100 (again depending upon the aspect ratio l) the two stable states cease to be steady. Due to the increasing dominance of an inertial phase-reversing negative feedback, repeated transition between what were stable states takes place [6], [7] and the flowfield starts to oscillate.
The varying inclinations of the jets during the oscillation cycle governs the

flow direction into the two outlet channels. With positive angle a _in Fig.10, blue dyed water flows down into the bottom channel, while oil flows into the top channel. Later during the same oscillation cycle, the directions in Fig.12 are exchanged. The flows in the exit channels thus consist of alternating oil and water volumes, which form the droplets when leaving the channels. The size of all the droplets is equal - so that the generated emulsion is almost ideally monodisperse one, and the velocity at the exit being small, there is no tendency towards formation of secondary droplets.

The droplet size depends upon the oscillation frequency f [Hz] and upon the size of the oscillator. It may be decreased by making the device smaller. The dependence of the frequency on the design parameters of the oscillator was the main objectives of the performed scaled up model experiments. Finding the governing scaling laws makes it possible to design the device for any operating conditions.

A simple kinematic theory of the oscillation, ref. [8], was set up for the phenomenon, based upon the concept of a feedback loop formed by the jet. For simplification, the theory assumes a constant jet velocity (equal to we) throughout the jet loop path and also a simplified expression for the path length. It does not consider viscous friction on the top and bottom flat walls, which is probably the main effect caused by decreasing nozzle aspect ratio l. As common with aerodynamic oscillations, the theory predicts a constant value of Strouhal number Sh = f b / we (where b [m] is the nozzle width). In spite of the simplifi-cations, Fig.14 shows that the theory predicts the oscilla-tion frequency reas-on-ably well.

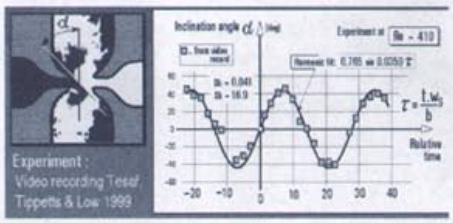


Fig.13 Video grabber software made possible measurements of the inclination angle _ of stagnation streamlines at individual time instants. A typical frame is shown enhanced by posterisation. A simple harmonic regression fits the time dependence of angle very well.

Experiments

The oscillation effect was investiga-ted in an experimen-tal scaled-up model (Fig.7, 8, and 9). Examples of flow visualisation video record are in Fig.10 to Fig.12. Note the variations of the inclination angle a of the stagnation streamlines (cf. Fig.13). An instant with positive angle a is shown inFig.10. In the next Fig.11 the inclination angle a is nearly zero. At a later time, Fig.12, the angle a is negative

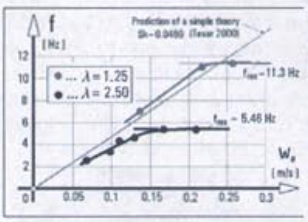


Fig.14 Dependence between the water nozzle exit velocity we and oscillation frequency f (evaluated from the fitted harmonic regression, Fig.13). The results agree reasonably well with a simple theory (which, in fact, does not take into consideration the effects of the aspect ratio - until reaching the limiting frequency fres.

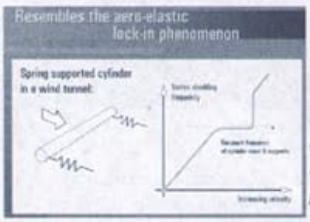


Fig.15 The limiting frequency effect resembles the locking-in observed in aerodynamically excited oscillation of elastically supported cylinder in transverse flow.

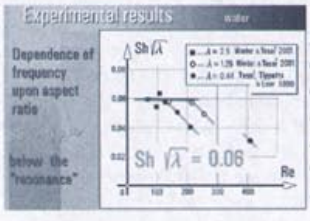


Fig.16 Fortunately, the frequency limit effect is not very important as we are interested in as low Reynolds numbers as possible, well below the resonance. A universal law for the below-resonance frequency of oscillation was found in terms of Strouhal number and aspect ratio.

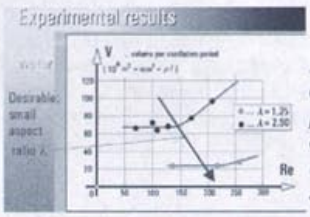


Fig.17 The objective is obtaining small droplets - which means small fluid volume passing through the oscillator during any oscillation period. The performed scaled-up experiments indicate that this goal is achievable with small aspect ratio.

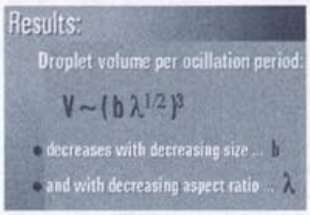


Fig.18 The resultant dependence of the volume of generated droplets upon the geometric design parameters of the oscillator.

Fig.19 Conclusions of the present research: the list of the advantages offered by the oscillator/mixer device for emulsion generation.

In Fig.14, the dependence of the frequency f [Hz] on the nozzle exit velocity we according to the present authors' theory is compared with experimental results for two different nozzle aspect ratio l. This could be varied by using a stack of the etched s plates (Fig.8) clamped between the two perspex bodies shown in Fig.9. An unexpected effect seen in Fig.14 is the discontinuation of the constant Strouhal number trend and levelling off at what seems to be (Fig.15) a resonant frequency fres. Fortunately, this complicating effect is outside the range of interest in the present application, where the task is to operate at as small size and consequently at as small Re as possible and this, as shown e.g. in Fig.16, is below the resonance.

The dependence upon the nozzle aspect ratio _in Fig.14 is such that the frequency increases with decreasing l. A more detailed investigation has shown that in the range of interest at small Re the Strouhal number Sh is inversely proportional to square root of the aspect ratio. The diagram in Fig.16 shows the resultant scaling law found for the performance of the present oscillator on the basis of the scaled-up experiments. Utilising this law, it is possible to design any geometrically similar oscillator with well predictable properties relating the oscillation frequency. The ultimate goal is the small size of the droplets. This may be computed as the magnitude of oil volume passing through the oscillator during each oscillation cycle. For the scaled-up model tested, the magnitude is shown in Fig.17. The design for the actual emulsion generator calls for micron-sized oscillators (small b) having small aspect ratio (small l) – Fig.18_.

Conclusions

Producing oil/water emulsion is a business of substantial economic proportions. A modern trend, spurned by the requirements of small and monodisperse oils droplet size, is to use microfluidics devices. Though are already three known approaches patented abroad, the present new with distinct advantages, as listed in Fig.19, is a new independent principle that offers a challenging opportunity.

References:

[1] McClemens D.J.: "Food Emulsions: Principles, Practice and Techniques" CRC Press, Boca Raton, Florida, U.S.A., 1999

[2]Dickinson E.: "An Introduction to Food Colloids", Oxford Univ. Press, Oxford, 1992

[3]Tesa_ V.: "Microfluidic Valves for Flow Control at Low Reynolds Numbers" Journal of Visualisation, Vol.4, No.1, 2001, p.51, ISSN 1343-8875, The Visualisation Society of Japan and Ohmsha, Ltd.

[4]Sugiura S., Nakajima M., Ushijima H., Yamamoto K., Seki M.: "Preparation Characteristics of Monodispersed Water-in-Oil Emulsions Using Microchannel Emulsification", Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol.34, No.6, p.757, 2001

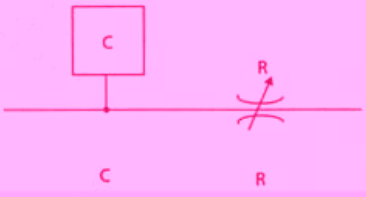
[5]Tesa_ V.: "Asymetrická bistabilita a oscilace kolidujících proudů" (Bistable Asymmetry and Oscillation Phenomena in Colliding Jet Flows - in Czech),p.213, Proc. of Colloquium FLUID DYNAMICS '99, ISBN 80-85918-52-8, publ. by Inst. of Thermomechanics AS CR, October 1999

[6]Tesa_ V., Peszynski K.: "Stability Boundaries of Autonomous Non-Linear Dynamic Systems", Sesja Naukowa "DYNAMIKA I WIBRACJE", z okazji 30-lecia badań dynamiki w bydgoskim środowisku naukowym, Publ. in Zeszyty naukowe Nr. 221 - Mechanika 44 p.49, ISSN 0208-6395 , Bydgoszcz, October 1999

[7]Tesa_ V.: "Bistability Phenomenon in Fluid Dynamics", Sesja Naukowa "DYNAMIKA I

WIBRACJE", z okazji 30-lecia bada_ dynamiki w bydgoskim _rodowisku naukowym, Publ. in Zeszyty naukowe Nr. 221 - Mechanika 44, p. 161, ISSN 0208-6395 ,Bydgoszcz, October 1999
[8] Tesa_ V., Tippetts J.R., Low Y.Y.: "Oscillator Mixer for Chemical Microreactors", Proc. of 9th International Symposium on Flow Visualization Edinburgh, August 2000, paper No. 298, ISBN 0 9533991 1 7

Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny z pośrednią kontrolą położeń grzybków



$$C = \frac{m_o}{\kappa - 1}\frac{1}{(RT)_o} \qquad (8)$$

Podsumowanie

łami z komór
ciowe z zawo-
ymi zaworów
zające sygnał
one z kanała-
rozdzielacza.
wy 1 zasilają-
eden wspólny
twór 3, odpo-
ktropneuma-
. W położeniu
zez otwór od-
owietrza przez
doprowadzany
arte.

ktropneuma-
łożenie robo-
opni rozdzie-
m położeniu.
połączonym ze
go włączenie.
zasilających,
poziomu po-
elektrycznych

Łukasz N. Węsierski, Andrzej Wiatkowski
lukwes@prz.rzeszow.pl, obr@kce.pl
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach
Politechnika Rzeszowska w Rzeszowie

Streszczenie

Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny stosuje się w układach sterujących pras mechanicznych pracujących ruchem przerywanym. Podyktowane jest to wymaganiami bezpieczeństwa, które ten element zapewnia. W referacie przedstawiono zmodernizowaną konstrukcję takiego rozdzielacza charakteryzującą się pośrednią kontrolą położenia elementu przełączającego a opracowaną w OBREiUP w Kielcach. Następnie podano opis stanowiska badawczego i wyniki przeprowadzonych badań laboratoryjnych. Rezultaty badań potwierdziły, iż rozdzielacz spełnia wymagania bezpieczeństwa stawiane konstrukcji pras w zakresie sterowania.

Słowa kluczowe: zawory elektropneumatyczne, prasy mechaniczne, sterowanie.

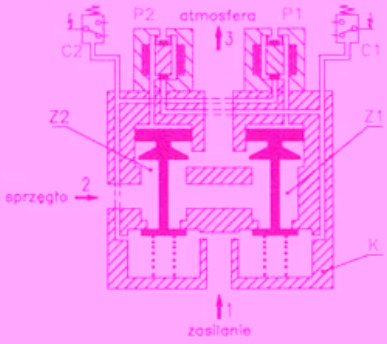
Wprowadzenie

W prasach mechanicznych pracujących ruchem przerywanym, ze sterowaniem elektropneumatycznym, włączanie pneumatycznych sprzęgieł i hamulców ciernych, winno się odbywać ze względów bezpieczeństwa [2,3,4], za pośrednictwem elementów dublujących funkcje przełączające a takim elementem jest zdwojony rozdzielacz pneumatyczny, będący zespołem zaworów elektropneumatycznych. Konstrukcja takiego zdwojonego rozdzielacza uniemożliwia niezamierzone powtórzenie skoku suwaka prasy w przypadku, gdy jeden z zaworów składowych okaże się niesprawny. Wówczas następuje odcięcie przez rozdzielacz dopływu sprężonego powietrza do sprzęgła, z równoczesnym jego odpowietrzeniem i włączeniem hamulca, wskutek czego prasa zostaje zatrzymana.
We wcześniejszej pracy [5] przedstawiono konstrukcję i badania takiego zdwojonego rozdzielacza, ale w wykonaniu podstawowym. Prezentowany tu zdwojony rozdzielacz został wyposażony w dodatkowe elementy do pośredniej kontroli położenia grzybków zaworów pneumatycznych. Tą funkcję kontrolną spełniają dwa pneumoelektryczne przetworniki, zwane również przekaźnikami. Kontrola położeń może być wykorzystywana do monitorowania poprawności pracy prasy lub np. do wyłączenia układu elektrycznego prasy.

Opis konstrukcji działania

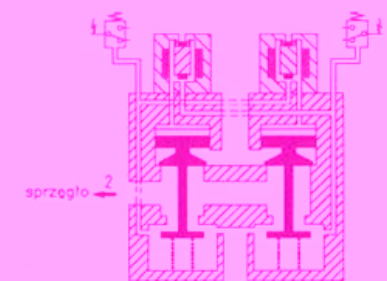
Schemat zdwojonego rozdzielacza pneumatycznego konstrukcji Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Elementów i Układów Pneumatycznych w Kielcach w położeniu spoczynkowym przedstawiono na rys. 1.
Zdwojony rozdzielacz jest zespołem konstrukcyjnym dwustopniowych zaworów: dwóch elektropneumatycznych i dwóch pneumatycznych. Pierwszy stopień stanowią dwa zawory elektropneumatyczne - piloty P1 i P2. Zawory te sterują pneumatycznie drugim stopniem rozdzielacza, którym są zabudowane w jednym wspólnym korpusie K dwa pneumatyczne zawory grzybkowe trójdrogowe dwupołożeniowe zasilane przez otwór 1, z połączonymi równolegle wyjściami przez otwór 2 i wspólnym odpowietrzeniu otworem 3. W skład rozdzielacza wchodzą również dwa przetworniki pneumoelektryczne – C1 i C2 do pośredniej

nia - zaworów elektropneumatycznych następuje krzyżowo kar
zasilania zaworów grzybkowych Z1 i Z2. Natomiast kanały wyj
rów elektropneumatycznych połączone są z komorami steruj
grzybkowych drugiego stopnia rozdzielacza. Kanały doprowa
pneumatyczny do przetworników pneumoelektrycznych są połą
mi zasilającymi zawory elektropneumatyczne pierwszego stopni
Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny posiada jeden otwór wejśc
cy dwie oddzielne komory zasilające zaworów grzybkowych,
otwór wyjściowy 2 łączony ze sprzęgłem prasy i jeden wspólny
wietrzający zawory pneumatyczne drugiego stopnia. Zawory
tyczne pierwszego stopnia mają oddzielne otwory odpowietrzają
spoczynkowym otwór wyjściowy 2 połączony jest z atmosferą p
powietrzający 3 i wtedy sprzęgło prasy jest wyłączone. Dopływ
otwór 1 jest odcięty, a do przetworników elektropnematycznych
jest sygnał ciśnieniowy z komór zasilających i styki elektryczne są z

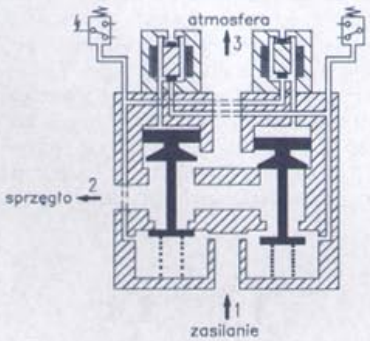


Rys. 1. Zdwojony rozdzielacz w położeniu spoczynkowym.

Równoczesne podanie napięcia do obu cewek zaworów e
tycznych powoduje przejście zdwojonego rozdzielacza w p
cze przedstawione na rys. 2. Następuje przesterowanie obu
lacza i oba grzybki drugiego stopnia znajdują się w doln
Otwór zasilający 1 połączony jest z otworem wyjściowym 2
sprzęgłem, a przepływające sprężone powietrze powoduje
Otwór odpowietrzający 3 jest odcięty. Ciśnienie w komorac
po krótkim okresie przejściowym jego spadku, powraca d
przedniego a styki elektryczne obu przetworników pneum
po krótkim czasie rozwarcia powracają do stanu zwartego.



W przypadku, gdy z jakichś przyczyn nie nastąpi przesterowanie jednego z zaworów elektropneumatycznych (np. lewego) na pierwszym stopniu, to zdwojony rozdzielacz przechodzi w położenie awaryjne, które przedstawione jest na rysunku 3. W położeniu awaryjnym przesterowany jest tylko jeden z dwóch zaworów pneumatycznych na drugim stopniu (tu prawy na rysunku). Wtedy otwór zasilający 1 połączony jest równocześnie z otworem wyjściowym 2 i otworem odpowietrzającym 3. Główny strumień powietrza wypływa do atmosfery otworem 3, czyli drogą o mniejszym oporze przepływu, a przez otwór wyjściowy 2 następuje tylko szczątkowy przepływ powodowany ciśnieniem w komorze zaworu. Ciśnienie to wynikające ze spadków ciśnienia powietrza przepływającego z zasilania przez zawór do atmosfery jest na tyle niskie, że zwane jest resztkowym i nie jest w stanie włączyć sprzęgła. Równocześnie w komorze zasilającej tego zaworu, którego grzybek został przesterowany (na rysunku po prawej stronie), ustala się ciśnienie na tak niskim poziomie, że nie pozwala na przesterowanie zaworu elektropneumatycznego pierwszego stopnia uruchamiającego drugi zawór pneumatyczny (na rysunku po lewej stronie). W tej sytuacji przetwornik elektropneumatyczny połączony z komorą zasilania zaworu przesterowanego (po prawej stronie na rysunku) pozostaje z rozwartymi stykami. Natomiast drugi przetwornik ma nadal styki zwarte, gdyż jest połączony z komorą zasilającą o wysokim ciśnieniu przy drugim nieprzesterowanym zaworze. Rozwarcie styków w układzie elektrycznym przetwornika pneumoelektrycznego może zostać wykorzystane jak wspomniano wyżej, np. do wyłączenia układu elektrycznego sterowania prasą.

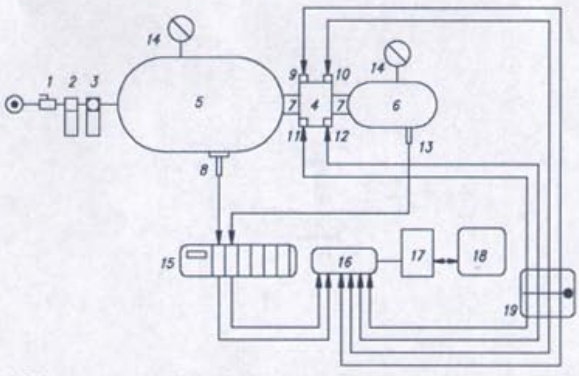


Rys. 3 Zdwojony rozdzielacz w położeniu awaryjnym.

Rozdzielacz zdwojony przyjmuje położenie awaryjne jeżeli podczas pracy układu nastąpi nierównoczesne podanie sterujących sygnałów elektrycznych do obu zaworów elektropneumatycznych lub wystąpią jakieś nieprawidłowości w pracy tych zaworów np. uszkodzenie jednego z zaworów, przerwanie do niego dopływu prądu, czy zawieszenie. Położenie awaryjne wystąpi również przy nieprawidłowej pracy jednego z zaworów pneumatycznych drugiego stopnia na przykład zakleszczeniu grzybka. Nie bierze się pod uwagę mało prawdopodobną możliwość równoczesnej awarii dwóch zaworów na pierwszym lub drugim stopniu. Do czasu usunięcia niesprawności niemożliwe jest przesterowanie zdwojonego rozdzielacza z położenia awaryjnego pokazanego przykładowo na rys. 3 w położenie robocze przedstawione na rys. 2.

Badania

Zaprojektowany i wykonany w OBREiUP w Kielcach zdwojony rozdzielacz pneumatyczny poddany został próbom, podobnym jak zawór w wykonaniu podstawowym, na stanowisku badawczym przedstawionym na rys. 4. Prezentowane poniżej wyniki badań wynikają z warunków jakie muszą spełniać rozdzielacze zdwojone i są uzupełnieniem prezentowanych wcześniej w pracy [6] a dotyczą czasów zadziałania przetworników pneumoelektrycznych.



Rys. 4 Schemat stanowiska badawczego.

1. Zawór odcinający, 2. Filtr sprężonego powietrza, 3. Zawór redukcyjny, 4. Zawór badany, 5. Zbiornik wyrównawczy V=50 dm3, 6. Zbiornik kontrolny V=1,5 dm3, 7. Złączka dwustronna G3/4xG3/4 o przelocie f20 mm, 8. Czujnik ciśnienia (P11 HBM) w zbiorniku, 9. Zawór elektropneumatyczny 24V AC, P1, 10. Zawór elektropneumatyczny 24V AC, P2, 11. Przekaźnik pneumoelektryczny 24V AC, C1, 12. Przekaźnik pneumoelektryczny 24V AC, C2, 13. Czujnik ciśnienia (P11 HBM) w zbiorniku kontrolnym, 14. Manometr f 250/0...1,0/, 15. Wzmacniacz pomiarowy KWS 526 D, 6. Puszka BNC, 17. Komputer z kartą pomiarową LC-1216, 18. Monitor, 19. Starter.

Rozdzielacze zdwojone muszą spełniać następujące wymagania:

- Przy przejściu zdwojonego rozdzielacza z położenia spoczynkowego w położenie robocze, czas chwilowego rozwarcia styków przekaźników pneumoelektrycznych winien być na tyle mały, aby nie powodował zakłóceń w pracy elektrycznego układu sterującego prasą. Występujące chwilowe rozwarcie styków jest wprawdzie zjawiskiem niepożądanym, które powstaje na skutek chwilowych spadków cisnień w komorach zasilania zaworów składowych przy przełączaniu, ale w pewnym zakresie ciśnień zasilania jest nie do uniknięcia.
- Przy przejściu zdwojonego rozdzielacza do położenia awaryjnego zarówno z położenia roboczego jak i spoczynkowego, czyli zawieszeniu grzybka w pozycji otwartego przepływu jednego z pneumatycznych zaworów składowych, powstałe ciśnienie w komorze jego zasilania powinno spowodować natychmiastowe rozwarcie styków przetwornika pneumoelektrycznego.

Pomiary czasów zadziałania przetworników pneumoelektrycznych prowadzono przy swobodnym wypływie powietrza do atmosfery, otworem o średnicy 30 mm (otwór 3 na rys 1, 2 i 3). Średnica tak została dobrana, aby stworzyć warunki zbliżone do wypływu dławionego. W normalnej eksploatacji tych rozdzielaczy stosuje się tłumiki hałasu, które powodują dławienie na wylocie. Powoduje to wydłużenie czasów działania, dlatego badania przeprowadzono w warunkach zbliżonych do eksploatacyjnych.

W obszarze czasów przejścia rozdzielacza z położenia spoczynkowego do roboczego i położeń spoczynkowego lub roboczego do położenia awaryjnego otrzymano następujące wyniki:

- czas rozwarcia styków przetworników pneumoelektrycznych przy przejściu zdwojonego rozdzielacza z położenia spoczynkowego, w położenie robocze
- w zakresie ciśnień od 0,25 MPa do 0,35 MPa, czas rozwarcia styków przekaźników pneumoelektrycznych był mniejszy od 0,15 s.
- w zakresie ciśnień od 0,35 MPa do 0,6 MPa rozwarcie styków przekaźników nie występowało

Uwaga. Podany tu czas t jest sumą czasów t_1 i t_2.

gdzie:

t_1 – czas mierzony od chwili podania napięcia na cewki zaworów elektropneumatycznych do rozwarcia styków.

t_2 – czas mierzony od rozwarcia styków do ponownego ich zwarcia.

- czas do początku rozwarcia styków przekaźnika, przy przejściu zdwojonego rozdzielacza z położenia spoczynkowego, w położenie awaryjne.

Czas ten mierzony od chwili podania prądu do cewki zaworu elektropneumatycznego, do początku rozwarcia styków przetwornika pneumoelektrycznego nie przekroczył 0,5 s.

- czas do początku rozwarcia styków przekaźnika, przy przejściu zdwojonego rozdzielacza z położenia roboczego, w położenie awaryjne.

Czas ten mierzony od chwili przerwania dopływu prądu do cewki zaworu elektropneumatycznego, do początku rozwarcia styków przetwornika pneumoelektrycznego nie przekroczył również 0,5 s.

Jak widać z powyższego chwilowe niepożądane rozwieranie styków wystąpiło tylko w zakresie ciśnień od 0,25 MPa do 0,35 MPa i nie przekroczyło czasu 0,15 s. Dla takiej wartości tego czasu oraz z uwagi na fakt, iż większość pras pracuje w zakresie ciśnień powyżej 0,35 MPa, uznaje się to zjawisko za marginalne, które nie będzie powodem powstawania zakłóceń w przekaźnikowym układzie elektrycznym pras. Również czas poniżej 0,5 s przy przejściu zdwojonego rozdzielacza z położenia spoczynkowego lub roboczego, w położenie awaryjne uznano za wynik zadawalający. W materiałach katalogowych innych producentów czasy te nie są podawane. Wyniki powyższe uznano za pozytywne po konsultacjach z użytkownikami pras, nie ma natomiast odniesienia do innych materiałów źródłowych ogólnie dostępnych (karty katalogowe, literatura fachowa, normy itp.).

Wnioski

W oparciu o wyniki wcześniejszych badań opisanych w pracy [5] oraz przedstawione w niniejszym referacie stwierdza się, że zdwojony rozdzielacz pneumatyczny 3/2 G 3/4, którego konstrukcję opracowano w OBREiUP spełnia wymagania bezpieczeństwa wymagane dla pras mechanicznych pracujących ruchem pojedynczym gdyż:

1. Uniemożliwia niesterowane powtórzenie skoku suwaka z powodu

niesprawności jednego z jego zaworów oraz nie pozwala na włączenie prasy do czasu usunięcia niesprawności.
2. Każda nieprawidłowość w działaniu układu sterującego zarówno części elektrycznej jak i pneumatycznej powoduje, że do sprzęgła doprowadzane jest powietrze o ciśnieniu resztkowym uniemożliwiającym jego włączenie.
3. Czasy napełniania i opróżniania komory sprzęgła sa bardzo krótkie. Odnosząc otrzymane wartości do danych katalogowych innych producentów (np. firm Herion, Ross [5]), można powiedzieć, że są one porównywalne.
4. Czasy zadziałania blokady elektrycznej wykorzystującej przetworniki pneumoelektryczne są na tyle małe, że blokada jest skuteczna.

Podsumowując można stwierdzić, że poddany badaniom zdwojony rozdzielacz konstrukcji Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach nie ustępuje podobnym rozwiązaniom na świecie i jest z powodzeniem stosowany w układach sterowania prasami.

Literatura:
[1]Deppert W., Stoll K.:Pneumatische Steuerungen, Vogel Verlag, Wuerzburg 1987
[2]Praca zbiorowa: Prasy mechaniczne. Konstrukcja eksploatacja i modernizacja, WNT Warszawa 1971
[3]PN-89/M-68050. Maszyny do obróbki plastycznej metali. Ogólne wymagania bezpieczeństwa w konstrukcji.
[4]PN-EN-692 luty 2000r. Prasy mechaniczne. Bezpieczeństwo.
[5] Praca zbiorowa: Badania zdwojonego rozdzialacza. Sprawozdania wewnętrzne OBREiUP Kielce 1999 - 2001
[6]Barycki J., A. Wiatkowski, Węsierski Ł.N. Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny, Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej Elektryka nr 39 Kielce 2000.
[7]Katalogi firm: Herion, Ross, OBREiUP.

Notacja grafów wiązań dla układów pneumatycznych

Dr hab. inż. Ryszard Dindorf, prof. PŚK,
Politechnika Świętokrzyska, Kielce
Prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow

Wprowadzenie

Teoria grafów wiązań (Bond G[illegible]

Andrzej J. Morawski

Element R
W obszarze zaworu przyjęto równanie ciągłości przepływu i równanie jednostkowego przepływu energii. Taki zapis odpowiada równaniom stosownym w grafach wiązań dla węzła 1 z elementem R. Dla rzeczywistych pneumatycznych elementów oporowych, w których krytyczny stosunek ciśnień p2/p1 jest wy-

Z równania (4) po podstawieniu wzorów na energię wewnętrzną i entalpie otrzymano równanie różniczkowe:

$$\frac{m}{\kappa - 1}\frac{1}{RT}\frac{d(RT)}{dt} = \frac{\dot{Q}}{RT} + \dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \dot{m} \qquad (5)$$

gdzie: T – temperatura gazu w zbiorniku, R – stała gazowa, m – masa gazu w zbiorniku, m_1 – masa gazu przed zbiornikiem, m_2 – masa gazu za zbiornikiem, k – wykładnik adiabaty.

Dla warunków początkowych $RT = (RT)_o$ i $m = m_o$ równanie (5) ma następujące rozwiązanie:

$$RT = (RT)_o \left(\frac{m}{m_o}\right)^{\kappa - 1} \qquad (6)$$

Dla przemiany adiabatycznej po uwzględnieniu równania stanu $RT = p/r$ równanie (5) uproszczono do postaci:

$$C\,\frac{d(p/\rho)}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \qquad (7)$$

gdzie: $C =$

Układ	Uogólnione parametry		
	R	C	I
Elektryczny	opór elektryczny $u = R\,i$	pojemność konden. $i = C\,du/dt$	indukcyjność cewki $u = I(L)\,di/dt$
Mechaniczny liniowy	opór tarcia lepkiego $F = R(b)\,v$	podatność sprężyny $v = C(k)\,dF/dt$	masa $F = I(m)\,dv/dt$
Mechaniczny obrotowy	opór tarcia lepkiego $M = R(B)\,\omega$	podatność sprężyny $\omega = C(k)\,dM/dt$	moment bezwładności $M = I(J)\,d\omega/dt$
Hydrauliczny	opór hydrauliczny $p = R\,Q$	pojemność hydr. $Q = C\,dp/dt$	hydr. opór bezwład. $p = I\,dQ/dt$
Pneumatyczny	opór pneumatyczny $\dot{m} = 1/R\,f(p,\rho,T)$	pojemność pneuma. $\dot{m} = C\,d(RT)/dt$	nie opisuje się

Tab. 2 Związki miedzy zmiennymi stanu a parametrami R, C, I dla różnych układów fizycznych

a)

plethysmograph, with nozzle-flapper amplifier and oscillometric one have been described. All these devices need compressed air and their operation is based on the pressures compensation pronciple.

Wstęp

W praktyce medycznej zachodzi często potrzeba pomiaru ciśnień ośrodków otoczonych z zewnątrz powłoką ochronną, której nie można lub nie należy naruszać (przebijać, przecinać). Przykładami takich pomiarów są pomiary ciśnienia wewnątrz gałki ocznej, ciśnienia wewnątrzczaszkowego i ciśnienia tętniczego krwi. We wszystkich wymienionych

Wyższej Szkoły Informatyki w Łodzi

Pod wpływem ciśnienia krwi ściany naczyń krwionośnych są odkształcone, w stosunku do ich stanu (położenia) neutralnego. Stan ten wykrywa się za pomocą fotopletyzmografu, w skład którego wchodzą: źródło światła 4, fotorezystor 5 i układ przetwarzający 6. Strumień światła, przechodząc przez palec 1, jest pochłaniany głównie przez krew zawartą w naczyniach krwionośnych. Stopień osłabienia lub wzmocnienia tego strumienia, przetwarzanego w fotorezystorze 5 na sygnał elektryczny i, stanowi miarę odkształcenia naczyń krwionośnych: sygnał i jest maksymalny gdy naczynia krwionośne na odcinku pomiarowym są cał-

W opracowaniu przedstawiono przepływ powietrza oraz oddziaływanie zawirowanej strugi powietrza na przędzę i formowanej przędzy na przepływ w nadciśnieniowej komorze przędzącej małej średnicy. Omawiana komora jest przykładem wykorzystania sprężonego powietrza w technologii przędzenia włókien odcinkowych.

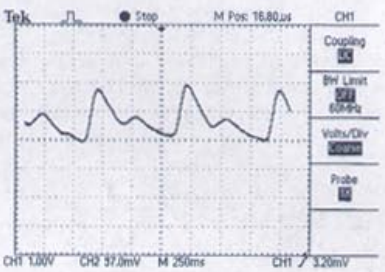
Wstęp

Pneumatyczne przędzenie , w którym przędza powstaje z włókien odcinkowych wyłącznie w wyniku oddziaływania zawirowanej strugi powietrza było i jest atrakcyjne głównie ze względu na możliwość wyeliminowania takich ruchomych elementów jak wrzeciono, biegacz czy wirówka - uznanych za bariery intensyfikacji procesu przędzenia.
Pierwszą pneumatyczną przędzarkę opracowano i wyprodukowano (PF1 –

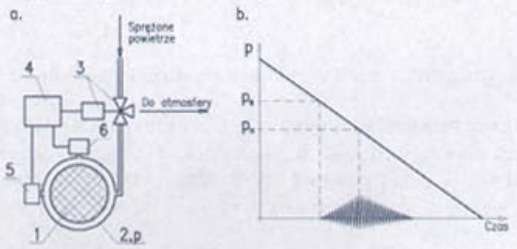
cisk czujnika do ręki można uzyskać przebieg o maksymalnej amplitudzie. Przebieg taki oznacza, że tętnica na odcinku pomiarowym znajduje się w stanie neutralnym, a uzyskany przebieg jest równoznaczny z przebiegiem ciśnienia tętniczego.
Na rysunku 6 pokazano oscylogram przykładowego przebiegu ciśnienia tętniczego, zmierzonego na nadgarstku za pomocą opisanego przyrządu. Górne i dolne wartości takich przebiegów porównywano z ciśnieniami skurczowym i rozkurczowym – zmierzonymi również na nadgarstku tej samej osoby za pomocą przyrządu oscylometrycznego typu RX japońskiej f-my OMRON MATSUSAKA Co. Różnice między wskazaniami obydwu przyrządów nie przekraczały ±0,4 kPa (~3 mm Hg).
Trwają prace nad automatyzacją pomiarów przyrządem pneumatycznym. Jego obsługa (po zlokalizowaniu „pulsu") będzie polegać na jednorazowym docisku czujnika do ręki pacjenta.

Przyrząd do pomiaru ciśnienia skurczowego i rozkurczowego krwi metodą oscylometryczną

Przyrząd ten, w odróżnieniu od wcześniej rozpatrzonych, nie działa w sposób ciągły i służy do określania jedynie górnej i dolnej wartości przebiegu ciśnienia tętniczego krwi. Miejscem pomiaru jest najczęściej przedramię lub nadgarstek.
Na rysunku 7a pokazano schematycznie przekrój przedramienia 1 i nałożonego na niego mankietu 2. Mankiet ten jest napełniany sprężonym powietrzem lub opróżniany za pośrednictwem elektromagnetycznego zaworu trójdrożnego 3, sterowanego przez mikroprocesorowy układ przetwarzający 4. Do układu tego dochodzą sygnały z przetworników ciśnienia 5 i 6, mierzących odpowiednio składową stałą i zmienną ciśnienia p w mankiecie.



Rys. 6 Przykładowy przebieg ciśnienia tętniczego krwi.



Rys. 7 Przyrząd do pomiaru ciśnienia skurczowego i rozkurczowego a) schemat budowy, b) przebiegi ciśnień w mankiecie.

Pomiar przebiega następująco. Mankiet jest napełniany sprężonym powietrzem do ciśnienia 24 kPa (180 mm Hg) lub większego, w zależności od potrzeb pacjenta. Powoduje to zaciśnięcie naczyń krwionośnych i zatrzymanie przepływu krwi w przedramieniu. Następnie mankiet jest stopniowo opróżniany; w momencie gdy pojawią się w nim pierwsze oscylacje ciśnienia p (rys. 7b), mierzone przetwornikiem 6, odczytywana jest wartość składowej stałej tego ciśnienia ps, będąca bezpośrednią miarą wartości ciśnienia skurczowego. Dalszemu opróżnianiu mankietu towarzyszy wzrost a następnie spadek amplitudy oscylacji ciśnienia p; w momencie gdy oscylacje te osiągają maksimum dokonuje się odczytu wartości składowej stałej pn ciśnienia w mankiecie. Wartość ciśnienia rozkurczowego pr oblicza się według wzoru [3].

$$p_r = \frac{3p_n - p_s}{2} \qquad (1)$$

Oscylacje ciśnienia w mankiecie powstają w wyniku oddziaływania na niego wahań objętości naczyń krwionośnych, wywołanych pulsacjami ciśnienia krwi. Pojawienie się oscylacji o maksymalnej amplitudzie świadczy o neutralnym (odciążonym) stanie ścian naczyń krwionośnych. Ciśnienie statyczne pn, przy którym to następuje jest traktowane jako średnia wartość ciśnienia krwi.

Podsumowanie i wnioski

Wszystkie przyrządy do ciągłego pomiaru ciśnienia tętniczego krwi metodami bezinwazyjnymi działają na zasadzie kompensacji ciśnień i wymagają zasilania sprężonym powietrzem, niezbędnym do utrzymywania ścian tętnic w stanie neutralnym. Stan ten jest określany różnymi technikami: fotopletyzmograficzną, pneumatyczną i ostatnio również tensometryczną.
Przyrządy tego typu są zwykle wyposażone w aparaturę monitorującą do obserwacji przebiegu fali ciśnienia. W związku z tym ich cena jest dość znaczna (rzędu kilku tysięcy złotych), natomiast dokładność pomiarów niezbyt wysoka; dokładność tę szacuje się średnio na ±5% [4], [6]. Z taką samą dokładnością dokonuje się pomiarów ciśnienia skurczowego i rozkurczowego za pomocą konwencjonalnych przyrządów, opartych na detekcji tonów Korotkowa lub metodzie oscylometrycznej. Ceny tych przyrządów są na poziomie 300 zł i są one obecnie niezastąpionymi przyrządami, zwłaszcza w lecznictwie otwartym. Jednak przyrządy te w czasie pomiaru wstrzymują przepływ krwi i z tego względu, między innymi, nie mogą być stosowane do ciągłego monitorowania jej ciśnienia. Dlatego też prace nad nowymi metodami ciągłych pomiarów ciśnienia tętniczego krwi są nadal prowadzone w wielu ośrodkach badawczych.

Literatura:
[1] Chorowski B., Werszko M.: Mechaniczne Urządzenia Automatyki, WNT – Warszawa 1990.
[2]Biocybernetyka i inżynieria biomedyczna 2000, t. 2. Biopomiary, rozdz. 4, praca zbiorowa pod red. M. Nałęcza, Akademicka Oficyna Wyd. EXIT, Warszawa 2001, s. 90-93.
[3]Kanjilal P.P. i inni: A non invasive approach to continous measurement of blood pressure. Measurement in Clinical Medicine, 3rd International Conference, Edynburg 1986, s. 67-71.
[4]Non-invasive Real-time Arterial Tonometry, karta katalogowa f-my COLIN (Japonia).
[5]Novak L. i inni: Perspectives for the application of the Penaz's method for a non-invasive continous blood pressure measurement in space medicine. Physiologist., Vol. 34, nr 1, 1991, s. 230-231 (Suppl.).
[6]Oscar blood pressure monitoring, karta katalogowa f-my SunTech Medical Instruments USA, 2001.

Sposób doboru zaworu rozdzielającego z katalogu

Tomasz Kiczkowiak
Katedra Systemów Sterowania, Politechnika Koszalińska
75–620 Koszalin, ul. Racławicka 15–17, e-mail: kiczko@lew.tu.koszalin.pl

Wstęp

W procesie doboru zaworów rozdzielających z katalogu prowadzi się obliczenia, których celem jest wyznaczenie wielkości opisujących właściwości przepływowe zaworu. Do opisu tych właściwości wykorzystywane są następujące parametry:
- średnica przyłącza rozdzielacza d_k [1]
  (Jest to najczęściej średnica gwintu służącego do wkręcenia króćca. Rzeczywista średnica otworu zależy od zastosowanego króćca)
- nominalne natężenie przepływu powietrza Q_{Nnom} (Sprowadzone do warunków normalnych objętościowe natężenie przepływu powietrza przez element przy nadciśnieniu p_{nom} = 600 000 Pa przed elementem i spadku ciśnienia na elemencie Δp_{nom} = 100 000 Pa),
- współczynnik wymiarowy K_v według normy VDI/VDE 2173 [7],
- przewodność dźwiękową C i krytyczny stosunek ciśnień b (norma ISO 6358 [5] i będąca jej odpowiednikiem norma PN–92/M–73763 [6]),
- współczynnik przepływu M [9].

Jednak tylko trzy pierwsze parametry przepływowe wykorzystywane są w tradycyjnych metodach obliczeń zaworów rozdzielających. Parametr wykorzystywany do doboru zaworu z katalogu zależy od wybranej metody obliczeniowej [1]. Wydaje się [1, 4] iż w procesie doboru powinna być wykorzystywana przewodność dźwiękową C i krytyczny stosunek ciśnień b, gdyż:
- dwa parametry dokładniej niż jeden opisują właściwości przepływowe elementu,

• proponowane są przez obowiązujące normy (ISO 6358, PN-92/M-73763),
• niektóre parametry przepływowe wyznaczane w algorytmach obliczeniowych, przykładowo średnica przyłącza, nie są ściśle związane z właściwościami przepływowymi elementu. Wynikają one z tradycji i sposobu opracowania danych eksperymentalnych [1],
• możliwe jest [4] na ich podstawie wyznaczenie innych miar przepływu, miedzy innymi współczynnika przepływu m [9], wykorzystywanego w analizie napędu.

Ważniejsze oznaczenia

b	– krytyczny stosunek ciśnień [–],
C	– przewodność dźwiękowa [s·m⁴/kg],
K_v	–współczynnik wymiarowy [m³/h],
$\dot{m}$	– strumień masy [kg/s],
p	– ciśnienie absolutne [Pa],
Q	– strumień objętości [m³/h],
T	– temperatura bezwzględna [K],
ε	– stosunek ciśnień [–],

Wskaźniki dolne

1	– przed elementem,
2	– za elementem,
a	– atmosferyczne,
def	– wartość definicyjna,
N	– sprowadzone do warunków normalnych (ciśnienie 100 000 Pa, temp. 293.15 K),
nad	– nadciśnienie,
nom	– nominalne,
m	– wartość maksymalna,
min	– wartość minimalna,

Sformułowanie problemu

W 1989 roku została ustanowiona Norma ISO 6358 [5] dotycząca parametrów przepływowych. Zawarto w niej definicje, sposób wyznaczania oraz zastosowanie dwóch grup parametrów przepływowych:
• C i b - używanych w przypadku porównywania podobnych elementów lub obliczania spadku ciśnienia na elemencie i przepływu przez pojedynczy element.
• A i s - stosowanych przy obliczaniu przepływów przez kilka elementów połączonych szeregowo.
W przypadku doboru rozdzielacza z katalogu przydatna może być pierwsza grupa parametrów. Polska Norma [6] wprowadza, przytoczone poniżej, definicje przewodności dźwiękowej, krytycznego stosunku ciśnień i przepływu krytycznego.
Przewodność dźwiękowa *C* jest to stosunek masowego natężenia przepływu gazu przez element do iloczynu ciśnienia statycznego na wejściu p_1 i gęstości tego gazu ρ_N w warunkach znormalizowanej atmosfery odniesienia ANR[3] przy przepływie krytycznym:

$$C = \frac{\dot{m}}{p_1 \cdot \rho_N} \qquad \text{przy } T_0 = T_N \tag{1}$$

Krytyczny stosunek ciśnień *b* jest to największa wartość stosunku ciśnień p_2/p_1, przy której w badanym elemencie występuje przepływ krytyczny.
Przepływ krytyczny jest to stan, w którym prędkość przepływu gazu w pewnym obszarze elementu jest równa lokalnej prędkości dźwięku. Występuje wówczas, gdy ciśnienie na wejściu p_1 jest dostatecznie wysokie w stosunku do ciśnienia na wyjściu p_2. Masowe natężenie przepływu gazu jest wtedy proporcjonalne do ciśnienia na wejściu p_1 i odwrotnie proporcjo-nalne do pierwiastka kwadratowego z temperatury na wejściu T_1; nie zależy zaś od ciśnienia na wyjściu p_2.
Mimo, iż norma powstała ponad 10 lat temu, tylko nieliczne firmy podają wartości tej miary oporów przepływu w swoich katalogach [4]. Wydaje się, iż wynika to z dwu przyczyn:
1. Znacznych problemów z wyznaczeniem przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b zgodnie z metodyką zaproponowaną w normie ISO 6358. Problemy te dotyczą szczególnie elementów o dobrych właściwościach przepływowych i znacznych średnicach [4].
2. Braku utylitarnego znaczenia, gdyż nie ma metod umożliwiających wyznaczenie wartości tych parametrów na podstawie wymagań stawianych przed układem.
W Katedrze Systemów Sterowania Politechniki Koszalińskiej prowadzone są prace nad systemami CAD wspomagającymi projektowanie układów pneumatycznych. Dobór elementów z katalogu jest jednym z ważniejszych modułów takiego systemu [2]. Wydaje się możliwe wykorzystanie sztucznych sieci neuronowych (ANN) do wyznaczania wartości parametrów przepływowych zaworów rozdzielających [3]. W tej pracy przedstawiono inne podejście.
Znaleźć można [4] funkcje przejścia od C i b do innych parametrów przepływowych, brak jest jednak funkcji odwrotnych. Dlatego sformułowano następujące zadanie odwrotne:
należy wyznaczyć wartości C i b, znając inny parametr przepływowy (np. współczynnik wymiarowy K_v) tak, aby możliwy był wybór elementu z katalogu.
Zadania nie da się rozwiązać wprost, gdyż znając jedną wielkość należy wyznaczyć dwie inne wielkości. Poniżej przedstawiono sposoby wyznaczenia C oraz b przy znajomości innych parametrów przepływowych elementu.
3. Wyznaczanie przewodności dźwiękowej C elementu oraz krytycznego stosunku ciśnień b na podstawie nominalnego natężenia przepływu Q_{Nnom}
W przypadku przepływu w warunkach normalnych Q_N wzory opisujące związki przepływu z przewodnością dźwiękową C i krytycznym stosunkiem ciśnień b zależą od stosunku ciśnień absolutnych ε za i przed elementem [4]. Jeżeli $\varepsilon \leq b$ to

$$Q_N = 3600 \cdot C \cdot (p_{1nad} + p_a) \sqrt{\frac{T_N}{T_0}} \tag{2}$$

jeżeli zaś $\varepsilon > b$ to

$$Q_N = 3600 \cdot C \cdot (p_{1nad} + p_a) \sqrt{\frac{T_N}{T_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - b}{1 - b}\right)^2} \tag{3}$$

Ponieważ wartości ciśnień przed i za elementem opisane są zależnościami [4]

$$p_1 = p_{1nad} + p_a$$

$$p_2 = p_{1nad} + p_a - \Delta p$$

to stosunek ciśnień wyrazić można wzorem

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{1nad} + p_a} \tag{4}$$

W przypadku przepływu nominalnego Q_{Nnom} mamy $\Delta p = \Delta p_{nom} = 100\,000$ Pa, $p_{1nad} = p_{1nom} = 600\,000$ Pa, a przyjmując $p_a = 100\,000$ Pa z zależności (4) uzyskujemy wartość stosunku ciśnień $\varepsilon_{def} = 6/7 = 0.8571$. W sytuacji gdy $b > \varepsilon_{def}$ $(b > 0.8571)$ (dla zaworów rozdzielających sytuacja taka praktycznie nie występuje) z zależności (2) mamy

$$C = C_{min} = 3.968 \cdot 10^{-10} \cdot Q_{Nnom} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_N}} \tag{5}$$

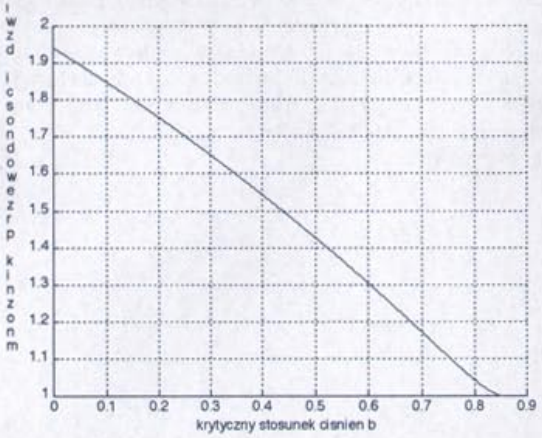
W przypadku przeciwnym, to znaczy gdy $b < \varepsilon_{def}$ $(b < 0.8571)$, mamy zaś z zależności (3)

$$C = 3.968 \cdot 10^{-10} \cdot Q_{Nnom} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_N}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - b}{1 - b}\right)^2}} = C_{min} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - b}{1 - b}\right)^2}} = C_{min} \cdot W(b) \tag{6}$$

Wartość przewodności dźwiękowej C dla najmniejszej wartości b = 0 wynosi $1.9412 \cdot C_{min}$. W poniższej tabeli (Tab. 1) zestawiono wartości współczynnika W(b) powiększającego przewodność dźwiękową C_{min} dla różnych wartości krytycznego stosunku ciśnień b.

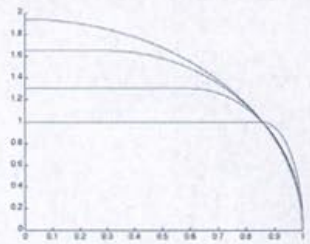
b	0.85	0.7	0.5	0.2	0.1	0
W(b)	1.0011	1.1738	1.4287	1.7532	1.8495	1.9412

Tab. 1 Wartości mnożnika W(b) zwiększającego minimalną przewodność dźwiękową C_{min} w funkcji krytycznego stosunku ciśnień b dla $\varepsilon_{def} = 0.8571$



Rys. 1 Zależność mnożnika W(b) zwiększającego minimalną przewodność dźwiękową C_{min} od krytycznego stosunku ciśnień b dla $\varepsilon_{def} = 0.8571$

Znając wartość przepływu nominalnego w warunkach normalnych Q_{Nnom} dobór z katalogu zaworu rozdzielającego przeprowadza się w następujący sposób:
1. Wyznaczamy z zależności (5) minimalną wartość przewodności dźwiękowej C_{min}.
2. W katalogu szukamy zaworu rozdzielającego o $b \geq 0{,}8571$ i $C \geq C_{min}$.
3. Gdy krytyczny stosunek ciśnień b dla zaworu jest mniejszy od 0,8571 (a z taką sytuacją mamy praktycznie do czynienia w przypadku zaworów rozdzielających) to przewodność dźwiękowa zaworu powinna być co najmniej W(b) (Tab. 1, Rys.1) razy większa od wartości minimalnej ($C \geq C_{min} \cdot W(b)$). Tak dobrany zawór będzie miał przepływ nominalny w warunkach normalnych nie mniejszy niż przepływ wymagany.



Rys. 2 Zależność objętościowego natężenia przepływu Q_N od stosunku ciśnień $\varepsilon = p_2/p_1$ dla dobranych zaworów rozdzielających posiadających różne wartości C i b, a posiadających tą samą wartość Q_{Nnom}

Proponowany sposób doboru prowadzi do uzyskania elementów o różnych wartościach C i b lecz takim samym nominalnym natężeniu przepływu Q_{Nnom}. Na rysunku 2 pokazano zależność natężenia przepływu Q_N w funkcji stosunku ciśnień dla dobranych elementów. Uzyskano rodzinę krzywych przecinających się w punkcie $\varepsilon_{def} = 0.8571$ (Rys. 2).
4. Wyznaczanie przewodności dźwiękowej C elementu oraz krytycznego stosunku ciśnień b na podstawie współczynnika wymiarowego K_v
Zależność wiążącą współczynnik wymiarowy K_v z przewodnością dźwiękową C i krytycznym stosunkiem ciśnień b ma następującą postać [4]

$$K_v = 1.241 \cdot 10^{-7} \cdot C \cdot \frac{\sqrt{1-\left(\frac{\varepsilon - b}{1-b}\right)^2}}{\sqrt{\varepsilon \cdot (1-\varepsilon)}} \qquad (7)$$

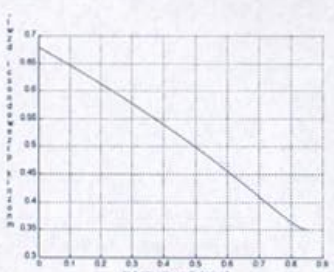
Jeżeli $\varepsilon < b$ to w liczniku zależności (7) podstawiamy $\varepsilon = b$, natomiast w przypadku gdy $\varepsilon < 0.5$ w mianowniku tej zależności (7) podstawiamy $\varepsilon = 0.5$. Oznaczmy

$$\frac{1}{Z(b)} = \frac{\sqrt{1-\left(\frac{\varepsilon - b}{1-b}\right)^2}}{\sqrt{\varepsilon \cdot (1-\varepsilon)}} \qquad (8)$$

i przekształćmy zależność (7) na współczynnik wymiarowy zaworu wyznaczając przewodność dźwiękową

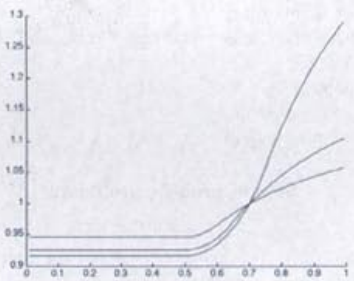
$$C = \frac{K_v}{1.241 \cdot 10^{-7}} \cdot Z(b) = 0.8058 \cdot 10^{-7} \cdot K_v \cdot Z(b) \qquad (9)$$

Przyjmijmy, podobnie jak dla nominalnego natężenia przepływu (patrz punkt 3) stosunek ciśnień $\varepsilon = 0.8571$. Dla $b \geq \varepsilon$ parametr Z(b) przyjmuje wartość $Z(b \geq \varepsilon)_{\varepsilon = 0.8571} = 0.35$. Dla $b = 0$ otrzymujemy $Z(b=0)_{\varepsilon = 0.8571} = 0.6794$. W analizowanym przypadku ($\varepsilon = 0.8571$) przejście od $b = \varepsilon$ do $b = 0$ powoduje zwiększenie wartości przewodności dźwiękowej $Z(0)_{\varepsilon = 0.8571}/Z(0.8571)e = {}_{\varepsilon = 0.8571} = 1.9411$ raza. Taki sam wzrost wartości przewodności dźwiękowej C uzyskano w przypadku analizowania funkcji przejścia dla przepływu nominalnego Q_{Nnom} (patrz punkt 3). Zależność parametru Z(b) od krytycznego stosunku ciśnień b dla przypadku $b < \varepsilon = 0.8571$ pokazano na rysunku 3.



Rys. 3 Zależność parametru Z(b) od krytycznego stosunku ciśnień b dla ε=0.8571

Przyjmijmy teraz $\varepsilon = 0.5$. W tym przypadku parametr Z(b) dla $b \geq \varepsilon$ przyjmuje wartość $Z(b \geq \varepsilon)_{\varepsilon = 0.5} = 0.7143$, a gdy $b = 0$ otrzymujemy $Z(0)_{\varepsilon = 0.5} = 0.9706$. Przejście od $b = 0.5$ do $b = 0$ powoduje zwiększenie wartości przewodności dźwiękowej $Z(0)_{\varepsilon = 0.5}/Z(0.5)_{\varepsilon = 0.5} = 1.3588$ raza.
Rozważmy teraz sytuację gdy $\varepsilon < 0.5$. Dla $b \geq \varepsilon$ parametr $Z(b)_{\varepsilon = 0.5}$ zawsze przyjmuje wartość $Z(b \geq \varepsilon)_{\varepsilon < 0.5} = 0.5$. Przyjmijmy $b = 0$ to dla $\varepsilon = 0.25$ otrzymujemy $Z(0)_{\varepsilon = 0.25 < 0.5} = 0.5164$ zaś dla $\varepsilon = 0.49$ otrzymujemy $Z(0)_{\varepsilon = 0.49 < 0.5} = 0.5736$. . Widać, iż w tym przypadku zmiany parametru Z(b) są najmniejsze.
Dobór z katalogu elementu opisanego C i b przy znajomości K_v przeprowadzić można w następujący sposób:
1. Zakładamy stosunek ciśnień ε_{ele} jaki będzie panował na elemencie.
2. Wyznaczamy z zależności (8) wartość mnożnika $Z(b)_{\varepsilon = \varepsilon ele}$.
3. Wyznaczamy z zależności (9) wartość minimalną wartość przewodności dźwiękowej C_{min}.
4. Szukamy zaworu rozdzielającego o $b \geq \varepsilon_{ele}$ i $C > C_{min}$ Jeżeli krytyczny stosunek ciśnień dla zaworu jest mniejszy od założonego stosunku ciśnień ($b < \varepsilon_{ele}$) to dobierany zawór powinien mieć większa przewodność dźwiękową. Wartość tej przewodności wyznaczamy z zależności (9), a wartość mnożnika Z(b) z równania (8).
Dobór elementu z katalogu zgodnie z proponowanym algorytmem prowadzi do uzyskania elementów posiadających, mimo różnych wartości C i b, tą samą wartość K_v dla przyjętego stosunku ciśnień ε_{ele}. Sytuację tą pokazano na rysunku 4.



Rys. 4 Zależność współczynnika wymiarowego K_v od stosunku ciśnień ε dla różnych elementów dobranych z katalogu ($\varepsilon_{ele} = 0.7$)

Podsumowanie

W pracy przedstawiono dwa sposoby wyznaczenia wartości przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b gdy znane są: współczynnik wymiarowy Kv bądź nominalne natężenie przepływu Q_{Nnom}. Cechą obu podejść jest to, że dobrany zawór rozdzielający ma wartości K_v bądź Q_{Nnom} nie mniejsze niż założone. Podejście takie umożliwia:
- dobór zaworu rozdzielającego z katalogu, gdy jako jego parametry przepływowe wykorzystane są przewodność dźwiękowa C i krytyczny stosunek ciśnień b. Stosuje się tutaj tradycyjne algorytmy obliczeń i doboru zaworów rozdzielających,
- próbę połączenia procesu syntezy i analizy napędu pneumatycznego. Parametry przepływowe uzyskiwane w tradycyjnych metodach obliczeniowych nie mogły być dotychczas przeliczone na współczynnik przepływu μ [8].

Literatura:
[1]Grymek Sz., Kiczkowiak T.: Metody obliczeń i doboru rozdzielaczy. Analiza możliwości zastosowania w systemach CAD. Materiały XI Konferencji „PNEUMA'98". Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej. Koszalin 1998r. s. 24–30.
[2]Grymek Sz., Kiczkowiak T.: Komputerowy moduł wspomagania obliczeń i doboru elementów pneumatycznych z katalogu. Materiały XI Konferencji „PNEUMA'98". Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej. Koszalin 1998r. s. 15–23.
[3]Grymek Sz., Kiczkowiak T.: Selection of a Pneumatic Valve. Neural Approach. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms Oulu, Finland, June 20 – 24, 1999r. Vol. 5, s. 2105–2109.
[4]Iwaszko J.: Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999.
[5]Norma ISO 6358: 1989. Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow – rate characteristics.
[6]Norma PN–92/M–73763: Napęd i sterowanie pneumatyczne. Elementy pneumatyczne. Wyznaczanie parametrów przepływowych.
[7]Norma VID/VDE 2173 Richtlinien: Strömungstechnische Kenegrößen von Stellventilen und deren Bestimmung.
[8]Kiczkowiak T., Tarnowski W., Grymek Sz.: Robust Procedure for Flow Coefficient Calculation. Proceedings of the 3rd WSAS NNA Interlaken 2002 (CD–ROM, ISBN 960–8052–48–3).
[9]Gerc E.W.: Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczenia. WNT Warszawa 1973.

Półautomatyczna foliarka PFZ II do foliowania zaworów butli LPG

Mgr inż. Wojciech Kowalczuk, Tema Sp. z o.o., Białystok
Mgr inż. Zbigniew Suchocki, Tema Sp. z o.o., Białystok
Dr hab. inż. Franciszek Siemieniako, prof. PB Politechnika Białostocka, Wydz. Mech.
Dr inż. Jan Skorko, Tema Sp. z o.o., Białystok

Streszczenie

W niniejszej pracy zaprezentowano rozwiązania techniczne i technologiczne procesu obkurczania folii na zaworach butli gazowych. Przedstawione urządzenie opracowane i pomyślnie wdrożone w zastosowaniu przemysłowym jest przykładem wykorzystania sprężonego powietrza zarówno jako medium technologicznego jak i sterowniczego w strefach zagrożonych wybuchem.

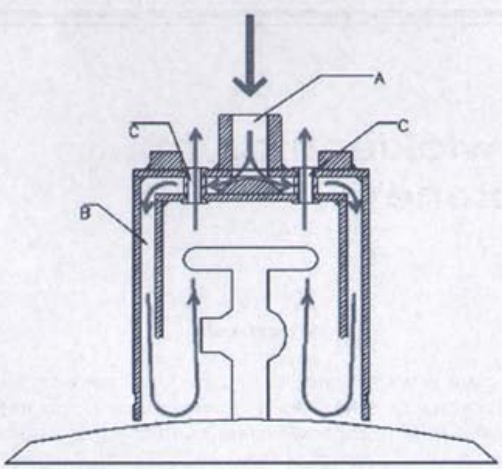
Wstęp

Wraz ze wzrostem zapotrzebowania na gaz propan butan w butlach 11 kg, dostarczanych w zdecydowanej większości do klientów indywidualnych, względy marketingowe skłoniły największych dystrybutorów tego gazu do zabezpieczania zaworów butli przed odkręceniem. Zabieg ten jest ostatnią czynnością w procesie napełniania butli i doraźnie był realizowany bardzo różnie przez różne firmy. Metod tych nie da się jednak przenieść i zastosować w masowym procesie napełniania zarówno ze względu na duże ograniczenia wydajności, jak i na niewystarczające bezpieczeństwo stosowanych urządzeń. Nawet pobieżna analiza procesu stawia konieczność rozwiązania dwu głównych problemów:

- sterowanie potokiem butli z gazem
- opracowanie głowicy obkurczającej folię na zaworze

Głowica do obkurczania folii na zaworze butli gazowej

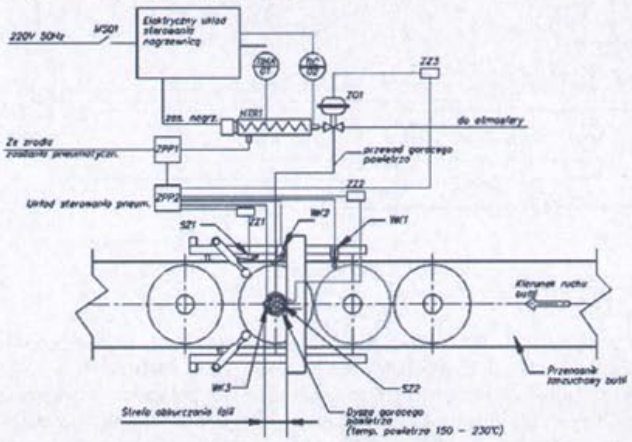
Wydawałoby się, że problem nie jest zbyt złożony. Jednak wiele konstrukcji głowicy do obkurczania folii na zaworze nie zdawało egzaminu. Rozważano różne metody obkurczania folii na zaworach butli gazowych. W przypadku foliowania za pomocą pary nie sposób jest uniknąć zwiększonej podatności butli gazowych na korozję, a zastosowanie gorącej wody dodatkowo pociąga za sobą konieczność jej odprowadzania, a wg najnowszych zaleceń również oczyszczenia. Wykorzystanie metody obkurczania za pomocą gorącego powietrza wolne jest od niedogodności jakie występują przy zastosowaniu innych mediów. Po wielu próbach opracowano prototyp, a następnie wdrożono go do produkcji. Schemat ideowy takiej głowicy przedstawiono na rysunku 1.
Strumień gorącego powietrza kierowany jest przez kanał wlotowy A i przestrzeń pomiędzy ścianką zewnętrzną i wewnętrzną głowicy (B) tak aby powodował obmywanie zaworu z dołu do góry. Odprowadzenie powietrza następuje przez kanały wylotowe C w górnej części głowicy. Taki przepływ gorącego powietrza powoduje stopniowe obkurczanie folii na zaworze od dołu do góry.



Rys. 1 Schemat ideowy głowicy do obkurczania folii na zaworach butli gazowych.

Przebieg procesu obkurczania

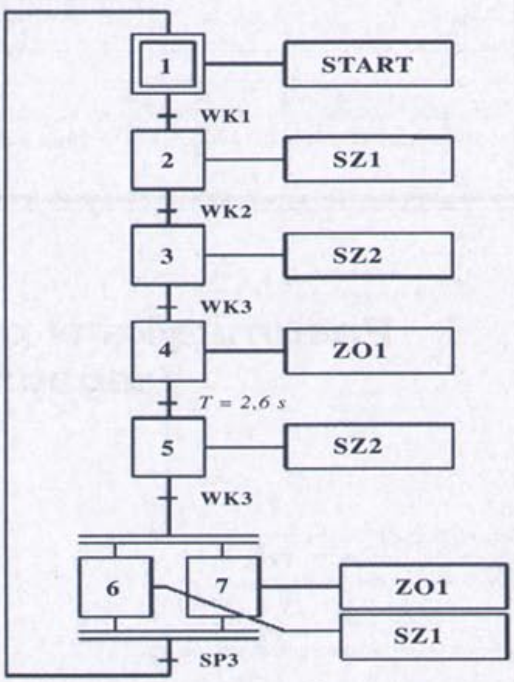
Rozwiązanie głowicy zgrzewającej w sposób przedstawiony powyżej pociągnęło za sobą konieczność skonstruowania urządzenia do sterowania potokiem butli i wyzwalania przepływu gorącego powietrza.



Rys. 2 Schemat procesu obkurczania folii na zaworach butli gazowych

Schemat urządzenia do obkurczania folii przedstawiono na rysunku 2, natomiast jego algorytm pracy w formie grafcetu na rysunku 3, gdzie poszczególne symbole oznaczają:

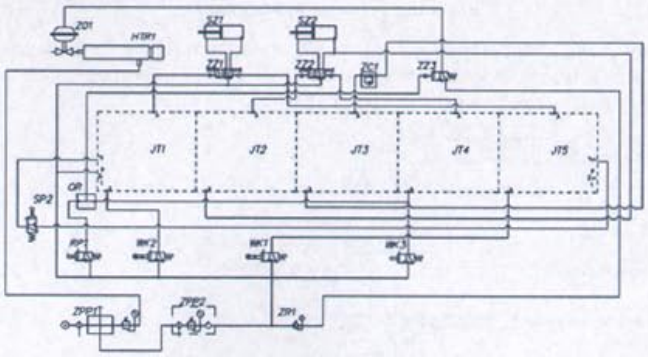
WK1 – wyłącznik krańcowy pojawienia się butli z gazem przed urządzeniem do foliowania
SZ1 – siłownik napędzający mechanizm blokady butli
WK2 – wyłącznik krańcowy obecności butli gazowej pod głowicą obkurczającą
SZ2 – siłownik opuszczający głowicę
WK3 – wyłącznik krańcowy górnego położenia głowicy
ZO1 – zawór trójdrogowy odcinający przepływ gorącego powietrza
ZZ – pneumatyczny układ sterowania
HTR1 – nagrzewnica powietrza
MS01 – wyłącznik główny zasilania elektrycznego nagrzewnicy



Rys. 3 Algorytm procesu obkurczania folii na zaworze butli gazowej

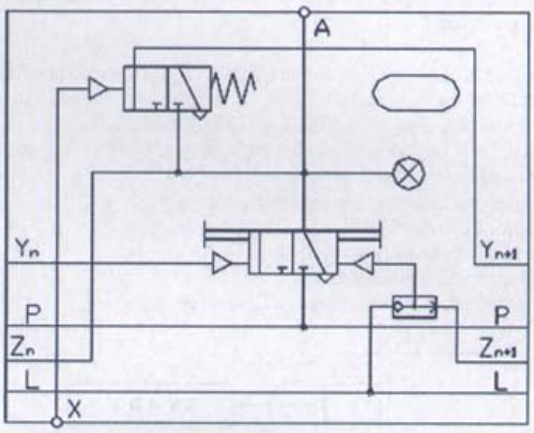
Schemat układu sterowania

Na rysunku 4 przedstawiono schemat układu sterowania zapewniający pracę urządzenia zgodnie z przyjętym algorytmem. Sterowanie sekwencyjno – logiczne zostało w całości zrealizowane za pomocą pneumatycznych bloków taktujących TAA i TAC i elementów logicznych, przełączających (zawory, wyłączniki krańcowe, przełączniki ręczne) produkcji FESTO.



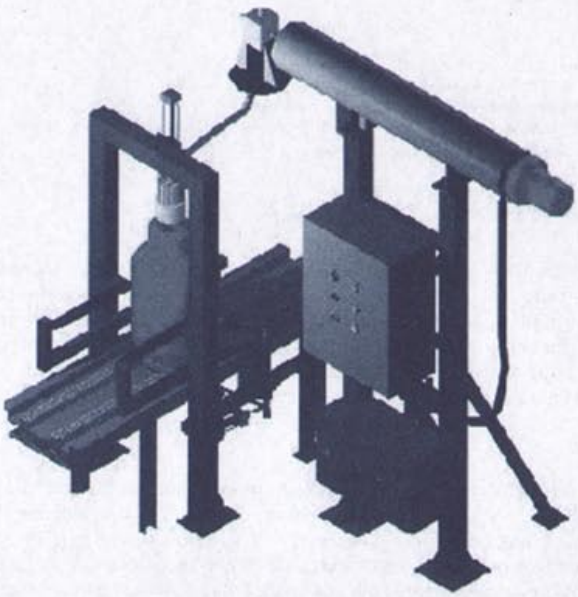
Rys. 4 Schemat układu sterowania

Bloki taktujące TAA i TAC służą do krokowego wykonywania poszczególnych operacji, a ich schemat funkcjonalny przedstawiono na rysunku 5.
Część przyłączy bloku taktującego traktowana jest jako połączenia wewnętrzne pomiędzy poszczególnymi blokami zestawionymi w jeden sterownik sekwencyjny, natomiast tylko dwa z nich służą jako wejście i wyjście zewnętrzne.
Oznaczenia przyłączy na schemacie:
P - magistrala zasilająca wszystkich bloków sterownika,
X – wejście zewnętrzne – warunek przejścia do kolejnego bloku,
A – wyjście bloku – akcja wykonywana w danym kroku programu,



Rys. 5 Schemat połączeń wewnętrznych Yn – wejście z bloku poprzedniego załączające akcję aktualnego bloku, bloku taktującego TAA i TAC.

Yn+1 – wyjście załączające akcję następnego,
Zn – wyjście resetujące blok poprzedni,
Zn+1 – wejście (sygnał z bloku następnego) resetujące akcję aktualnego bloku.



Rys. 6 Widok foliarki PFZ II

Podsumowanie

Półautomatyczna foliarka zaworów PFZ II jest urządzeniem przeznaczonym do zainstalowania bezpośrednio na linii rozlewniczej LPG w celu termicznego obkurczania folii na zaworach 11-kilogramowych butli gazowych. PFZ II zaprojektowano dla linii o wydajności do 1200 butli na godzinę jako urządzenie proste w obsłudze i w pełni bezpieczne – dopuszczone do pracy w strefie zagrożonej wybuchem. Urządzenie to doczekało się instalacji w 13 rozlewniach na terenie Polski, a pierwsze z nich pracuje bezawaryjne od 1997 roku. Pewną niedogodnością urządzenia jest konieczność ręcznego podawania folii i dlatego bardzo celowe wydają się prace zmierzające do opracowania modułu automatycznie podającego folie i umożliwienie pracy bezobsługowej.

Literatura:
[1]Szenajch W.: Napęd i sterowanie w pneumatyce. Warszawa, WNT 1997.
[2]FESTO: Pneumatik-Hauptkatalog. 26 Auflage.
[3]FESTO: Katalog dla przemysłu spożywczego i maszyn pakujących, Teoria i praktyka. Wydanie 2.

Pneumatyka w przemyśle włókienniczym (zagadnienia wybrane)

Leszek Zawadzki
Katedra Mechaniki Maszyn Włókienniczych
Politechnika Łódzka ul. Żwirki 36, 90-924 Łódź
tel/fax (42)631 33 84 e-mail:awilanow@ck-sg.p.lodz.pl

Słowa kluczowe: maszyny włókiennicze, pneumatyka

Streszczenie

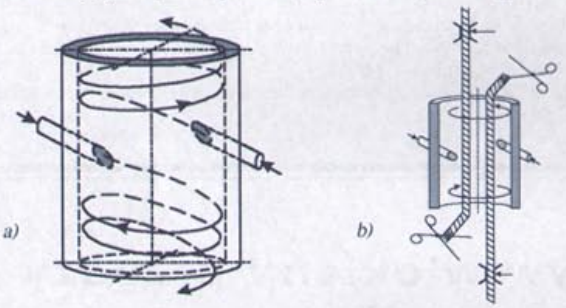
Omówiono zastosowanie pneumatyki w przemyśle włókienniczym na kilku wybranych przykładach. Opisano nowoczesną metodę łączenia nitek metodą splatania. Podano w zarysie teorię wirów powietrza, która dotyczy zarówno splatania nitek, jak i przędzenia pneumatycznego

Wstęp

Pneumatyka znalazła bardzo szerokie zastosowanie w przemyśle włókienniczym. Wykorzystanie sprężonego powietrza pozwoliło na unowocześnienie tradycyjnych technologii włókienniczych, takich jak tkactwo i przędzalnictwo oraz umożliwiło powstanie nowych technologii związanych z produkcja włókien sztucznych. Zagadnienia te zostały omówione przez autora w [5]. W wielu maszynach i urządzeniach włókienniczych wykorzystuje się siłowniki pneumatyczne. Przykładowo, w przewijarkach przędzy stosuje się pneumatyczny docisk naprężaczy przędzy i pneumatyczny docisk cewek nawojowych do bębna rozprowadzającego. Również hamulce pneumatyczne znalazły zastosowanie do zatrzymywania wirujących elementów maszyn włókienniczych. W maszynach szyjących stosuje się pneumatyczne unoszenie stopki. W automatach szwalniczych wykorzystuje się pneumatykę do przenoszenia gotowych elementów odzieży. Szerokie zastosowanie znalazły siłowniki pneumatyczne do unoszenia i dociskania poduszek prasujących w prasowalniach lub płyt w prasach do klejenia elementów odzieży. Szczególnym przypadkiem zastosowania pneumatyki jest unoszenie dywanów na poduszce powietrznej, umożliwiające ich obrót w trakcie operacji obszywania brzegów dywanów. W niektórych procesach włókienniczych wykorzystujących pneumatykę , energia zawarta w sprężonym powietrzu zostaje zamieniona na energię kinetyczna strugi powietrza.
Struga powietrza może być prostoliniowa i tą zastosowano w krosnach pneumatycznych lub zawirowaną, co wykorzystano w przędzarkach pneumatycznych oraz w urządzeniach do bezwęzłowego łączenia nitek.
To ostatnie zagadnienie jest bardzo ważne, gdyż łączenie końców nitek za pomocą węzłów jest niekorzystne w trakcie dalszego przerobu nitek na wyroby włókiennicze.
Okazało się, że najlepsze wyniki uzyskano dzięki technice splatania, w której wykorzystano znaną koncepcję bezwęzłowego łączenia lin żeglarskich. Splatanie nitek metodą pneumatyczną jest obecnie powszechnie stosowane. Z tego powodu zostanie poniżej szerzej omówione.

Łączenie nitek metodą pneumatyczną

Łączenie nitek metodą pneumatyczną, zwaną Jet Splicer jest obecnie najczęściej stosowane. Wiry powietrza powstające w komorach splatających zastąpiły z powodzeniem tradycyjne wiązanie, zgrzewanie, klejenie lub okręcanie nitką pomocniczą.



Rys. 1 Schemat pneumatycznego łączenia nitek metodą splatania
a) przepływ powietrza w komorze splatającej
b) usytuowanie końców nitek w komorze przed ich splataniem

Sprężone powietrze

W niektórych przypadkach najbardziej przydatne są przyrządy pomiarowe, których działanie opiera się na zasadzie kompensacji ciśnień.
Jak wiadomo, zasada kompensacji ciśnień jest szczególnym przypadkiem zasady równowagi sił, która znajduje zastosowanie w budowie wielu przyrządów pomiarowych i urządzeń sterujących, zwłaszcza pneumatycznych [1]. Zasada kompensacji ciśnień wynika z rozważania opisującego stan równowagi membrany sprężystej i może być zdefiniowana następująco: jeżeli na zamocowaną na obrzeżu płaską membranę z jednej i drugiej strony działa to samo ciśnienie, to membrana pozostaje w swym środkowym (nieodkształconym) położeniu. Można również wykazać [2], [3], że jeżeli membrana jest poddana działaniu zmiennego ciśnienia p (rys. 1) o składowej stałej $p_{śr}$, to amplituda jej wahań (oscylacji) osiąga maksymalną wartość, gdy wahania odbywają się wokół neutralnego położenia membrany, czyli gdy stałe

Rys. 1 Ilustracja zasady kompensacji ciśnień

przeciwciśnienie $p_2 = p_{śr}$. Zasada kompensacji ciśnień oraz poczynione wyżej uwagi odnoszą się, z pewnymi przybliżeniami, również do powłok o zakrzywionych powierzchniach, na przykład ścian naczyń krwionośnych. Na rysunku 2 pokazano przekrój naczynia krwionośnego, w którym panuje ciśnienie p_1. Żeby zmierzyć to ciśnienie metodą bezinwazyjną, naczynie krwionośne należy poddać

Opisane urządzenia są zasilane sprężonym powietrzem o ciśnieniu od 0,3 do 0,9MPa, a czas trwania zasilania wynosi od 0,2 do 1 sekundy. Urządzenia splatające mogą być przenośne lub zamontowane na stałe w maszynie (przędzarki, przewijarki itp.).

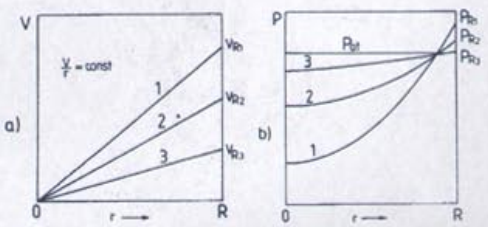
Analiza przepływów wirowych w aspekcie zastosowań we włókiennictwie

Omówione powyżej pneumatyczne łączenie nitek oparte jest na wykorzystaniu wiru powietrza do splatania końców nitek. Z punktu widzenia przepływowego wykorzystuje się odpowiednio ukształtowane pole ciśnień i prędkości powietrza. Liczne badania prowadzone przez autora pozwoliły na identyfikację przestrzennej struktury wiru powietrza [4]. Porównanie wyników pomiarów z obliczeniami wykazało, że z dużą dokładnością spełnione jest równanie mówiące o równowadze sił ciśnienia z siłą odśrodkową. Równanie to ma postać:

$$dp = \rho \frac{v^2}{r} dr$$

gdzie: ρ – ciśnienie,
r - gęstość powierza,
v – prędkość obwodowa powietrza,
r – promień.

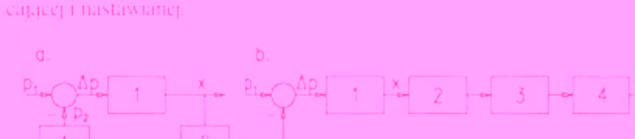
W obliczeniach należy uwzględnić zmianę wszystkich parametrów stanu powietrza wzdłuż promienia.



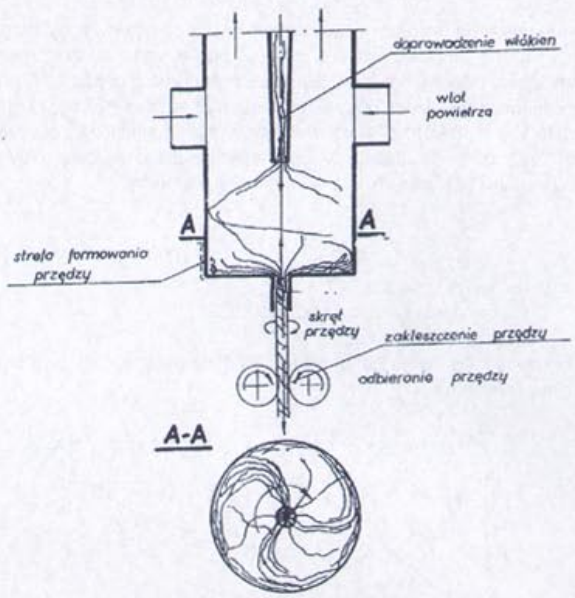
Rys. 2 Teoretyczne przebiegi prędkości obwodowej a) i odpowiadające im przebiegi ciśnienia statycznego b) w wirze wymuszonym (sztywnym)

W przypadku wymuszenia wiru stycznym doprowadzaniem powietrza rozkład prędkości obwodowej wzdłuż promienia jest zbliżony do liniowego o największej prędkości na ściance (rysunek 2a). Wir tego typu nosi nazwę wiru wymuszonego albo sztywnego, gdyż wirujące powietrze zachowuje się jak wirujące ciało sztywne.
Dla takiego wiru przebieg wzdłuż promienia ciśnienia statycznego jest zbliżona do parabolicznego, co przedstawiono na rysunku 2b, dla trzech przebiegów różniących się prędkością obwodowa na ściance. Charakter przebiegu ciśnienia statycznego uzasadnia ssące działanie wiru. W miarę oddalania się od stycznych kanałów zasilających, prędkość obwodowa na ściance spada oraz spada ciśnienie styczne na skraju wiru (na ściance komory). Przebiegi ciśnienia statycznego dla tych trzech przypadków wskazują na możliwość pojawienia się prędkości osiowej. Kierunek prędkości osiowej jest przeciwny na skraju i w osi wiru. Takie przebiegi tłumaczą znane zjawisko występowania w osi wiru przepływu powrotnego. Zjawiska te zostały wykorzystane w przędzeniu pneumatycznym [3]. Należy zaznaczyć, że omawiane przebiegi są ściśle teoretyczne. Rzeczywiste przebiegi prędkości obwodowej i ciśnień są przedstawione na rys. 3.

kowicie zaciśnięte (zatrzymanie przepływu krwi), a minimalny – gdy naczynie krwionośne są w swym naturalnym stanie (brak nacisku z zewnątrz).
Właściwy pomiar ciśnienia krwi za pomocą omawianego przyrządu polega na określeniu neutralnego (nieodkształconego) stanu naczyń krwionośnych, a więc wartości zadanej na potrzeby regulatora 7. Przeprowadza się to w następujący sposób. Mankiet wypełnia się sprężonym powietrzem, a następnie stopniowo go opróżnia, obserwując równocześnie oscylacje sygnału r. Gdy amplituda oscylacji osiąga maksimum oznacza to, że ściany naczyń krwionośnych przekształcają się dokładnie w neutralnego ich położenia. Składowa stała to wtedy w tym momencie stanowi wartość zadaną regulatora.
Po określeniu wartości zadanej, co odbywa się samoczynnie w układzie z ujemnym sprzężeniem zwrotnym, następuje właściwy pomiar przebiegu ciśnienia krwi w układzie ze sprzężeniem zwrotnym z udziałem regulatora 7. Miarą ciśnienia krwi jest ciśnienie p w mankiecie, przetwarzane na sygnał elektryczny w przetworniku pneumoelektrycznym 9.
Na rysunku 4a przedstawiono strukturę opisanego układu pomiarowego. Elementy 1 odpowiadają naczyniu krwionośnemu, palcu na odcinku pomiarowym, a wielkością wyjściową jest odkształcenie tych naczyń. Człony 2, 3 i 4 reprezentują odpowiednio fotopletyzmograf, regulator i zawór elektromagnetyczny. Widać, że jest to układ regulacji stałowartościowej odkształcenia x, a ciśnienia krwi p_1 i kompensujące p_2 odgrywają rolę odpowiednio wielkości zakłócającej i nastawiającej.

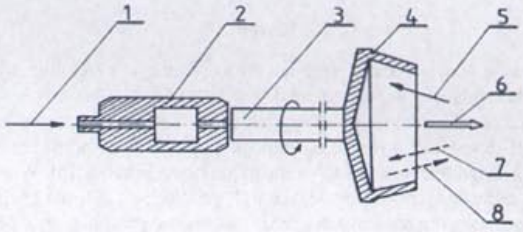


Nowoczesne technologie przędzalnicze oparte są na zasadzie formowania przędzy z pojedynczych włókien dostarczonych do komory lub wirówki przędzalniczej. Jest to przędzenie na zasadzie otwartego końca OE.
W latach 70-tych ubiegłego stulecia klasyczne wrzeciono przędzalnicze zastąpiono pneumatyczną komorą wirową, której schemat pokazano na rysunku 4. Z komory o średnicy 16mm odsysano powietrze. Na podkreślenie zasługuje fakt, że ten rodzaj przędzenia powstał w Łodzi.



Rys. 4 Schemat pneumatycznej komory przędzącej

Przedstawiona na rysunku 4 komora przędząca, będąca jednym z wariantów badawczych, charakteryzuje się stycznym wlotem powietrza oraz osiowym doprowadzeniem włókien. Zasilanie osiowe wykorzystuje do transportu pojedynczych włókien podciśnienie panujące w osi wiru, co omówiono w poprzednim rozdziale. Komora przędząca nie zawiera elementów wirujących w odróżnieniu od przędzenia wirówkowego (rotorowego) przedstawionego na rysunku 5.



Rys. 5 Pneumatyczne łożyskowanie i oczyszczanie wirówek przędzarki

1 – doprowadzenie sprężonego powietrza, 2 – korpus łożyska osiowego, 3 – wał wirówki, 4 – wirówka (rotor), 5 – doprowadzenie włókien, 6 – odprowadzenie przędzy, 7 – struga powietrza czyszczącego wirówkę, 8 – odsysanie zanieczyszczeń

Do wirówki 4 dostarczone są pojedyncze włókna 5, które w wirówce zostają skręcone w przędzę odprowadzaną centralnie 6. W nowoczesnych przędzarkach obroty wirówek przekraczają 100 000 obr/min. Wymaga to specjalnego łożyskowania wału wirówki. Na rysunku 5 przedstawiono pneumatyczne łożyskowanie wału wirówki (łożysko osiowe) oraz pneumatyczne oczyszczanie wnętrza wirówki. Jak widać również w tej technologii włókienniczej pneumatyka odgrywa znaczącą rolę.

Zakończenie

W opracowaniu omówiono wybrane zagadnienia dotyczące zastosowań pneumatyki w przemyśle włókienniczym. Dotyczą one w szczególności zastosowań zawirowanej strugi powietrza w procesie splatania nitek i przędzenia pneumatycznego.
Badania nad strukturą przepływu powietrza oraz wpływem przędzy na tą strukturę w komorach wirowych o różnych konstrukcjach są nadal prowadzone w Łodzi.

Literatura:
[1]Luenenschloss J.: Bezwęzłowe łączenie nitek techniką splatania. Przegląd włókienniczy, nr 1, s. 19-23, 1989 r.
[2]Szosland J., Nikolaev S.D., Snycerski M.: Model fizyczny splatania w komorze pneumatycznej. Przegląd włókienniczy, nr 7, s. 193-196, 1991 r.
[3]Gundlach W.: Pneumatyczne formowanie przędzy. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, CMP, z. 80, s. 9-17, 1976 r.
[4]Zawadzki L.: Zagadnienia przepływowe w komorach wirowych stosowanych w nowoczesnych przędzarkach pneumatycznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej. Włókiennictwo, z. 52, s. 125-141, 1991 r.
[5]Zawadzki L.: Zastosowanie sprężonego powietrza we włókiennictwie. Pneumatyka, nr 1, s. 38-41, 2000 r.

Przepływ powietrza oraz wpływ włókien i przędzy na jego wybrane parametry w nadciśnieniowej komorze przędzącej

Dr inż. Józef Golański – adiunkt w Katedrze Mechaniki Maszyn Włókienniczych Politechniki Łódzkiej
Dr inż. Dariusz Witczak – adiunkt w Katedrze Mechaniki Technicznej Politechniki Łódzkiej i adiunkt w Katedrze Inżynierskich Zastosowań Informatyki Wyższej Szkoły Informatyki w Łodzi

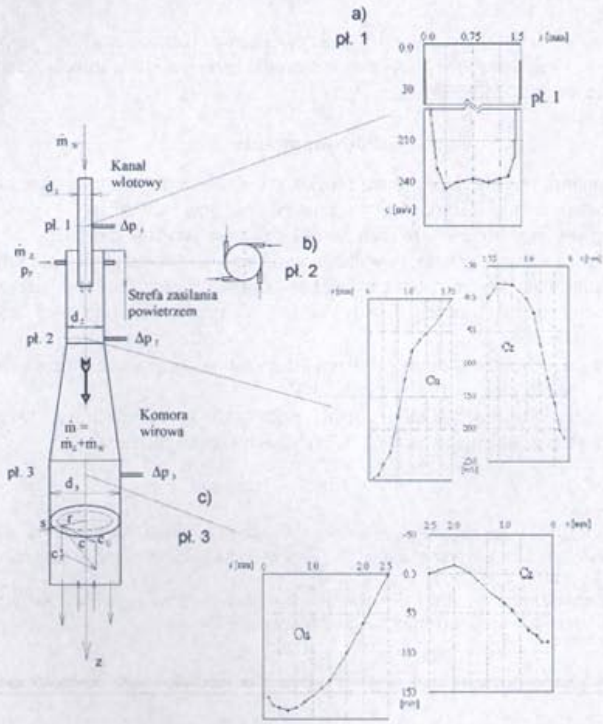
W opracowaniu przedstawiono przepływ powietrza oraz oddziaływanie zawirowanej strugi powietrza na przędzę i formowanej przędzy na przepływ w nadciśnieniowej komorze przędzącej małej średnicy. Omawiana komora jest przykładem wykorzystania sprężonego powietrza w technologii przędzenia włókien odcinkowych.

Wstęp

Pneumatyczne przędzenie , w którym przędza powstaje z włókien odcinkowych wyłącznie w wyniku oddziaływania zawirowanej strugi powietrza było i jest atrakcyjne głównie ze względu na możliwość wyeliminowania takich ruchomych elementów jak wrzeciono, biegacz czy wirówka - uznanych za bariery intensyfikacji procesu przędzenia.
Pierwszą pneumatyczną przędzarkę opracowano i wyprodukowano (PF1 – WIFAMA) na początku lat 70-tych w Polsce. Formowanie przędzy w tej przędzarce oparte było o metodę tzw. wolnego końca (OE) z przerwaniem ciągłości produktu w trakcie formowania przędzy. Średnica komory wirowej w tej metodzie, zależna od długości przerabianych włókien, wynosiła 16 mm, a formującą przędzę zawirowaną strugą powietrza wywoływano przez odsysanie powietrza z komory (komora podciśnieniowa). Przędzarka nie spełniła pokładanych w niej nadziei głównie, jak się wydaje, z powodu trudności przędzenia bawełny.
W latach 80-tych japońska firma MURATA wyprodukowała (i dalej produkuje) pneumatyczną przędzarkę, w której przędza jest formowana z zachowaniem ciągłości produktu w całym procesie przędzenia. Ten sposób przędzenia (MJS) w porównaniu z poprzednim (OE), umożliwił:
1.miniaturyzację komory przędzącej (średnica komory wirowej 3 ÷ 3. 5, mm)
2. zasilanie komory sprężonym powietrzem,
3. poprawny przerób bawełny.
Prezentowana komora przędząca jest jednym z możliwych wariantów geometrycznych sposobu MJS, w opracowaniu traktowana jako rozwiązanie przykładowe.

Przedmiot, cel, zakres i wyniki badań

Przedmiotem pracy jest nadciśnieniowa komora przędząca małej średnicy przedstawiona schematycznie na rys.1.



Rys. 1 Schemat komory przędzącej
a) rozkład prędkości w pł. 1 kanału wlotowego, b) rozkład składowych prędkości obwodowej c_u i osiowej c_z w pł. 2 komory wirowej, c) rozkład składowych prędkości obwodowej cu i osiowej cz w pł. 3 komory wirowej,

Prezentowana komora różni się od innych komór sposobu MJS, badanych również przepływowo w Polsce [1], wyodrębnieniem z komory wirowej strefy zasilania powietrzem tak, żeby formowana przędza nie miała kontaktu z okolicą wylotu dysz zasilających.
Celem pracy jest opis:
1) przepływu powietrza w komorze,
2) oddziaływania strugi powietrza na przędzę
3) wpływ przędzy na przepływ powietrza.

Dla celów opracowania wykorzystano badania wykonane przez autorów w ramach projektu badawczego „Uniwersalny, wysokowydajny sposób przędzenia bezwrzecionowego" realizowanego przez Instytut Włókiennictwa w Łodzi.
Wszystkie zamieszczone w opracowaniu wyniki badań dotyczą stałych, zbliżonych do optymalnych, parametrów procesu tj.
- ciśnienie zasilania p_z = 0.7 MPa,
- prędkość odbierania przędzy V_{odb} = 2 m/s,
- masa liniowa przędzy 36 tex [mg/m],
- przędza z elanobawełny (E50B50)
- rozciąg

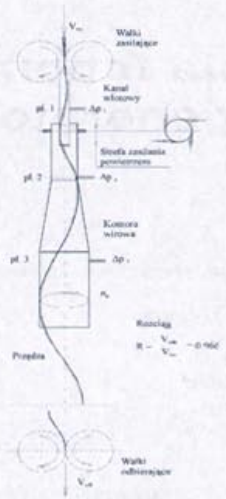
Przepływ powietrza w komorze

Do komory wirowej wprowadzane są dwie strugi powietrza:
1) podstawowa – zawirowana, kształtowana przez cztery styczne dysze zasilane sprężonym powietrzem o ciśnieniu p_z = 0.7 MPa i strumieniu masy $m_z = 0.937*10^{-3}$ kg/s
2) wtórna – wprowadzana kanałem wlotowym, którym podaje się do komory surowiec, powodowana i kształtowana przez zawirowaną strugę podstawową; strumień masy tej strugi $m_w = 0.277*10^{-3}$ kg/s.

W komorze wirowej następuje mieszanie tych strug, tak że przez komorę wirową przepływa zawirowana struga o łącznym strumieniu masy $m = 1.214*10^{-3}$ kg/s. Wylot powietrza z komory jest swobodny poprzez część walcową o średnicy d_3.
Dla zobrazowania przepływu w komorze podano rozkłady składowych prędkości określonych w płaszczyznach pomiarowych pł. 1 ÷ 3 oznaczonych na schemacie rys.1.
Ze względu na małe średnice komory (np. d_2 = 3.5 mm), bezpośredni pomiar ciśnień i prędkości w jej wnętrzu jest niemożliwy. Stosowne pomiary wykonano w powiększonym (3:1) modelu komory i przeniesiono je na rzeczywiste warunki wykorzystując teorię podobieństwa przepływów w komorach wirowych podaną w [2].
W części a) rys.1 podano rozkład prędkości w kanale wlotowym. Znaczne podciśnienie w okolicy osi komory decyduje, że struga powietrza wpływa do komory ze znaczną prędkością rzędu 240 m/s. Zawirowanie strugi podstawowej nie przenosi się na strugę wtórną i kierunek prędkości jest zgodny z osią komory.
W części b) rys.1 przedstawiono rozkłady składowych prędkości w pł. 2. Rozkład składowej obwodowej jest typowy dla wiru wymuszonego z maksimum przy ściance i liniowo (w przybliżeniu) malejącej do osi komory (najkorzystniejszy rozkład z punktu widzenia napędu przędzy). Rozkład składowej osiowej wskazuje, że w okolicy osi komory istnieje już, charakterystyczny dla przepływów wirowych, potok powrotny (o przeciwnej prędkości do wlotu). Wskazuje to na dużą intensywność mieszania się strugi podstawowej i wtórnej, tak, że na końcu części walcowej o średnicy d_2 istnieje już jednorodna zawirowana struga o strumieniu masy .
Wartość maksymalnej wypadkowej prędkości przy ściance jest nieco większa od prędkości dźwięku (Ma = 1.06) co świadczy, że powietrze w dyszach zasilających osiąga prędkość dźwięku, a przepływ w strefie zasilania jest naddźwiękowy.
W części c) rys.1 podano rozkład składowych prędkości w pł.3 na początku części walcowej o średnicy d3. Przepływ od pł. 2 do pł. 3 jest typowy dla wszystkich komór wirowych z charakterystyczną zmianą profilu i wartości prędkości wynikającej z przebudowy wiru wymuszonego na swobodny.

Oddziaływanie strugi powietrza na przędzę

Obraz przędzy w komorze w trakcie przędzenia zilustrowano na rys. 2.

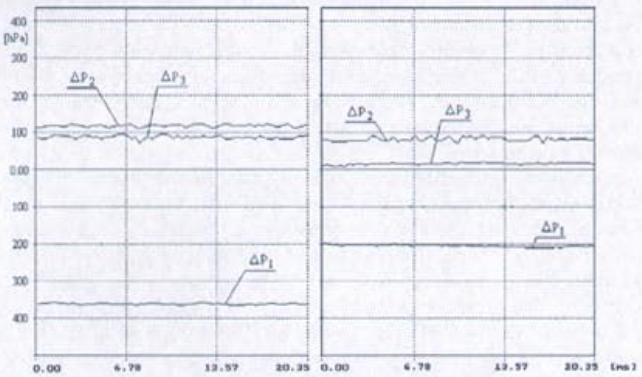


Rys. 2 Obraz przędzy w komorze.

Obraz ten ustalono na podstawie fotogramów wykonywanych poza komorą z wykorzystaniem błysku o czasie trwania 1.8 ms. Na wylocie z komory dodatkowo wykonywano:
1) fotogramy stereoskopowe dla ustalenia kształtu przędzy,
2) fotogramy z dwoma błyskami przesuniętymi w czasie o t_b = 50 ms dla ustalenia prędkości wirowania i jej kierunku.
Przędza zakleszczona wałkami zasilającymi i odbierającymi ma w przybliżeniu postać linii śrubowej o kierunku nawoju przeciwnym do kierunku toru cząsteczek powietrza i wiruje w kierunku zgodnym ze składową obwodową (napędu) z prędkością około n_p = 2500 obr./s ocierając na wylocie o ściankę komory. Skok linii śrubowej, a zatem i kształt przędzy jest zmienny w czasie w szerokich granicach. Szybkość tych zmian jest znaczna obserwowano zmiany już w czasie 100 ms. Obraz przędzy wewnątrz komory jest ekstrapolacją kształtu obserwowanego poza nią. W wyniku wirowania cała formowana przędza od wałków zasilających do odbierających jest skręcona co gwarantuje wyjściowe ułożenie włókien w przędzy.

Wpływ przędzy na przepływ powietrza

Dla zobrazowania wpływu przędzy na przepływ powietrza na rys.3 zestawiono przebiegi czasowe ciśnień statycznych na ściance (Dp1 ÷ 3 na rys.1) w dwóch wariantach:
a) przepływ powietrza (bez przędzy),
b) w trakcie przędzenia.



Rys. 3 Zestawienie przebiegów ciśnień statycznych na ściance komory przędzącej przy ciśnieniu zasilania $p_z = 0.7$ MPa
a) bez przędzy, b) w trakcie przędzenia.

Jak widać w trakcie przędzenia spadają wartości średnie podciśnienia w kanale wlotowym i nadciśnienia w komorze wirowej zarówno w pł. 2 jak i pł. 3. Przebiegi zachowują podobny charakter tj. niezmienne w czasie wartości średniego ciśnienia i niewielkie pulsacje.

W trakcie przędzenia strumień masy powietrza wprowadzonego przez dysze zasilające wynosił $\dot{m}_2 = 0.945*10^{-3}$ kg/s. Zmiana z jest więc nieistotna co pozwala na stwierdzenie, że przędza nie zmienia przepływu w strefie zasilania (tam gdzie jej nie ma).
Zmiana wartości podciśnienia w kanale wlotowym i ciśnień na ściankach komory wskazuje na spadek składowej obwodowej prędkości powietrza pod wpływem przędzy.
Brak wzrostu pulsacji ciśnień w trakcie przędzenia pozwala stwierdzić, że poza istotną zmianą składowej obwodowej warunki przepływowe w trakcie przędzenia nie uległy pogorszeniu.

Podsumowanie

1. Struktura przepływu powietrza i rozkład prędkości w komorze wirowej są typowe dla wszystkich komór wirowych przędzenia pneumatycznego
2. Prędkość powietrza w strefie zasilania przekracza prędkość dźwięku.
3. Przędza w strefie pomiędzy wałkami wydającymi a odbierającymi ma postać linii śrubowej o przeciwnym nachyleniu do kierunku cząsteczek powietrza i szybkozmiennym w czasie skoku wirując z prędkością obrotową rzędu $n_p = 2500$ obr/s.
4. Nie stwierdzono istotnych zaburzeń przepływu powietrza w komorze zarówno bez przędzy jak i w trakcie przędzenia.
5. Przędza w istotnym stopniu zmienia przepływ w komorze wirowej i kanale wlotowym nie zmieniając warunków w dyszach i strefie zasilania.

Literatura:
[1]Zawadzki L., Zagadnienia przepływowe w komorach wirowych stosowanych w nowoczesnych przędzarkach pneumatycznych, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej z. 52 (włókiennictwo), Łódź 1995.
[2]Kazimierski Z., Zawadzki L., Podobieństwo przepływów przez komory wirowe, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej z. 77 (CMP), Łódź 1974.

Badania laboratoryjne elektropneumatycznych generatorów drgań mechanicznych

Dr inż. Janusz Pluta, dr inż. Andrzej Podsiadło, mgr inż. Roman Korzeniowski
Akademia Górniczo-Hutnicza
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
Katedra Automatyzacji Procesów
30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30
e-mail: plutian@uci.agh.edu.pl
apod@uci.agh.edu.pl
korzerom@uci.agh.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono ogólną strukturę elektropneumatycznych generatorów drgań, opisano i pokazano przykłady generatorów wykonanych w oparciu o technikę proporcjonalną i serwozaworową, a następnie zaprezentowano wyniki przeprowadzonych badań laboratoryjnych.

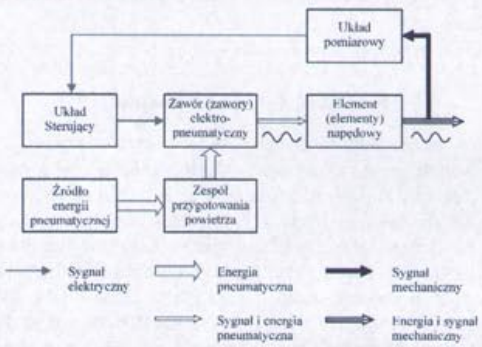
Wprowadzenie

Można podać wiele przykładów maszyn i urządzeń, w których stosuje się drgania mechaniczne w celu intensyfikacji procesów technologicznych. Do generowania tych drgań stosuje się szybkozmienne układy o działaniu oscylacyjnym i odpowiednio dobranych parametrach pracy. Układy te nazywane są ogólnie generatorami lub wzbudnikami drgań. W zależności od zasady ich działania i realizowanego ruchu elementu wykonawczego wśród generatorów wyróżnia się pulsatory lub wibratory. Zadaniem pulsatorów jest wytworzenie sygnału okresowego z niezerową wartością średnią. W przypadku pulsatorów sygnałem tym jest najczęściej siła, moment obrotowy oraz przemieszczenie liniowe lub kątowe. Zadaniem wibratorów jest wytworzenie również sygnału okresowego, ale o zerowej wartości średniej. Niektóre generatory drgań w zależności od potrzeb mogą pełnić funkcję zarówno pulsatora jak i wibratora.

Obecnie do budowy układów roboczych o działaniu oscylacyjnym w maszynach i urządzeniach stosuje się różnego rodzaju napędy, np.: elektromechaniczne, hydrauliczne, elektrohydrauliczne, pneumatyczne czy jeszcze stosunkowo rzadko elektropneumatyczne. Wśród różnych zastosowań układów napędowych najciekawszą grupę stanowią układy służące do generowania drgań mechanicznych o zróżnicowanych parametrach pracy, np.: amplitudzie, częstotliwości, kształcie sygnału. Znajdują one zastosowanie głównie w specjalistycznych urządzeniach lub stanowiskach badawczych. W grupie urządzeń o takich właściwościach najczęściej spotyka się generatory elektrohydrauliczne, zbudowane w oparciu o technikę serwozaworową, które ze znanych generatorów dają najszersze możliwości kształtowania parametrów drgań [1]. Znając właściwości takich generatorów nasuwa się pytanie - czy przez analogię do nich można budować generatory elektropneumatyczne? Analizując aktualny stan techniki w zakresie produkcji i eksploatacji elementów pneumatycznych i elektropneumatycznych wydaje się, że taką szansę daje technika proporcjonalna i serwozaworowa, w której uzyskano połączenie najnowszej technologii pneumatycznej, bardzo dokładnej mechaniki oraz nowoczesnej elektroniki [2, 3]. Technika ta umożliwia bezpośrednie sterowanie natężeniem przepływu lub ciśnieniem sprężonego powietrza, oraz pośrednio, prędkością i przemieszczeniem liniowym lub kątowym, albo też siłą lub momentem obrotowym.
Ponieważ nie ma pełnej analogii elektropneumatycznych i elektrohydraulicznych układów sterowania, nie można jednoznacznie stwierdzić, czy elektropneumatyczne generatory drgań mogą uzyskać zadowalające parametry. Dla sprawdzenia takiej możliwości przeprowadzono badania laboratoryjne na rzeczywistych układach. Pomysł przeprowadzenia tego rodzaju badań powstał w Katedrze Automatyzacji Procesów Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, w związku z zapotrzebowaniem jakie się pojawiło w uczelni na elektropneumatyczne generatory drgań mechanicznych, ze strony użytkowników niektórych stanowisk badawczych. W ramach niniejszego artykułu zaprezentowano kilka rozwiązań elektropneumatycznych generatorów drgań oraz wyniki badań laboratoryjnych.

Ogólna struktura elektropneumatycznych generatorów drgań

Struktura elektropneumatycznych generatorów drgań poddanych badaniom jest analogiczna do struktury znanych generatorów elektrohydraulicznych [1]. Każdy z generatorów stanowi elektropneumatyczny układ regulacji położenia lub siły, zrealizowany w technice proporcjonalnej lub serwozaworowej, w którym występuje współdziałanie napędu i sterowania pneumatycznego oraz elektroniki. Układy o takiej strukturze nazywane są w literaturze naukowo-technicznej i techniczno-handlowej serwonapędami lub serwomechanizmami elektropneumatycznymi. Ich ogólną budowę można przedstawić za pomocą schematu strukturalnego pokazanego na rys. 1. Schemat ten ujmuje wszystkie istotne podzespoły elektropneumatycznego generatora drgań oraz rodzaj i charakter oddziaływań występujących pomiędzy nimi.



Rys. 1 Schemat strukturalny elektropneumatycznego generatora drgań

W skład każdego badanego generatora wchodzi jeden lub kilka elementów napędowych, zawór elektropneumatyczny o działaniu proporcjonalnym (zawór proporcjonalny lub serwozawór) zintegrowany z elektronicznym układem sterującym, układ pomiaru wielkości wyjściowej oraz układ sterujący. Zasilanie generatora energią pneumatyczną odbywa się ze zbiornika sprężarki (źródło energii pneumatycznej) poprzez zespół przygotowania sprężonego powietrza.

Przykłady badanych generatorów

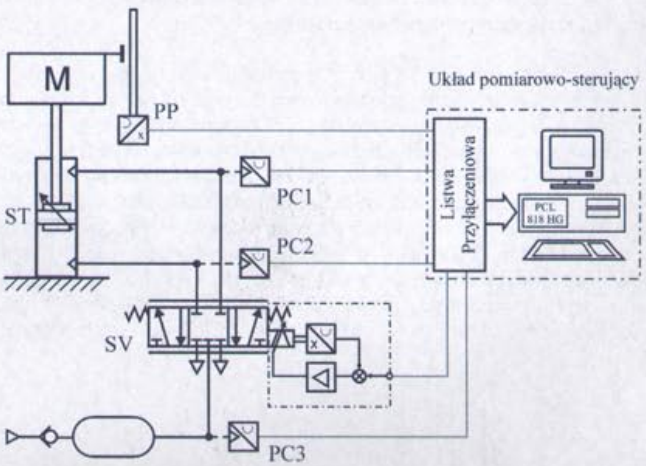
Wychodząc z ogólnego schematu strukturalnego elektropneumatycznego generatora drgań można uzyskać szereg szczegółowych rozwiązań, różniących się konstrukcyją i liczbą elementów napędowych oraz elektropneumatycznych elementów sterujących, a także sposobem ich połączenia w układ. Wybierając rozwiązania generatorów drgań do badań laboratoryjnych kierowano się ich ewentualnym zastosowaniem oraz posiadanymi elementami. Dotychczas przebadano 6 struktur układów, z których 4 pracowały jako generatory przemieszczenia, a 2 pozostałe jako generatory siły. Poddane badaniom układy budowano, mając do dyspozycji następujące elementy:

- siłownik tłokowy niskotarciowy dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem o średnicy ϕ 32 mm i skoku 100 mm (rys. 2a), typu DNC,
- siłowniki membranowe dociskowe (mocujące) o dwóch kształtach membrany: prostokątne (rys. 2b) o średnicy zastępczej ϕ 44 i skoku 5 mm oraz okrągłe (rys. 2c) o średnicy ϕ 32 i skoku 5 mm, typu EV,
- serworozdzielacze elektropneumatyczne jednostopniowe 5-drogowe typu MPYE-5,
- zawór proporcjonalny ciśnieniowy jednostopniowy serii 561012,
- zawór proporcjonalny ciśnieniowy jednostopniowy typu MPPES-3.

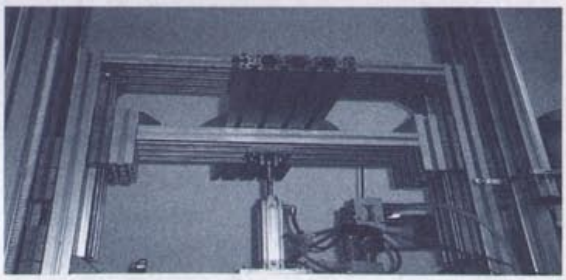
Sterowanie wzbudnikami realizowano z układu pomiarowo-sterującego, opisanego w dalszej części pracy. W typowym wzbudniku drgań stosuje się tylko układ sterujący. Zastosowanie układu pomiarowo-sterującego wynikało z przyjętego programu badań. W układach pomiaru wielkości wyjściowej stosowano te same czujniki i przetworniki pomiarowe (przemieszczenia lub siły). Dla uzyskania stabilnej wartości ciśnienia zasilania badanych układów, przed wlotem do zaworów sterujących każdego z nich instalowano w bliskiej odległości zbiornik sprężonego powietrza.

Rys. 2 Elementy napędowe zastosowane w generatorach drgań: a) siłownik tłokowy niskotarciowy, b) i c) siłowniki membranowe dociskowe

Podczas badań laboratoryjnych przeprowadzono szereg prób mających na celu określenie przydatności prezentowanych zespołów elektropneumatycznych do pracy w charakterze wzbudników drgań mechanicznych. Schemat pneumatyczny pierwszego z nich pokazano na rys. 3, a jego widok na rys. 4. Zbudowano go z wykorzystaniem siłownika tłokowego ST i serworozdzielacza SV, do generowania drgań mechanicznych o dużych amplitudach. Założono przy tym, że użyteczny zakres pracy będzie stanowił 80% skoku siłownika. Założenie to jest konieczne ze względu na silne nieliniowości przy dochodzeniu tłoka do pokryw siłownika. Dzięki sprzężeniu zwrotnemu od przemieszczenia tłoczyska (przetwornik magnetostrykcyjny PP), układ pracuje jako serwonapęd pneumatyczny, w którym przebieg drgań zadawany jest przez układ pomiarowo-sterujący. Zamieszczone na schemacie (rys. 3) przetworniki ciśnienia PC1, PC2 i PC3 wykorzystano do celów badawczych.

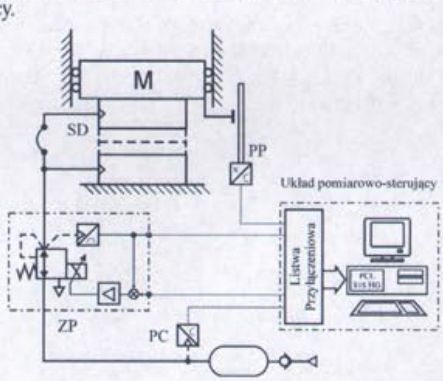


Rys. 3 Schemat generatora przemieszczeń z siłownikiem tłokowym i serwozaworem

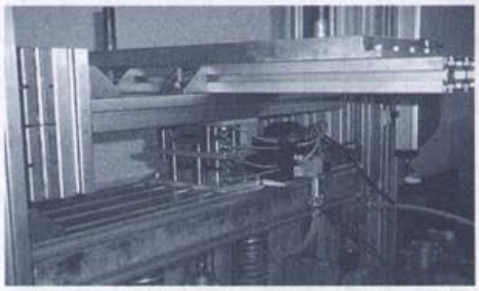


Rys. 4 Stanowisko badawcze generatora przemieszczeń z siłownikiem tłokowym

Do generowania drgań mechanicznych o niewielkich amplitudach przygotowano układ zaprezentowany na rys. 5 i 6. Ze względu na niewielki skok siłowników dociskowych SD zabudowano je szeregowo w pakiety po 2 i 4 sztuki. Przy założeniu, że każdy z zastosowanych siłowników ma skok ograniczony do 5 mm, połączenie szeregowe pozwala uzyskać maksymalne przemieszczenia 10 i 20 mm. Zgodnie ze schematem (rys. 5) do sterowania 2 lub 4 (rys. 6) siłownikami zastosowano proporcjonalny zawór ciśnieniowy ZP. Wzbudnik drgań pracuje w pętli sprzężenia zwrotnego od magnetostrykcyjnego przetwornika przemieszczeń PP. Amplituda, częstotliwość oraz kształt sygnału zadawane są przez układ pomiarowo-sterujący.

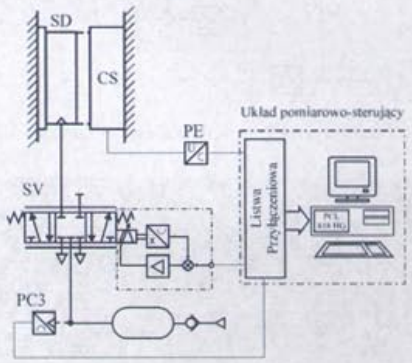


Rys. 5 Schemat generatora przemieszczeń z 2 siłownikami membranowymi i zaworem proporcjonalnym

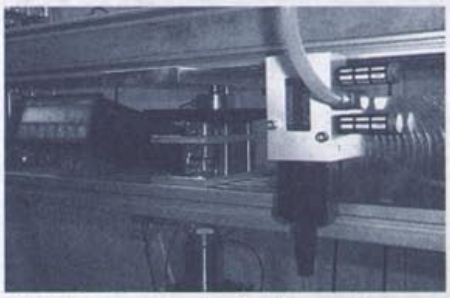


Rys. 6 Stanowisko badawcze generatora przemieszczeń z 4 siłownikami membranowymi i zaworem proporcjonalnym

Oddzielne zagadnienie stanowi problem generowania wymuszeń o charakterze siłowym. W takim przypadku przemieszczenie elementu roboczego jest nieistotne, dlatego pojedynczy siłownik dociskowy SD zablokowano pomiędzy nieruchomymi mocowaniami wraz z tensometrycznym przetwornikiem siły CS (rys. 7 i 9). W układzie z rys. 7 i 8, sterowanie siłownikiem dociskowym realizuje serworozdzielacz SV. Widoczne na rys. 8 pozostałe 2 siłowniki odłączono od układu. Ponieważ zastosowany siłownik należy do grupy elementów napędowych jednostronnego działania, jedną spośród 5 dróg serworozdzielacza odcięto. Sygnał sprzężenia zwrotnego do układu pomiarowo-sterującego pochodzi z mostka pomiarowego PE połączonego z czujnikiem siły CS. Układ pomiarowo-sterujący wykorzystując sprzężenie zwrotne zadaje przebieg zmian wartości siły w czasie.

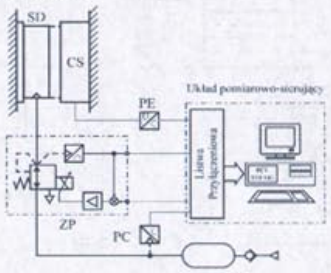


Rys. 7 Schemat generatora siły z siłownikiem membranowym i serwozaworem



Rys. 8. Stanowisko badawcze generatora siły z siłownikiem membranowym i serwozaworem

Ostatni z układów zaprezentowany na rys. 9 różni się od układu z rys. 7 elementem sterującym siłownika. W układzie tym w miejsce serwozaworu zastosowano zawór proporcjonalny ZP. Pozostałe elementy zespołu oraz sposób sterowania są identyczne w obu układach.



Rys. 9 Schemat generatora siły z siłownikiem membranowym i zaworem proporcjonalnym

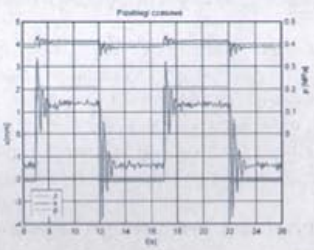
Układ pomiarowo-sterujący

Układ pomiarowo-sterujący wykorzystany do badań laboratoryjnych zbudowano w oparciu o komputer klasy PC, wyposażony w kartę pomiarową PCL 818-HG. Do oprogramowania karty pomiarowej wykorzystano pakiet Matlab/Simulink z przybornikami RTW (Real Time Workshop) oraz RTWT (Real Time Windows Target). Oprogramowanie to umożliwiło realizację zadanych algorytmów sterowania oraz prostą akwizycję i przetworzenie danych pomiarowych. Ideę układu pomiarowo-sterującego spełniającego zasady związane z szybkim prototypowaniem przedstawiono na rys. 10.

Rys. 10 Schemat układu pomiarowo-sterującego

Wyniki badań laboratoryjnych

Podstawowym celem przeprowadzonych badań laboratoryjnych było określenie właściwości dynamicznych elektropneumatycznych generatorów drgań mechanicznych. Badania przeprowadzono dla układów z pętlą sprzężenia zwrotnego od przemieszczania lub siły, o wzmocnieniu dobieranym tak, aby pracowały one w pobliżu granicy stabilności. Przykładowe przebiegi czasowe zarejestrowane dla układu z rys. 5 zamieszczono na rys. 11. W układzie tym wykorzystano 2 siłowniki membranowe sterowane zaworem proporcjonalnym i obciążone masą 40 kg. Wzmocnienie k w pętli sprzężenia zwrotnego ustalono na poziomie 0.06. Jak widać, dla takich warunków wymuszeniu prostokątnemu z odpowiada przebieg x z oscylacjami gasnącymi. Dodatkowo zarejestrowano przebieg ciśnienia p w komorach siłowników.

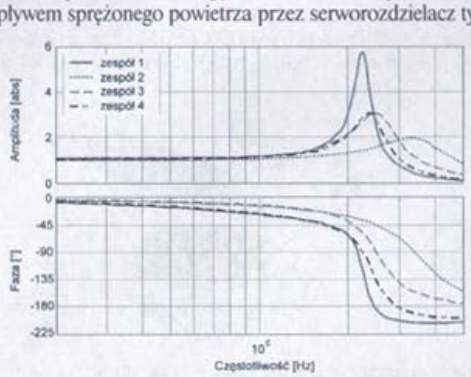


Rys. 11 Przebiegi przemieszczenia, ciśnienia i sygnału sterującego dla generatora przemieszczeń z 2 siłownikami membranowymi i zaworem proporcjonalnym

Na rys. 12 porównano charakterystyki częstotliwościowe dla 4 generatorów przemieszczeń obciążonych masą 40 kg. Charakterystyki te wyznaczono dla następujących przypadków:

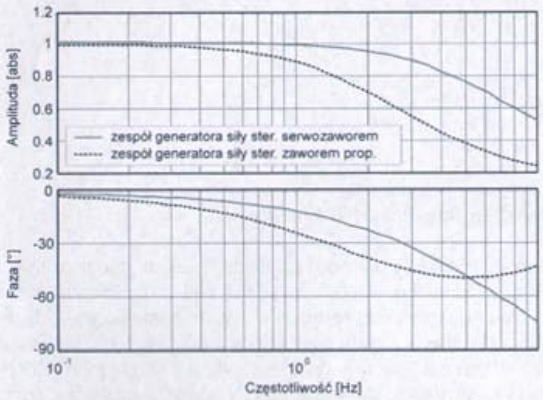
- zespół 1 - generator zbudowany z siłownika tłokowego i serworozdzielacza,
- zespół 2 - generator zbudowany z 4 siłowników membranowych i serworozdzielacza,
- zespół 3 - generator zbudowany z 2 siłowników membranowych i zaworu proporcjonalnego,
- zespół 4 - generator zbudowany z 4 siłowników membranowych i zaworu proporcjonalnego.

Porównując właściwości dynamiczne zespołów zbudowanych z 2 i 4 siłowników membranowych (zespół 3 i 4) można zauważyć, że zmniejszenie liczby siłowników powoduje zmianę częstotliwości rezonansowej. Jest to konsekwencją zmniejszenia łącznej objętości komór roboczych siłowników, co pociąga za sobą wzrost ich sztywności statycznej. Większa częstotliwość przenoszenia wzbudnika drgań z 4 siłownikami membranowymi sterowanymi serworozdzielaczem (zespół 2) w porównaniu z układem sterowanym zaworem proporcjonalnym (zespół 4), wynika z wyższej częstotliwości przełączania serworozdzielacza. Siłownik tłokowy sterowany serworozdzielaczem posiada najniższe pasmo przenoszenia oraz największy rezonans ze wszystkich badanych układów. Wpływ na to ma szereg czynników, w tym m.in. duża objętość komór roboczych oraz sposób sterowania przepływem sprężonego powietrza przez serworozdzielacz typu 5/3.



Rys. 12 Charakterystyki częstotliwościowe generatorów przemieszczeń

Na rys. 13 dokonano porównania charakterystyk zespołów z rys. 7 i 9, generujących wymuszenie siłowe. Jak widać, zmiana elementu sterującego siłownikiem membranowym miała decydujący wpływ na zmianę właściwości dynamicznych całego układu. Zastosowanie szybkiego serworozdzielacza spowodowało trzykrotne zwiększenie zakresu częstotliwości generowanych drgań.



Rys. 13 Charakterystyki częstotliwościowe generatorów siły

Podsumowanie

Badania laboratoryjne przeprowadzone na wybranych układach elektropneumatycznych pozwoliły na uzyskanie wstępnych doświadczeń, co do możliwości budowy na ich bazie generatorów drgań mechanicznych i zakresu osiąganych parametrów. Przedstawione układy nie wyczerpują wszystkich możliwych rozwiązań, jakie można wykorzystać w budowie takich generatorów. Dostępne na rynku pneumatyczne elementy napędowe oraz elektropneumatyczne elementy sterujące, w postaci szybkich zaworów proporcjonalnych i serwozaworów, w połączeniu z nowoczesnymi czujnikami i przetwornikami pomiarowymi oraz współczesną elektroniką, umożliwiają projektowanie i budowanie układów elektropneumatycznych służących do generowania drgań mechanicznych o zróżnicowanych parametrach pracy, podobnie jak w przypadku układów elektrohydraulicznych. Technika pneumatyczna w porównaniu z hydrauliczną daje znacznie szersze możliwości doboru typów konstrukcyjnych elementów napędowych do generatorów drgań. W przypadku elementów sterujących, zawory elektropneumatyczne o działaniu proporcjonalnym na ogół ustępują parametrami pracy (zwłaszcza właściwościami dynamicznymi) odpowiednim zaworom elektrohydraulicznym. Stąd też, przy porównywalnych układach pomiarowych i sterujących, wzbudniki elektropneumatyczne mają niższe właściwości dynamiczne od elektrohydraulicznych. Układy elektropneumatyczne nadają się szczególnie do budowy generatorów drgań pracujących z niewielkimi siłami i małymi amplitudami oraz do niezbyt wysokich częstotliwości. Istotną zaletą wzbudników elektropneumatycznych, w porównaniu z elektrohydraulicznymi, jest możliwość długotrwałej pracy bez konieczności stosowania chłodzenia czynnika roboczego. Dzięki temu mogą one być stosowane w długotrwałych badaniach zmęczeniowych. W przypadku zastosowania siłowników membranowych (dociskowych) generatory elektropneumatyczne wymagają niewielkiej przestrzeni zabudowy dla części napędowej. Obserwacje przeprowadzone na najdłużej pracującym układzie, z 4 siłownikami membranowymi i zaworem proporcjonalnym ciśnieniowym, który został zastosowany w jednym z oddanych do użytku stanowisk laboratoryjnych, nie wykazały widocznych oznak zużycia elementów generatora (pulsatora) siły po ponad 500 godzinach pracy.

Na rynku dostępne są obecnie elementy sterujące o znacznie lepszych charakterystykach od charakterystyk elementów zastosowanych badaniach. Jednak ich cena jest wielokrotnie wyższa (nawet 5 krotnie) od ceny zastosowanych zaworów i porównywalna z cenami serwozaworów elektrohydraulicznych. W przypadku zastosowania tego rodzaju elementów sterujących w generatorach drgań można się spodziewać odpowiednio lepszych osiągów. Możliwości poprawienia parametrów pracy wzbudników można także szukać w lepszym doborze struktury regulatora i jego parametrów. Aktualnie prowadzone badania laboratoryjne i symulacyjne skupiają się głównie na tym zagadnieniu.

Na podstawie dotychczas uzyskanych doświadczeń można stwierdzić, że dla niektórych zastosowań elektropneumatyczne generatory drgań mogą być najlepszą i najtańszą alternatywą, stanowiąc uzupełnienie oferty generatorów elektrohydraulicznych, w przypadku zapotrzebowania na mniejsze moce zespołów napędowych i przy niezbyt wygórowanych parametrach częstotliwości i amplitudy drgań.

Literatura

26Pluta J., Podsiadło A., Ornacki R.: Układ pomiarowo-sterujący elektrohydraulicznego wzbudnika drgań mechanicznych. CYLINDER'2000. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Dziesiąta Jubileuszowa Ogólnopolska Konferencja. Szczyrk, wrzesień 2000, referat XX. ISBN 83-912604-1-0.

[2] Pluta J., Korzeniowski R.: Rozwój metod sterowania procesów i układów mechanicznych. Technika proporcjonalna i serwozaworowa w pneumatyce. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej. Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Automatyzacji Procesów, Kraków 2001.

[3] Pluta J., Korzeniowski R.: Proportional Control in Pneumatic. HYDRAULIKA A PNEUMATIKA. âasopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizaãnú techniku. Roãník III, â. (5) 2/2001. HYDROPNEUTECH s.r.o., Ilina, Slovakia, s. 4-7. ISSN 1335-5171.

Zastosowanie hamulca MAGNETOREOLOGICZNEGO do regulacji prędkości obrotowej siłownika Pneumatycznego

Bogdan Sapiński Sławomir Bydoń***
Katedra Automatyzacji Procesów, Akademia Górniczo-Hutnicza,
30 - 059 Kraków, al. Mickiewicza 30
**deep@uci.agh.edu.pl **sbydon@uci.agh.edu.pl*

Streszczenie

W artykule przedstawiono układ napędowy, w którym do regulacji prędkości obrotowej wahliwego siłownika pneumatycznego zastosowano hamulec magnetoreologiczny (MR). Do zmiany kierunku obrotów wału siłownika służą dwa dwupołożeniowe zawory rozdzielające. Sterowanie prędkością odbywa się przez zmianę momentu oporowego hamulca MR. Opisano budowę i zasadę działania hamulca MR, stanowisko, na którym wykonywano badania, układ sterowania oraz przykładowe wyniki badań eksperymentalnych.

Wstęp

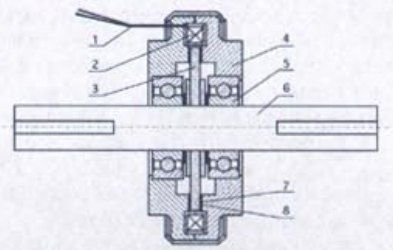
W napędach pneumatycznych do sterowania prędkością stosuje się elementy o działaniu dławiącym. W układach konwencjonalnych stosuje się zawory dławiące i dławiąco-zwrotne, natomiast w nowoczesnych rozwiązaniach stosuje się zawory elektropneumatyczne o działaniu proporcjonalnym [8]. Dostępne na rynku układy oparte na tych elementach posiadają coraz lepsze własności dynamiczne co jest związane między innymi z udoskonalaniem algorytmów sterowania. Używając dwupołożeniowych zaworów pneumatycznych, regulacja prędkości może odbywać się tylko przez zastosowanie dodatkowych elementów dławiących przepływ czynnika roboczego lub przez hamowanie ruchu tłoka. Zastosowanie urządzeń MR stwarza możliwość sterowania oporem ruchu [6].

W tym artykule, do regulacji prędkości obrotowej wahliwego siłownika pneumatycznego, zaproponowano hamulec MR wytwarzający moment hamujący o wartości zależnej od natężenia prądu płynącego w jego cewce (uzwojeniu sterującym). Pozwala to wpływać na prędkość ruchu obrotowego wału siłownika przez zmianę momentu oporowego hamulca MR.

Hamulec MR

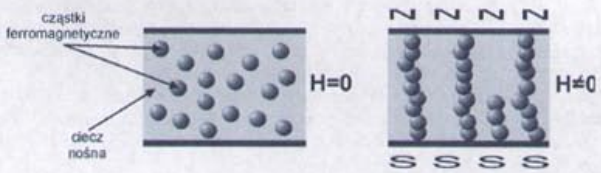
Zaletami urządzeń takich jak hamulce, sprzęgła oraz tłumiki MR są: szybka reakcja na zmianę sygnału sterującego, pełna zwrotność transformacji cieczy MR oraz mały pobór mocy [1]. Ze względu na to można przypuszczać, że pomimo nieliniowych charakterystyk urządzeń MR [7] oraz znacznej obecnie ceny, urządzenia te będą w przyszłości z powodzeniem stosowane w układach sterowania.

Schemat budowy hamulca MR pokazano na rys. 1. Konstrukcja hamulca wypełnionego cieczą (8) i zabudowanej w nim cewki (2) zapewniają skupienie pola magnetycznego o natężeniu H (wytwarzanego przez płynący w cewce prąd o natężeniu I) w szczelinie roboczej (7), czyli wewnątrz objętości aktywnej części cieczy. W łożyskach (5) zamocowanych w obudowie (4) zamontowany jest wał (6), na którym osadzony jest wirnik (3). Prąd doprowadzany jest do cewki przez przewody (1).

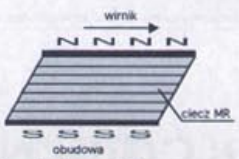


Rys. 1 Przekrój wzdłużny hamulca MR: 1 – przewody, 2 – cewka, 3 – wirnik, 4 – obudowa, 5 – łożysko, 6 – wał, 7 – szczelina, 8 – ciecz MR

Ciecz MR, która znajduje się w hamulcu jest niekoloidalną zawiesiną w cieczy nośnej cząsteczek magnetycznych, które w stanie nieaktywowanym (H = 0) są w niej rozproszone (rys. 2). W polu magnetycznym (H Ñ 0), w cieczy MR powstają struktury cząstek magnetycznych, podobne do łańcuchów, ustawiające się wzdłuż linii pola magnetycznego.



Rys. 2 Zachowanie cieczy MR przy braku (H = 0) i w obecności pola magnetycznego (H Ñ 0)



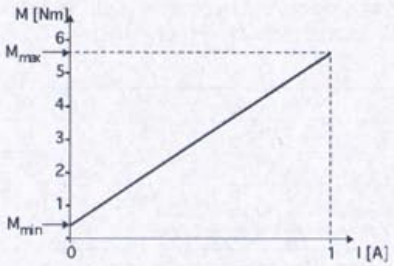
Rys. 3 Tryb pracy sprzęgłowej cieczy MR

Działanie hamulca opiera się na wykorzystaniu efektu MR [2, 3], który polega na szybkiej zmianie lepkości cieczy znajdującej się w szczelinie roboczej. Na rys. 3. pokazano zachowanie cieczy MR w obecności pola magnetycznego (H ≠ 0) w trybie pracy sprzęgłowej (prostego ścinania), w którym to trybie pracuje hamulec MR. Polega on na przeciwdziałaniu przesuwaniu się względem siebie dwóch powierzchni (tutaj są to płaszczyzny wirnika i obudowy w czasie obrotu wału), między którymi znajduje się ciecz. Gdy w cewce nie płynie prąd (I = 0 ⇨ H = 0), cząsteczki magnetyczne są rozproszone w cieczy nośnej i hamulec MR zachowuje się jak zwykły hamulec wiskotyczny. Sterowanie momentem oporowym M hamulca MR odbywa się przez zmianę natężenia prądu płynącego w cewce, czego następstwem jest zmiana natężenia pola magnetycznego i lepkości cieczy. To z kolei wpływa na opór jaki stawia ciecz obracającemu się względem obudowy wirnikowi.

Do sterowania hamulca MR stosowany jest przetwornik napięcie - prąd ((0 ÷5) V → (0 ÷ 1) A), co pozwala na współpracę z kartą pomiarowo-sterującą przez przetwornik cyfrowo-analogowy [5].

Charakterystykę statyczną przedstawiającą zależność momentu oporowego M hamulca od prądu I płynącego w cewce pokazano na rys. 4. Przy braku zasilania cewki, hamulec ma minimalny moment oporowy (M_{min} = 0.34 Nm). Maksymalny moment hamujący (M_{max} = 5.65 Nm) jest ograniczony maksymalnym natężeniem prądu jaki może płynąć w cewce i konstrukcją hamulca.

Stała czasowa hamulca wynosi (10 ÷ 30) ms. Pobór mocy przy Mmax wynosi 12W. Maksymalna prędkość obrotowa hamulca wynosi 1000 obr/min, a zakres temperatur pracy (-30 ÷70) °C.



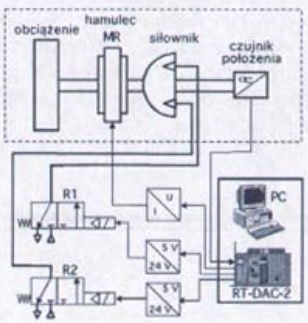
Rys. 4 Charakterystyka statyczna M(I) hamulca MR

Ważną zaletą hamulca MR jest płynność działania (niewielki moment tarcia statycznego wynika z charakteru tarcia w łożyskach i na uszczelnieniu), duża trwałość i możliwość bezstopniowej regulacji momentu hamującego. Gdy do sterowania prądem cewki wykorzystuje się przetwornik cyfrowo-analogowy, liczba możliwych stopni nastawienia wartości momentu hamującego zależy od rozdzielczości przetwornika. Używając przetwornika 12-bitowego liczba poziomów kwantowania wynosi 4096, co pozwala na zmianę momentu hamującego o wartość 1.3·103 Nm.

Stanowisko badawcze

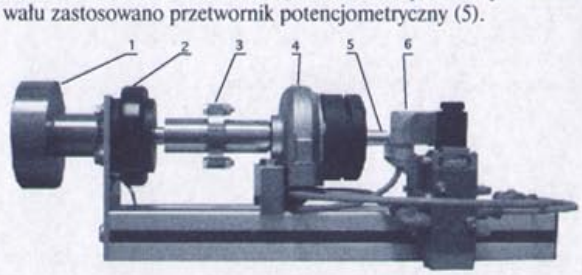
Schemat ideowy stanowiska, na którym przeprowadzono badania pokazano na rys. 5, natomiast widok układu napędowego na rys. 6.

Układ napędowy składa się z wahliwego siłownika pneumatycznego (4) o kącie obrotu 180°. Siłownik jest sterowany za pomocą dwóch zaworów elektropneumatycznych (R1 i R2) (6), z których każdy zasila jedną komorę siłownika. Wał siłownika połączony jest z hamulcem MR (2) za pomocą sztywnego sprzęgła (3). Element (1) zamontowany na wale hamulca stanowi zewnętrzne obciążenie układu momentem bezwładności. Do pomiaru położenia kątowego wału zastosowano przetwornik potencjometryczny (5).



Rys. 5 Schemat ideowy stanowiska

Układ napędowy składa się z wahliwego siłownika pneumatycznego (4) o kącie obrotu 180°. Siłownik jest sterowany za pomocą dwóch zaworów elektropneumatycznych (R1 i R2) (6), z których każdy zasila jedną komorę siłownika. Wał siłownika połączony jest z hamulcem MR (2) za pomocą sztywnego sprzęgła (3). Element (1) zamontowany na wale hamulca stanowi zewnętrzne obciążenie układu momentem bezwładności. Do pomiaru położenia kątowego wału zastosowano przetwornik potencjometryczny (5).

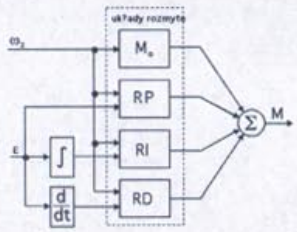


Rys. 6 Układ napędowy z wahliwym siłownikiem pneumatycznym i hamulcem MR

Do sterowania układu wykorzystano komputer PC, w którym jest zainstalowana karta pomiarowo-sterującą RT-DAC-2. Komputer pracujący pod kontrolą systemu Windows 98, w środowisku MATLAB/Simulink 5.3/RT–CON [9] oprócz sterowania w czasie rzeczywistym posłużył do rejestracji przebiegów mierzonych wielkości.

Regulacja prędkości obrotowej

Sterowanie kierunkiem ruchu siłownika następuje w wyniku przesterowania zaworów. Stosując dwa zawory dwupołożeniowe, komory siłownika mogą być zasilane na cztery sposoby: obie komory mogą być połączone z zasilaniem lub obie z atmosferą albo jedna z komór może być zasilana w momencie gdy druga jest połączona z atmosferą. W czasie ruchu obrotowego wału siłownika, jego prędkość jest regulowana przez zmianę momentu oporowego hamulca MR. Jeżeli hamulec posiada większy moment oporowy niż moment napędowy siłownika wtedy możliwa jest regulacja prędkości obrotowej od zera (całkowite zahamowanie siłownika przez hamulec) do wartości maksymalnej (hamulec całkowicie wyłączony).
Zarówno siłownik pneumatyczny wraz z zaworami dwupołożeniowymi jak i hamulec MR są elementami o charakterystykach nieliniowych. Główne nieliniowości siłownika wynikają ze ściśliwości czynnika roboczego (powietrza) i charakteru sił tarcia, natomiast hamulca ze zjawiska histerezy, nasycenia oraz skoku, które charakteryzują zachowanie cieczy MR. Do regulacji prędkości zastosowano regulator rozmyty, którego strukturę pokazano na rys. 7.

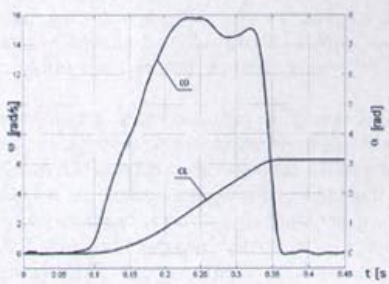


Rys. 7 Struktura regulatora rozmytego

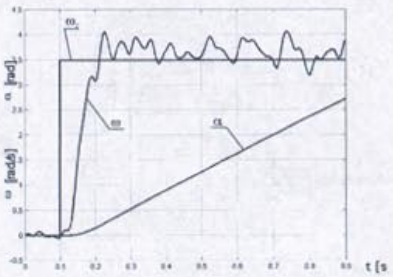
Dla każdej zadanej prędkości obrotowej regulator dopasowuje wartość początkową momentu hamującego Mo, która jest w trakcie działania układu korygowana o wartość wynikającą z sumy trzech składników, zależnych od wartości: uchybu e całki z uchybu oraz pochodnej z uchybu. Za określenie tych wartości odpowiadają układy rozmyte (RP), (RI) oraz (RD). Wzmocnienia układów regulatora rozmytego zależy również od wartości prędkości zadanej w_z.

Wyniki badań

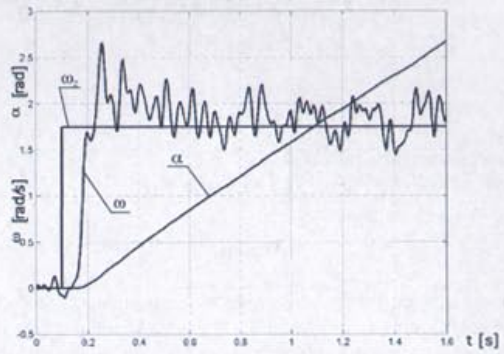
W trakcie badań sprawdzano odpowiedzi układu na różny przebieg wymuszeń prędkością wz.Wybrane wyniki badań przedstawiono na rys. 8 – 11. Na rys. 8 pokazano działanie układu bez regulatora (hamulec wyłączony, zawory zostały przesterowane dla t = 0.05 s), natomiast na rys. 9 i 10 przedstawiono przebiegi prędkości kątowej w i przemieszczenia kątowego o a wału siłownika, dla skokowych zmiany prędkości zadanej o wartościach odpowiednio 3.5 rad/s i 1.75 rad/s. Z kolei na rys. 11 pokazano zmianę prędkości w i przemieszczenia a przy wymuszeniu zadanym przebiegiem.



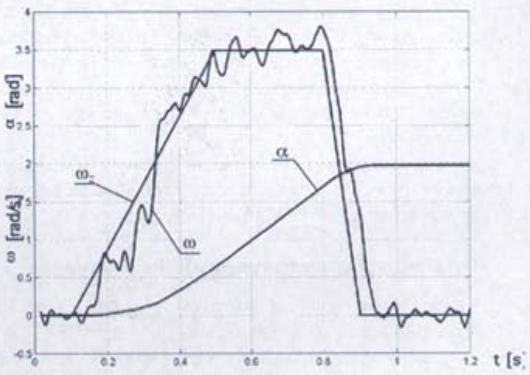
Rys. 8 Przebieg prędkości w oraz przemieszczenia a wału siłownika w układzie otwartym (hamulec wyłączony)



Rys. 9 Przebieg prędkości w oraz przemieszczenia a wału siłownika dla skokowej zmiany prędkości zadanej (w_z = 3.5 rad/s)



Rys. 10 Przebieg prędkości w oraz przemieszczenia a wału_siłownika dla skokowej zmiany prędkości zadanej (w_z = 1.75 rad/s)



Rys. 11 Przebieg prędkości w oraz przemieszczenia a wału siłownika dla zadanego przebiegu zmian prędkości w_z

W przypadku odpowiedzi na skok jednostkowy (rys. 9 i 10) dokładność regulacji prędkości wynosi 15%, a czas regulacji 0.1 s.

Wnioski

W trakcie prac nad przedstawionym układem napędowym natrafiono na szereg problemów związanych głównie z nieliniowościami i zmiennością parametrów układu. Stanowiło to zasadniczą trudność w przyjęciu struktury regulatora oraz określeniu jego nastaw. W czasie powolnego ruchu siłownika pneumatycznego następował wzrost tarcia w uszczelnieniach, co wynikło ze zmiany warunków smarowania. Istotny problem stanowiło również tarcie w momencie rozpoczęcia ruchu. Obserwowane zjawisko występuje także przy sterowaniu prędkością za pomocą elementów o działaniu dławiącym.
Otrzymane wyniki świadczą o tym, że urządzenia MR mogą być stosowane do regulacji prędkości elementów napędzanych za pomocą siłowników pneumatycznych. Aktualnie prowadzone są prace nad doskonaleniem algorytmu sterowania.

Artykuł opracowano w ramach projektu badawczego KBN nr 5 T07B 024 22

Literatura:
[1]Carlson J.D., Spronston J.L., 19-21 June 2000, Controllable Fluids in 2000 Status of ER and MR Fluid Technology, "Actuator 2000"- 7 th International Conference on New Actuators.
[2]Kordonski W., January 1993, Elements and Devices Based on Magnetorheological Effect, Journal of Intelligent Systems and Structures, 4, 65 - 69.
[3]Phillips R. W., 1969, Engineering Applications of Fluids with a Variable Yield Stress, Ph. D. Thesis, University of California, Berkely.
[4]Sapiński B., 2001, Wpływ fluktuacji pola magnetycznego na charakterystyki mechaniczne liniowego tłumika MR, Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej Mechanika, 83, 243 – 252.
[5]Sapiński B., Rosół M., 2002, Sterowniki mocy dla tłumika magnetoreologicznego, Pomiary – Automatyka – Robotyka, (w druku).
[6]Sapiński B., Krupa S., Jaraczewski M., 2002, Wpływ rozkładu pola magnetycznego na siłę oporu liniowego tłumika magnetoreologicznego, XXV IC-SPETO 2002, International Conference on Fundamentals of Electrotechnics and Circuit Theory.
[7]Sapiński B., 2001, Parametric Identification of MR Linear Automotive Size Damper, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, (w druku).
[8]Szenajch W., 1992, Napędy i Sterowanie Pneumatyczne, WNT, Warszawa.
[9]RT–CON Professional -Wprowadzenie i przykłady aplikacji, Materiały szkoleniowe, 1999, Kraków.

Pneumatyczny silnik krokowy typu SMM

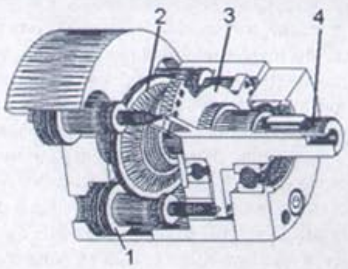
Józef Niegoda
Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny
80-952 Gdańsk, ul. G. Narutowicza 11/12, jniegoda@pg.gda.pl

Wstęp

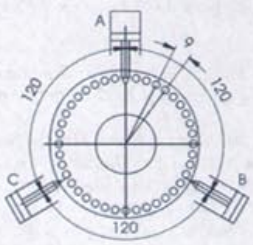
W automatyce, technice manipulatorów i robotów pneumatyczne układy napędowe realizują szerokie spektrum koniecznych funkcji ruchu, od prostych układów z dwupołożeniowymi siłownikami ruchu liniowego i wahadłowego sterowanymi zaworami przełączalnymi, poprzez napędy wielopołożeniowe, aż po serwonapędy umożliwiające uzyskanie położeń regulowanych w sposób ciągły oraz kształtowanie przebiegu ruchu.
Uzyskanie w napędach pneumatycznych dokładnych położeń pośrednich między położeniami końcowymi napotyka na trudności ze względu na ściśliwość czynnika roboczego, jakim jest sprężone powietrze. Położenia pośrednie uzyskuje się poprzez zastosowanie: siłowników wielopołożeniowych, siłowników binarnych, siłowników i silników krokowych, pozycjonowania zderzakowego lub w funkcji ciśnienia, układów z hamulcami mechanicznymi bądź z hydraulicznymi, czy też serwonapędów [1].
Nowo rozwijane w tym zakresie napędy pneumatyczne pod względem funkcjonalnym są porównywalne z napędami elektrycznymi. Do takich rozwiązań zaliczyć należy napęd pneumatycznym silnikiem krokowym.

Działanie pneumatycznego silnika krokowego

Zasadę działania pneumatycznego silnika krokowego typu SMM, firmy Hans Richiger AG Maschinenfabrik, poglądowo pokazano na rys. 1 [2,3]. Silnik ma trzy osiowo usytuowane tłoczki 1, odległe o kąt 1200.. Stożkowe zakończenia tłoczków współpracują
z otworkami wykonanymi w tarczy 3, która jest osadzona na wałku wyjściowym 4. Tarcza ma 40 otworków rozmieszczonych co 90. W danej chwili część stożkowa tłoczka zasilanego sprężonym powietrzem jest wprowadzona w otwór tarczy. Cylinderki dwóch pozostałych tłoczków są w tym momencie odpowietrzone, a same tłoczki wycofane. Wycofanie tłoczków realizuje wahliwa tarcza 2, sprzęgnięta mechanicznie z tłoczkami. Tłoczek czynny powoduje wychylenie tarczy i wycofanie dwóch pozostałych tłoczków.



Rys.1 Rysunek poglądowy pneumatycznego silnika krokowego typu SMM [2]

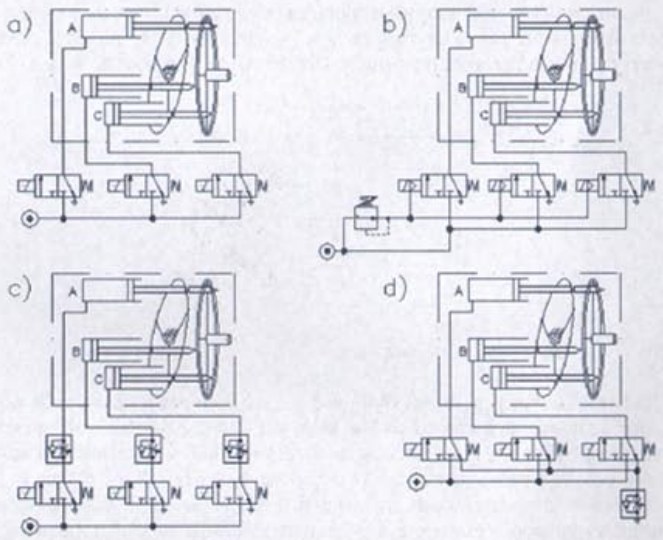


Rys.2 Usytuowanie tłoczków względem tarczy z otworkami

Wobec tego, że liczba 40 nie jest podzielna przez 3, tylko jeden tłoczek może być spasowany z otworkiem w tarczy, co schematycznie pokazano na rys.2. Dwa pozostałe tłoczki są przesunięte względem otworków o 30 i pozostają wycofane w położenie wyjściowe. Dla 3 tłoczków i 40 otworków uzyskuje się 120 jednoznacznych położeń kątowych wałka. A zatem wałek silnika można pozycjonować z elementarnym krokiem co 30, z mechaniczną blokadą co krok.
Rozwiązanie konstrukcyjne silnika pozwala na uzyskanie 25 kroków na sekundę [kr/s]. Dla małych silników, przy odpowiednich zaworach i układzie sterowania, możliwe jest osiągnięcie do 40 kr/s. Osiągane częstotliwości zależne są także od momentu obciążającego. Typoszereg silników obejmuje sześć wielkości o momencie obrotowym od 4 do 140 Nm/MPa.

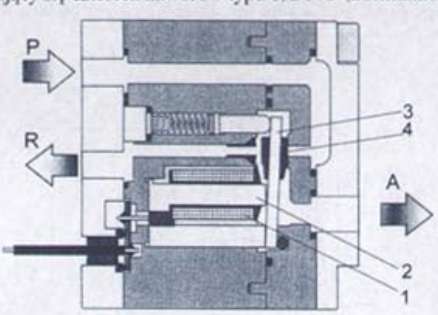
Zasilanie pneumatyczne silnika

Na rysunku 3 pokazano szereg możliwości zasilania pneumatycznego silnika krokowego i sterowania prędkością wykonywanych kroków.



Rys.3 Zasilanie pneumatyczne silnika krokowego

a) Zasilanie silnika z zastosowaniem zaworów typu 3/2 sterowanych bezpośrednio elektromagnetycznie jest przewidziane przede wszystkim dla małych silników.
b) Dla dużych silników, gdzie stawiane są duże wymagania odnośnie do prędkości, wskazane jest stosowanie zaworów 3/2 ze sterowaniem elektropneumatycznym. Zawór redukcyjny umożliwia nastawienie ciśnienia sterowania, dopasowanego do wymagań zaworów.
c) Istnieje możliwość nastawiania prędkości wykonywanego kroku za pomocą zaworów zwrotno-dławiących, umieszczonych na wejściu do każdego tłoczka. Dławienie następuje w trakcie ruchu powrotnego tłoczka. Ten sposób sterowania można stosować zarówno dla dużych i małych silników krokowych. Wadą tego rodzaju sterowania jest konieczność nastawiania każdego zaworu dławiącego indywidualnie.
d) Jest też możliwość sterowania prędkością ruchu jednym zaworem dławiącym, umieszczonym na wspólnym przewodzie odpowietrzającym. Ten rodzaj sterowania stosuje się w przypadku zaworów zabudowanych bezpośrednio na silniku.
Do sterowania pracą silnika krokowego, podobnie jak w układach sterowania automatycznego, najkorzystniejsze jest zastosowanie zaworów elektropneumatycznych. Do tej grupy należą bloki zaworowe firmy MATRIX [4, 5]. Spośród bogatej oferty do sterowania silnikiem krokowym SMM zastosowano blok zaworowy składający się czterech zaworów typu 3/2 NC (normalnie zamknięty).

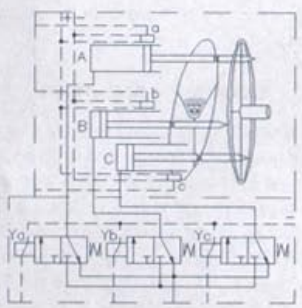


Rys.4 Przekrój zaworu elektropneumatycznego [5]

W wersji bez gniazd przyłączeniowych zawór nadaje się do bezpośredniego połączenia z silnikiem. Do sterowania silnikiem wykorzystywane są tylko trzy za-

wory. Przekrój jednego zaworu przedstawiono na rys.4. Po podaniu sygnału prądowego do cewki 1 następuje wzbudzenie w rdzeniu 2 siły elektromagnetycznej i przyciągnięcie płytki 3 wraz
z uszczelką elastomerową 4. Zawór zostaje otwarty
(P – A). Po zaniku sygnału sprężyna powrotna dociska ponownie uszczelkę do gniazda, droga P - A zostaje zamknięta i otwarta A - R.
W konstrukcji tych zaworów zastosowano budowę modułową, umożliwiającą umieszczenie wielu zaworów w jednym korpusie. Ograniczono tu do minimum masę płytki sterującej osadzonej przegubowo, co znacznie wyeliminowało jej tarcie. Jak wynika z danych katalogowych zawory te charakteryzują się częstotliwością do 200 Hz i trwałością do 500 mln przesterowań.
Zespół pneumatycznego silnika krokowego, pokazanego na rys.5, stanowią zatem:
• silnik krokowy 1 z jednostronnym wałem wyjściowym, dodatkowo wyposażony w czujniki hallotronowe sygnalizujące pozycję wysunięcia każdego tłoczka - wykonanie kroku,
• blok zaworowy 2 zintegrowany z silnikiem, składający się z elektropneumatycznych zaworów typu 3/2, posiadających wspólne zasilanie pneumatyczne.

Rys.5 Zespół pneumatycznego silnika krokowego

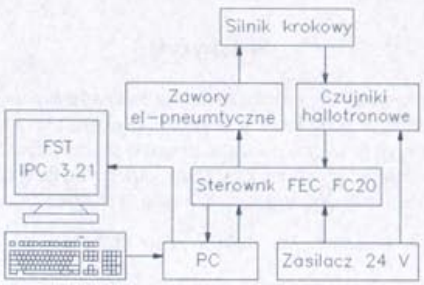


Rys.6 Schemat funkcjonalny zespołu pneumatycznego silnika krokowego

Schemat połączeń zespołu pneumatycznego silnika krokowego pokazano na rys.6. Każdy tłoczek A, B i C jest wyposażony w oddzielny czujnik hallotronowy, odpowiednio a, b i c. Czujniki hallotronowe silnika mają wspólne przewody zasilające „+", „-„ i indywidualne wyjścia sygnalizujące położenie tłoczków. Sterownie silnikiem krokowym polega na sekwencyjnym zasilaniu elektromagnesów Ya, Yb i Yc zaworów rozdzielających, wchodzących w skład bloku zaworowego i sterujących pracą siłowników A, B i C.
W zależności od przyjętej kolejności załączania elektromagnesów uzyskuje się odpowiedni kierunek obrotów silnika, i tak np.:
Ya, Yb, Yc, Ya, Yb, ... prawe obroty,
Ya, Yc, Yb, Ya, Yc, ... lewe obroty.

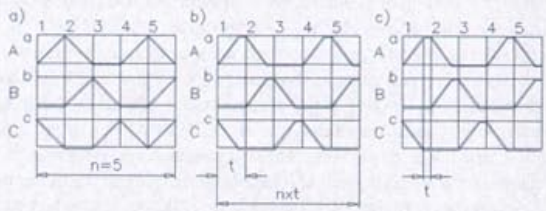
Programowanie silnika krokowego

Sterowanie pracą silnika krokowego może być realizowane sterownikiem programowalnym, posiadającym wejścia i wyjścia cyfrowe. Zastosowanie sterownika programowalnego znacznie upraszcza układ połączeń elektrycznych, a także umożliwia wybór trybu pracy silnika bez konieczności zmiany połączeń.
W układzie pokazanym na rys.7 zastosowano sterownik FEC FC20 firmy FESTO. Sterownik ma 12 wejść i 8 wyjść cyfrowych. Do sterowania silnikiem niezbędne są trzy wejścia i wyjścia. Pozostałe mogą posłużyć do realizacji dalszych funkcji w układzie. Czujniki hallotronowe, umieszczone w korpusie silnika, przekazują do układu wejścia sterownika sygnały informujące o aktualnie wykonanym kroku. Wygenerowane sygnały wyjściowe ze sterownika są przekazywane do bloku zaworów elektropneumatycznych, sterujących pracą silnika. Zasilacz prądu stałego 24 V DC zasila sterownik, może też bezpośrednio zasilać czujniki hallotronowe. Komunikacja sterownika z komputerem odbywa się poprzez złącze komunikacyjne RS232. Do programowania sterownika służy oprogramowanie narzędziowe FST IPC 3.21, oparte na funkcjach logicznych [6].
Oprogramowanie umożliwia wprowadzenie funkcji czasu oraz liczenie wykonanych kroków.



Rys.7 Schemat blokowy układu sterowania silnikiem krokowym

Sterowanie prędkością kroków może być realizowane w układzie pneumatycznym przy pomocy zaworu dławiącego usytuowanego na wypływie z silnika (patrz rys.3d.)



Rys.8 Cyklogram ruchu siłowników w pneumatycznym silniku krokowym

Sterowanie programowalne silnikiem krokowym może być realizowane w funkcji drogi lub w funkcji czasu. Sterowanie w funkcji drogi, według cyklogramu pokazanego na rys.8a, wymaga potwierdzenia wykonania kroku, co można zrealizować wykorzystując sygnały
z czujników a, b lub c, wbudowanych w silnik (patrz schemat na rys.6.). Sterowanie w funkcji czasu wymaga członów czasowych, przy pomocy których można nastawić odstępy czasu między kolejnymi sygnałami, sterującymi zaworami, według cyklogramu z rys.8b. Optymalne jest sterowanie w funkcji czasu z potwierdzeniem wykonanego kroku – rys.8c. W tym przypadku odliczanie czasu rozpoczyna się z chwilą zakończenia ruchu tłoczka. Liczbę kroków silnika wprowadza się poprzez programowanie liczników.

Podsumowanie

Przedstawiony zespół pneumatycznego silnika krokowego ze sterowaniem programowalnym stanowi atrakcyjną ofertę. Jego niewątpliwą zaletą jest szybkość działania
i 100 % powtarzalność pozycjonowania położenia kątowego oraz mechaniczna blokada tego położenia.
W trakcie programowania należy zwrócić baczną uwagę, aby nie wygenerować jednocześnie dwóch sygnałów sterujących zaworami elektromagnetycznymi. W wyniku tego może dojść do zablokowania silnika. Mankamentem rozwiązania konstrukcyjnego pneumatycznego silnika krokowego jest jego głośna praca, wynikająca z mechanicznego napędu wałka przez tłoczki.

Literatura:
[1]Szenajch W.: Napęd i sterowanie pneumatyczne. WNT Warszawa 1997
[2]Pneumatischer Schrittmotor. Katalog firmy BIBUS
[3]Schrittmotoren pneumatisch. Seminar vom 23 August 1999. Hans Rychiger AG Maschinenfabrik. Steffisburg, Szwajcaria.
[4]Barski j., Niegoda J.: Pneumatyczne zawory dyskretne do sterowania proporcjonalnego. Hydraulika i Pneumatyka. 2000 nr 3.
[5]Katalog firmy MATRIX. Włochy
[6]Katalog firmy FESTO. Sterownik FEC-FC20. Niemcy.

Zagadnienie sterowania systemami zasilania sprężonym powietrzem

Łukasz N. Węsierski
Politechnika Rzeszowska im. I. Łukasiewicza w Rzeszowie
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach
lukwes@prz.rzeszów.pl

Streszczenie

W referacie zaprezentowano problematykę sterowania systemami zasilania sprężonym powietrzem, w skład których wchodzą sprężarki, sieci rozprowadzające, zbiorniki sprężonego powietrza. Celem sterowania jest minimalizacja zużycia powietrza pod ciśnieniem oraz obniżka kosztów otrzymywania sprężonego powietrza. Zaproponowane podejście jest realizowane w praktyce przemysłowej.

Słowa kluczowe: sterowanie, sprężarki, systemy zasilania

Wprowadzenie

W większości przemysłowych zakładów produkcyjnych jest stosowane sprężone Wykorzystuje się je w dwojaki sposób - jako czynnik roboczy w procesach produkcyjnych lub jako czynnik napędowo-sterujący przy automatyzacji produkcji. W zależności od zapotrzebowania na to medium wytwarzane jest ono przez małą sprężarką, która zasila jakieś odbiorniki lub też przez zespół sprężarek i rozprowadzane przez sieć sprężonego powietrza powietrze do wielu urządzeń rozproszonych po całym zakładzie. Przy małym zapotrzebowaniu na sprężone powietrze sprężarkę wyposaża się w standardowy zbiornik i z niego zasila odbiorniki. Nie istnieje problem sterowania tą sprężarką, gdyż ma ona zwykle wyłącznik ciśnieniowy i po osiągnięciu w zbiorniku nastawionego ciśnienia następuje wyłączenie sprężarki. Nie istnieje problem kosztów. Dopiero w przypadku dużego zapotrzebowania na sprężone powietrze koszty zaczynają odgrywać rolę. Pobór powietrza jest najczęściej zmienny w czasie i pojawia się konieczność dostarczenia do odbiorników żądanej, zmiennej ilości sprężonego powietrza o określonym ciśnieniu. Wtedy steruje się wydajnością sprężarek i w miarę potrzeby zwiększa się liczbę maszyn wytwarzających sprężone powietrze oraz stosuje zbiornik powietrza magazynującego powietrze pod ciśnieniem. Okazuje się jednak, że można uzyskać lepsze efekty budując lub modernizując istniejącą sieć sprężonego powietrza i sterować nie tylko wydajnością sprężarek ale również przepływem powietrza w sieci.

Ogólne zasady sterowania systemem

Sprężone powietrze jest drogim czynnikiem energetycznym i minimalizacja kosztów jego uzyskania oraz minimalizacja zużycia sprężonego powietrza jest bardzo istotna dla zakładu produkcyjnego z punktu widzenia ekonomicznego. Na koszt wytwarzania sprężonego powietrza wpływa wiele czynników. Tutaj zajmiemy się jednym z najważniejszych aspektów tego zagadnienia a mianowicie kosztem zużycia energii, który jak wskazuje praktyka stanowi 80% wszystkich kosztów i związany jest z wytwarzaniem i przesyłaniem sprężonego powietrza. Jedną z możliwych dróg zmniejszenia kosztów wytwarzania powietrza sprężonego jest właściwe sterowanie całym systemem zasilającym. To rozwiązanie można zastosować do istniejącego systemu i nie jest to związane z dużymi kosztami inwestycyjnymi. Chociaż najlepszą drogą jest odpowiednie zaprojektowanie całego systemu, począwszy od sprężarek, poprzez sieć i sterowania tak, by miał minimalizował on koszty dostarczania do odbiorników sprężonego powietrza o określonych parametrach.
Zagadnienie kosztów sprężonego powietrza przewija się we wielu pracach, szczególnie w czasopiśmie Pneumatyka jest wiele artykułów na ten temat. Niejednokrotnie odnosi się jednak wrażenie, że są to próby wykazania, które ze sprężarek wyposażona w sterowanie jest ekonomiczniejsza w eksploatacji. Tu nie chodzi o to, by orzekać które urządzenia są najlepsze tylko w jaki sposób sterować istniejącymi maszynami i całym systemem zasilania, aby osiągnąć minimalne koszty uzyskiwania sprężonego powietrza. Obecnie mamy szereg opracowań dotyczących sterowania sprężarkami, natomiast mało mówi się na temat projektowania całych systemów zasilających w sprężone powietrze. Wyjątek stanowić tu mogą między innymi prace [2], [3] i [4], a niektóre rozwiązania w nich prezentowane zgłoszone są do ochrony patentowej. Wykazano w nich, że bardzo istotnym elementem jest konfiguracja sieci sprężonego powietrza powiązana z układem sterowania sprężarkami i niejednokrotnie również siecią.
Producenci sprężarek doceniając problem kosztów oferują często gotowe sterowniki (tak zwane dedykowane) z odpowiednimi programami sterującymi sprężarkami wg algorytmów zapewniających pokrycie zapotrzebowania na sprężone powietrze minimalizując np. czas biegu luzem sprężarek. Ale przy pełnej optymalizacji kosztów uzyskiwania sprężonego powietrza należy przyjąć takie kryteria, które zapewnią nam minimalizację kosztów przy równoczesnym zapewnieniu dostarczenia odpowiedniego wydatku powietrza o odpowiednich parametrach – minimalnym dopuszczalnym ciśnieniu roboczym i najmniejszych stratach. Przy dużych systemach zasilających przy minimalizacji kosztów można przyjąć następujące kryteria:
1. Dostosowanie wydatku sprężarek do aktualnego zapotrzebowanie. Uzyskuje się to przez odpowiednie włączanie sprężarek i regulację ich wydajności.
2. Minimalizacja przepływów powietrza w sieci. Można to zrobić przez odpowiednią konfigurację sieci np. decentralizację systemu, zbliżając sprężarki do odbiorników.
3. Zmniejszenie maksymalnego ciśnienie, które uzyskiwane jest w układzie. Realizuje się to przez sterowanie odpowiednio dobranych sprężarek, również przez regulację wydajności.
4. Wykrywanie nadmiernego zużycia powietrza w systemie. Dokonywane jest to dzięki analizie aktualnego zapotrzebowania i wytwarzania powietrza.
Sterowanie systemem z punktu widzenia odbiorników sprężonego powietrza musi spełniać następujące warunki:
- Dostarczenia niezbędnego wydatku powietrza o określonych parametrach jakościowych.
- Utrzymanie ciśnienia na zadanym poziomie.

Należy to tak zrealizować, aby w stosunku do sprężarek:
- Zminimalizować zużycie energii.
- Wydłużyć czas eksploatacji sprężarek.
- Zminimalizować nakłady eksploatacyjne.

System ze względu na sieć sprężonego powietrza powinien tak pracować, aby:
- Odbiór medium roboczego następowało tylko przez pracujące urządzenia.
- Identyfikowane były uszkodzenia w sieci (stany awaryjne).
- Minimalizowane były skutki uszkodzeń.
- Nastąpiło wykrywanie nieuzasadnionego zużycia sprężonego powietrza.

Zagadnienie modernizacji systemu zasilania sprężonym powietrzem sieci sprężonego powietrza polega na:
- Opracowanie algorytmu sterowania sprężarkami.
- Przebudowie sieci sprężonego powietrza w celu minimalizacji oporów przepływu.
- Umieszczenie zbiornika sprężonego powietrza w odpowiednim miejscu, niekoniecznie tradycyjnie za sprężarką.

Sterowanie sprężarkami

Najprostszy sposób sterowania sprężarkami w trybie włączenie – wyłączenie odbywa się gdy wydajność nominalna sprężarek o stałej wydajności dobierana jest na poziomie nieco wyższym niż maksymalne zapotrzebowanie na sprężone powietrze. Przy mniejszym poborze powietrza nadmiar wydatku magazynowany jest w zbiorniku aż do osiągnięcia maksymalnego ciśnienia w sieci. Wtedy następuje wyłączenie sprężarki, a jej ponowne włączenie po spadku ciśnienia do minimalnego. Ten rodzaj regulacji wydatku może być modyfikowany na przykład zamiast wyłączania przejście sprężarki w bieg jałowy na określony czas. Objętość zbiornika jest tak dobrana, aby jego rozładowanie następowało na tyle wolno, by ponowne włączenie nie powtarzało się po zbyt krótkim czasie. Wielkość zbiornika określa się zazwyczaj ze znanego [1], przybliżonego wzoru:

$$V_z = 60\, Q_s\, p_o\, (\sigma - \sigma^2) / z\, \Delta p$$

Przy zastosowaniu sprężarki z regulowaną w sposób ciągły wydajnością zbiornik w zasadzie jest niepotrzebny. W tym przypadku najlepiej zakres zmian zapotrzebowania na powietrze dostosować do zakresu zmian wydajności sprężarki. Prędkość obrotowa sprężarki o zmiennej wydajności dopasowuje się aktualnego zapotrzebowania a parametrem wiodącym jest nastawione ciśnienie w sieci. Gdy maksymalna wydajność zespołu sprężarek jest mniejsza od chwilowego maksymalnego zapotrzebowania wtedy stosuje się zbiornik powietrza, który ma za zadanie uzupełnienie w tym okresie tego dodatkowego odbioru powietrza. Jego objętość można obliczyć ze wzoru:

$$V_z = 60\, \Delta Q\, p_o\, \tau / \Delta p$$

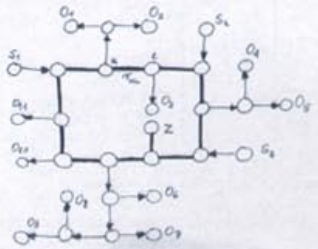
Ponieważ najbardziej znaczący czynnik wydajność sprężarki Qs zostaje zamieniony na różnica zapotrzebowania i wydajności sprężarki - ΔQ, to otrzymujemy znacznie mniejsze wartości na objętość zbiornika. W tym przypadku zyskujemy podwójnie 0 - z jednej strony mamy mniejszy zbiornik a z drugiej sprężarki pracują przy mniejszym ciśnieniu.
Zmniejszenie ciśnienia pracy w systemie można też osiągnąć przez odpowiednie zasilanie sieci, usytuowanie zbiornika powietrza, czujników pomiaru ciśnienia i sterowanie sprężarkami jak na przykład podano to w [2]. Jest to związane ze

zmniejszeniem oporów przepływu powietrza. Oczywiste jest, że przy jednopunktowym zasilaniu cieczy opory przepływu będą większe niż przy zasilaniu wielopunktowym sieci i stąd też duże możliwości oszczędności. Takim skrajnym rozwiązaniem jest całkowita decentralizacja i stworzenie niezależnych układów zasilających jak na przykład przedstawiono w [3]. Ale bardziej korzystną wydaje się propozycja zawarta w [2] połączenia całego całej sieci w jeden układ zasilany wielopunktowo i z wielopunktowym pomiarem ciśnienia w sieci. Odgałęzienia w sieci winny mieć możliwości odcięcia od sieci głównej, tak aby w przypadku awarii istniała możliwość odłączenia gałęzi w której ta awaria nastąpiła.

Model systemu i algorytm sterowania

Jako model systemu zasilającego przyjęto graf skierowany, w którym sprężarki są umieszczone w węzłach stanowiących „zródła", natomiast odbiorniki są węzłami będącymi „studniami". Schemat takiego modelu przedstawia rys. 1. Każdej gałęzi przyporządkowany jest pewien opór związany z przepływem powietrza. Węzłom można przyporządkować odpowiednie ciśnienia. Dla włączonych różnych sprężarek i odbiorników otrzymujemy różny rozkład ciśnień i przepływów. Można więc ze zbioru możliwych rozwiązań włączeń sprężarek, przy zadanych włączonych odbiornikach wybrać wariant minimalizujący globalne straty ciśnienia. Algorytm sterowania musi uwzględniać:

1. Sprawdzenie szczelności sieci sprężonego powietrza
1.1 Sprawdzenie szczelności poszczególnych gałęzi
2. Analiza pracujących odbiorników i bilans przepływów
3. Wybór aktualnie pracujących sprężarek
4. Regulacja wydajności sprężarek
4.1. Regulacja wydajności sprężarki o zmiennej wydajności
4.2. Zmiana aktualnie pracujących sprężarek
5. Identyfikacja nadmiernego zużycia sprężonego powietrza
6. Przejście do pracy w stanie awaryjnym sieci.



Rys. 1 Graf jako model przykładowego systemu zasilania sprężonym powietrzem S_i – sprężarki, O_j – odbiorniki, Z –zbiornik sprężonego powietrza, k – możliwe punkty pomiaru ciśnienia, r_{kl} – opór przepływu odcinka sieci między punktami k i l.

Aby zrealizować algorytm sterowania do sterownika musza dochodzić sygnały z czujników ciśnienia odpowiednio rozmieszczonych w punktach o największych spadkach ciśnień, informacja o włączonych urządzeniach – odbiornikach. W zależności od stanu systemu sterownik włącza odpowiednie sprężarki lub reguluje prędkość obrotową sprężarki zmiennoobrotowej, tak aby zapewnić żądaną ilość powietrza przy minimalnych stratach ciśnienia, odcina też gałęzie w których jest awaria sieci lub nieuzasadnione zużycie powietrza. Sterowanie może się tak odbywać, aby wykorzystywać istniejące, sprawdzone przez producentów algorytmy sterowania sprężarkami, ale dostosowane to powinno być do pracy całego systemu. W takim przypadku system będąc scentralizowanym układem może wykorzystywać własności systemu zdecentralizowanego.

Podsumowanie

Zadaniem sterowania całą siecią sprężonego powietrza jest minimalizacja zużycia sprężonego powietrza i kosztów jego wytwarzania. Osiągane jest to przez odpowiednio zaprojektowaną siec sprężonego powietrza, w której minimalizuje się straty przepływu, minimalizuje ciśnienie robocze do dopuszczalnego technologicznie oraz dostosowuje niezbędny wydatek powietrza do zapotrzebowanie odbiorników. Taki system charakteryzuje się większą sprawnością energetyczną w stosunku do dotychczas stosowanych rozwiązań i śmiało może być nazywany „inteligentnym" jak to uczynił A. Araszkiewicz w swoich propozycjach [2].

Literatura:
[1]Tyrcha J. Zbiorniki wyrównawcze, Pneumatyka 5/1999
[2] Araszkiewicz A. Inteligentne, energooszczędne systemy wytwarzania i przesyłania sprężonego powietrza, Pneumatyka 6/2001
[3]Masiakiewicz M. Kozaczuk R. Modernizacja gospodarki sprężonym powietrzem w KWK Bogdanka S.A., Pneumatyka 1/2000
[4]Węsierski Łukasz N. Sterowanie systemem zasilania sprężonym powietrzem, Zeszyty Naukowe PŚw. Elektryka nr 39/2000
[5]Toepfer H., Schwarz A. Wissensspeicher Fluidtechnik, VEB Leipzig 1988

Optymalizacja parametrów regulatora serwonapędu elektropneumatycznego

Dr inż. Janusz Pluta, dr inż. Waldemar Rączka, Dr inż. Marek Sibielak
Akademia Górniczo-Hutnicza
Wydział Inżynierii Mechanicznej I Robotyki
Katedra Automatyzacji Procesów
30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30
e-mail: plutian@uci.agh.edu.pl
wraczka@uci.agh.edu.pl
sibielak@uci.agh.edu.pl

W artykule przedstawiono metodę optymalizacji parametrów regulatora bazującą na eksperymentach prowadzonych z użyciem nieliniowego modelu serwonapędu elektropneumatycznego. Wykorzystując zmodyfikowaną metodę Hooka Jeevesa dokonano doboru optymalnych parametrów regulatora.

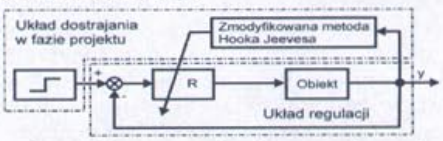
Wprowadzenie

Zastosowanie do współczesnych systemów pneumatycznych techniki proporcjonalnej i serwozaworowej umożliwiło uzyskanie znacznie szerszych możliwości sterowania niż przy użyciu techniki konwencjonalnej. Technika ta okazała się szczególnie przydatna w serwonapędach elektropneumatycznych, które należą obecnie do najprężniej rozwijających się działów pneumatyki. Elementami sterującymi serwonapędów są zawory proporcjonalne lub serwozawory, połączone bezpośrednio z siłownikiem pneumatycznym i układem pomiarowym. Charakteryzują się one dużym wzmocnieniem i krótkimi czasami reakcji. W ostatnich latach, dzięki szerokiemu wprowadzeniu techniki elektronicznej do serwonapędów elektropneumatycznych, ich parametry techniczno-eksploatacyjne uległy znacznej poprawie. Często jednak właściwości takich układów są uwarunkowane różnymi nieliniowościami. Siłowniki pneumatyczne napędzają mechanizmy, które mogą charakteryzować się również nieliniowością. Zespół siłownika i zaworu sterującego oraz napędzane elementy mechaniczne tworzą nieliniowy system wysokiego rzędu, który tylko w wąsko określonych zakresach pracy może być traktowany jako liniowy. Występujące nieliniowości pogarszają jakość sterowania i prowadzą często, podczas przesuwania tłoka z małą prędkością (pełzającą), do niekorzystnych cykli stabilnych określanych jako zjawisko „stick-slip". Te niekorzystne właściwości serwonapędów mogą być minimalizowane w układzie regulacji, poprzez dobór struktury regulatora i jego parametrów.
W niniejszym artykule przedstawiono metodę automatycznego doboru parametrów regulatora dla wybranej struktury układu regulacji.

W metodzie tej wykorzystano algorytm optymalizacji Hooka Jeevesa, co pozwoliło na zmniejszenie liczby koniecznych eksperymentów [5]. Eksperymenty prowadzono z użyciem nieliniowego modelu matematycznego, opracowanego dla serwonapędu elektropneumatycznego z siłownikiem tłokowym. Warunkiem poprawnego działania proponowanej metody automatycznego doboru parametrów regulatora jest znajomość modelu matematycznego serwonapędu, opisującego wystarczająco dokładnie jego rzeczywiste działanie.

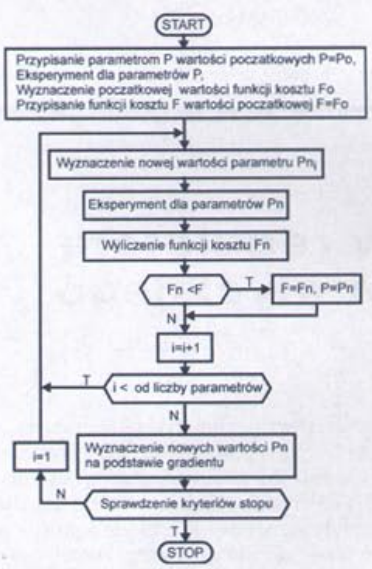
Metoda doboru optymalnych parametrów regulatora

Do syntezy regulatora zaproponowano metodę optymalizacji umożliwiającą dobór optymalnych parametrów dla zadanej struktury układu regulacji. Jej ideę przedstawiono na rys. 1. Układ regulacji występuje wraz z blokiem modyfikującym parametry regulatora R. Do zmiany parametrów regulatora zastosowano zmodyfikowaną metodę Hooka i Jeevesa. Dostrajanie tych parametrów jest realizowane w oparciu o wartości funkcji kosztu wyznaczane w kolejnych iteracjach. Wartości te oblicza się na podstawie odpowiedzi skokowej układu regulacji oraz zadanych ograniczeń (rys. 6).



Rys. 1 Ogólny schemat doboru optymalnych parametrów regulatora

Algorytm dostrajania parametrów regulatora pokazano w uproszczonej formie na rys. 2. W fazie startowej algorytmu, na podstawie odpowiedzi skokowej, wyznacza się początkową wartość funkcji kosztu dla początkowych wartości parametrów regulatora. Odpowiedź skokową otrzymuje się w wyniku przeprowadzonego eksperymentu. W każdej iteracji algorytmu wyznacza się wartość funkcji kosztu zmieniając po kolei wartości wszystkich optymalizowanych parametrów regulatora. W przypadku zmniejszenia jej wartości, za aktualne parametry przyjmuje się te, dla których przeprowadzono eksperyment. Następnie sprawdzane są kryteria stopu, i jeśli aktualne rozwiązanie je spełnia, algorytm zostaje zatrzymany. W przeciwnym przypadku cykl dostrajania parametrów jest kontynuowany zgodnie z algorytmem podanym na rys. 2. Jako warunki stopu przyjmuje się np. minimalną zmianę wartości funkcji kosztu lub parametrów, czy maksymalną liczbę iteracji.

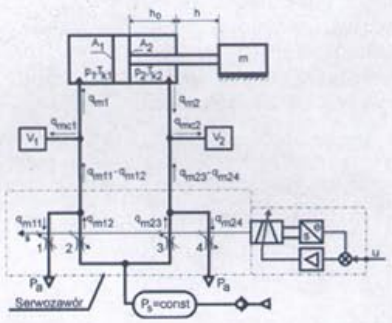


Rys. 2 Algorytm optymalizacji parametrów

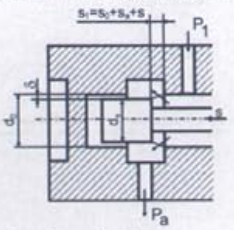
Opisywana metoda jest zaimplementowana w przyborniku Nonlinear Control Design (NCD) pakietu Matlab/Simulink [4]. Przybornik ten wspomaga syntezę regulatorów w dziedzinie czasu. Jest on przeznaczony przede wszystkim do optymalnego doboru parametrów regulatora dla obiektów nieliniowych, ale może być użyty także do wyznaczenia optymalnych parametrów konstrukcji obiektu. Z jego pomocą można dostrajać dowolną liczbę parametrów w postaci skalarów lub wektorów przez umieszczenie ich nazw w odpowiednim oknie dialogowym. Przybornik umożliwia zadanie ograniczeń na zakres zmienności optymalizowanych parametrów, a dodatkowo pozwala uwzględnić niepewności modelu obiektu. Tę ostatnią właściwość NCD można użyć także w syntezie regulatora odpornego. Przybornik NCD automatycznie zamienia ograniczenia w dziedzinie czasu na zadanie optymalizacji statycznej z ograniczeniami i rozwiązuje je przy pomocy wysokiej klasy procedur optymalizujących, zawartych w przyborniku Optimization. Algorytm optymalizacji iteracyjnie przeprowadza eksperymenty symulacyjne, a następnie porównując ich wyniki z poszczególnymi ograniczeniami wyznacza nowe wartości funkcji kosztu. Następnie, przy użyciu metod gradientowych lub bezgradientowych modyfikuje wartości optymalizowanych parametrów tak, aby zminimalizować funkcję kosztu. W trakcie optymalizacji można obserwować i oceniać jej postęp zarówno na podstawie wartości funkcji kosztu, jak również na podstawie pośrednich wyników symulacji. Końcowe wyniki optymalizacji są dostępne w przestrzeni roboczej Matlaba.

Opis obiektu i jego model

Obiektem sterowania jest zespół napędowy utworzony z niesymetrycznego siłownika tłokowego oraz jednostopniowego pięciodrogowego serworozdzielacza elektropneuma-tycznego o konstrukcji suwakowej. Do celów modelowania matematycznego taki zespół można przedstawić w postaci układu sterowania dławieniowego [1, 2, 3], jak pokazano schematycznie na rys. 3, a następnie rozpatrywać jako uporządkowaną kombinację oporów pneumatycznych. W układzie tym wzmacniacz pneumatyczny serwozaworu jest reprezentowany przez cztery opory pneumatyczne (1, 2, 3, 4), utworzone z okien dławiących jego pary suwakowej i połączone w układ mostka pneumatycznego. Wraz z przesunięciem s suwaka sterującego opory te zmieniają swoją wartość parami, w sposób przeciwsobny. Pomniejszaniu oporów 1 i 3 odpowiada synchroniczne powiększanie oporów 2 i 4 i odwrotnie. Na rys. 4 pokazano schemat konstrukcyjny jednego z okien dławiących serwozaworu z zaznaczeniem najważniejszych wymiarów.



Rys. 3 Serwonapęd w postaci układu sterowania dławieniowego



Rys. 4 Schemat konstrukcyjny okna dławiącego serwozaworu

Przyjęty do badań model matematyczny serwonapędu, przedstawiony szczegółowo w pracy [3], został sformułowany przy następujących założeniach:

- ciśnienie zasilania zespołu jest stałe (p_s = const), a jego ciśnienie wyjściowe jest równe ciśnieniu atmosferycznemu p_a,
- suwak dławiący jest elementem symetrycznym, a wszystkie cztery okna dławiące serwozaworu mają jednakową przewodność masową C_m oraz jednakowy krytyczny stosunek ciśnień b,
- straty ciśnienia w oknach dławiących serwozaworu mają znaczenie decydujące dla sterowania zespołem (pominięto straty ciśnienia w przewodach),
- tłok siłownika nie osiąga skrajnych położeń w cylindrze.

Zamieszczony poniżej model (1-7) opracowano w oparciu o: równanie równowagi sił elementu napędowego, równania bilansu natężeń przepływu dla całego układu oraz równanie opisujące właściwości dynamiczne serwozaworu wraz z jego zintegrowanym układem sterującym. Model ten tworzy układ następujących równań różniczkowych nieliniowych:

$$m\ddot{h} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - f_n \cdot \dot{h}\left(1 + e^{-f_m|\dot{h}|}\right) - \frac{1}{2}\left(F_{cm} - F_{co}\right)\cdot e^{-f_c|\dot{h}|}\left(sgn(\dot{h}) - sgn(\dot{h})\right) +$$
$$- \left(F_{co} + f_{p1} d_1 |p_1 - p_2| + f_{p2} d_2 |p_2 - p_a|\right)\left(sgn(\dot{h}) - \left(1 - |sgn(\dot{h})|\right) sgn(\dot{h})\right) \quad (1)$$

$$\dot{p}_1 = \frac{n}{V_{10} + A_1(h_0 + h)}\left(RT_{s1}\frac{C_m}{A_{max}}\cdot\psi_p(p_s, p_1, T_2)\cdot\psi_a(s_o + s + s_a) - p_1 A_1 \dot{h} + \right.$$
$$\left. - RT_1\frac{C_m}{A_{max}}\cdot\psi_p(p_1, p_a, T_1)\cdot\psi_a(s_o - s - s_a)\right) \quad (2)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{n}{V_{20} + A_2(h_0 - h)}\left(RT_{k2}\frac{C_m}{A_{max}}\cdot\psi_p(p_s, p_2, T_3)\cdot\psi_a(s_a - s - s_a) + p_2 A_2 \dot{h} + \right.$$
$$\left. - RT_4\frac{C_m}{A_{max}}\cdot\psi_p(p_2, p_a, T_4)\cdot\psi_a(s_a + s + s_a)\right) \quad (3)$$

$$T_s\dot{s} + s = k_a u \quad (4)$$

gdzie:

A_1, A_2	–	powierzchnie robocze tłoka siłownika,
A_{max}	–	maksymalna powierzchnia przepływowa okna dławiącego serwozaworu,
d_1, d_2	–	średnice tłoka i tłoczyska siłownika,
h	–	przesuniecie tłoka siłownika,
h_0	–	środkowe położenie tłoka siłownika,
m	–	masa zredukowana,
n	–	wykładnik przemiany politropowej,
f_n	–	współczynnik tarcia dynamicznego,
f_{nk}, f_c	–	współczynniki korekcyjne dla tarcia statycznego,
f_{p1}, f_{p2}	–	współczynniki oporów tarcia ciśnieniowego tłoka i tłoczyska,
F_{co}, F_{cm}	–	minimalna i maksymalna wartość tarcia suchego,
p_1, p_2	–	ciśnienia absolutne w komorach siłownika,
R	–	uniwersalna stała gazowa,
T_{k1}, T_{k2}	–	temperatury powietrza w komorach siłownika,
T_s	–	stała czasowa serwozaworu,
u	–	wejściowy sygnał sterujący,
V_1, V_2	–	objętości komór roboczych siłownika,
ρ	–	gęstość powietrza w warunkach ANR,
$k_a = \frac{s_{max}}{u_{max}}$	–	unormowane wzmocnienie.

$$\psi_p(p_i, p_{i+1}, T_i) = sgn(p_i - p_{i+1})\cdot max(p_i, p_{i+1})\cdot$$
$$\cdot\sqrt{\frac{T_n}{2T_i}\left(2 - \left(\frac{\frac{min(p_i, p_{i+1})}{max(p_i, p_{i+1})} - b}{1-b}\right)^2\left(1 + sgn\left(\frac{min(p_i, p_{i+1})}{max(p_i, p_{i+1})} - b\right)\right)\right)} \quad (5)$$

$$\psi_a(s_i) = \frac{1}{4}\pi(d_0 + d_s)\sqrt{s_i^2 + \left(\frac{d_0 - d_s}{2}\right)^2}(1 + sgn(s_i)) + \frac{1}{8}\pi(d_0^2 - d_s^2)(1 - sgn(s_i)) \quad (6)$$

$$A_{max} = \frac{1}{2}\pi(d_0 + d_s)\sqrt{(s_0 + s_{max})^2 + \left(\frac{d_0 - d_s}{2}\right)^2} \quad (7)$$

Funkcja $\psi_p(p_i, p_{i+1}, T_i)$ określa wpływ ciśnień absolutnych p_i, p_{i+1} przed i za odpowiednim oporem pneumatycznym, dla temperatury T_i powietrza przepływającego przez i-te okno oraz krytycznego stosunku ciśnień b, gdzie T_n jest temperaturą powietrza w warunkach ANR. Funkcja $\psi_a(s_i)$ opisuje wpływ cech geometrycznych okien dławiących (rys. 4) oraz kierunek ruchu suwaka. Przedstawiony model uwzględnia nieliniowy charakter oporów tarcia. W ich opisie uwzględniono: minimalną i maksymalną siłę tarcia spoczynkowego, tarcie newtonowskie proporcjonalne do prędkości ruchu ze zmiennym współczynnikiem korekcyjnym zależnym ekspotencjalnie od prędkości, tarcie coulombowskie oraz opory tarcia w węzłach uszczelniających siłownika. Do opisu natężenia przepływu w oknach dławiących serwozaworu wykorzystano zależność półempiryczną [3], uwzględniającą wartość przekrycia s_0 suwaka, asymetrię położenia s_a suwaka przy zerowym sygnale sterującym oraz dodatkowo luz δ pomiędzy suwakiem i cylindrycznym otworem korpusu. Podany model opisuje wszystkie stany pracy siłownika – rozpędzanie i hamowanie, postój i ruch ustalony.

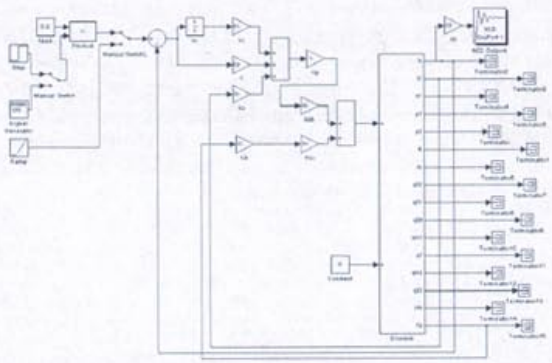
Założenia i synteza regulatora

Opisaną metodę doboru parametrów optymalnych regulatora zastosowano do syntezy układu regulacji, pokazanego schematycznie na rys. 5, umożliwiającego sterowanie położeniem tłoka serwonapędu. Przyjęto, że sygnał sterujący u jest wyznaczany na podstawie: sygnału uchybu $(h_z - h)$, prędkości tłoka $\dot{h}$ oraz siły F_h rozwijanej przez siłownik pneumatyczny. W celu zmniejszenia uchybu statycznego w regulatorze zastosowano człon całkujący.

Regulator opisano następującą zależnością:

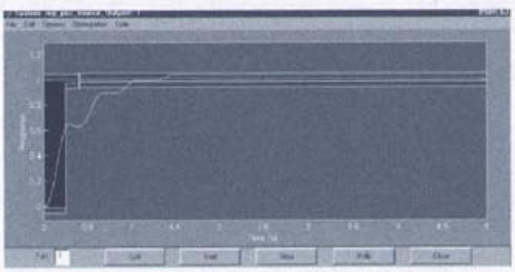
$$u = k_p(h_z - h) + \int k_i(h_z - h) + k_v\dot{h} + k_h F_h \quad (8)$$

$$F_h = p_1 A_1 - p_2 A_2 \quad (9)$$



Rys. 5 Schemat układu regulacji położenia tłoka serwonapędu

Zastosowaną metodę użyto do optymalizacji parametrów regulatora kp, ki, kv i kh. Na rys. 6 zaprezentowano okno do zadawania ograniczeń na odpowiedź skokową układu. W oknie tym pokazano odpowiedź skokową układu regulacji dla początkowych parametrów regulatora.



Rys. 6 Zadane wymagania na odpowiedź skokową układu regulacji

Zadanie parametrów początkowych regulatora jest konieczne do rozpoczęcia procedury optymalizacji. Wybór ich wartości nie jest krytyczny, ale prawidłowy wybór przyspiesza znalezienie parametrów optymalnych. Nie można określić reguł ich doboru, jednak należy heurystycznie dobierać wartości w pobliżu rozwiązania optymalnego.

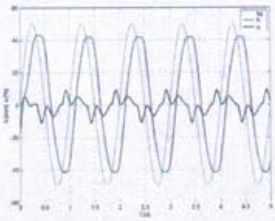
Wyniki badań

Badania symulacyjne układu regulacji przedstawionego modelu serwonapędu zostały przeprowadzone z wykorzystaniem pakietu Matlab/Simulink. Celem tych badań było wykazanie efektywności proponowanej metody automatycznego doboru parametrów regulatora. Dla jej wykazania przeprowadzono badania porównawcze regulatora z parametrami przed i po optymalizacji. Dodatkowo wykonano badania układu regulacji z regulatorem optymalnym. Badano między innymi odpowiedzi układu regulacji na wymuszenia o charakterze skokowym, sinusoidalnym oraz liniowym. Wybrane wyniki z przeprowadzonych badań symulacyjnych zaprezentowano na rys. 7-10. Do badań przyjęto następujące podstawowe parametry: $d_1 = 32$ mm, $d_2 = 12$ mm, $m = 12.5$ kg, $b = 0.44$, $C_m = 3.95\cdot10^{-8}$ kg/(s·Pa), $p_s = 0.7$ MPa, $s_0 = 5$ μm, $\delta = 5$ μm, $s_a = 0$. Parametry regulatora optymalnego zostały wyznaczone dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 200 mm.

Na rys. 7 przedstawiono odpowiedzi skokowe badanego układu regulacji z regulatorem R1 przed i R2 po optymalizacji parametrów, otrzymane dla trzech amplitud sygnału wymuszającego: 100, 150 i 200 mm. Układ z regulatorem optymalnym R2 charakteryzuje się krótszym czasem regulacji oraz mniejszym uchybem statycznym.

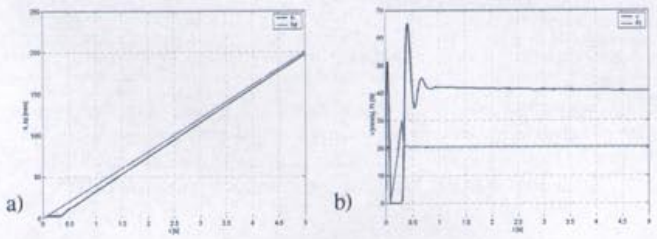
Rys. 7 Odpowiedzi skokowe układu regulacji przed (R1) i po (R2) optymalizacji

Rys. 8 ilustruje odpowiedź h (przemieszczenie tłoka siłownika) układu regulacji z regulatorem optymalnym R2 na wymuszenie sinusoidalne h_z o amplitudzie 50 mm i częstotliwości 1 Hz. Dodatkowo pokazano sygnał sterujący u, którego przebieg świadczy o wyraźnie nieliniowym charakterze serwonapędu. Wzmocnienie układu dla zadanego wymuszenia wynosi 0.88, a przesunięcie fazowe 46_. Na przebiegu przemieszczenia h obserwuje się zniekształcenie wierzchołków sinusoidy spowodowane działaniem oporów tarcia.

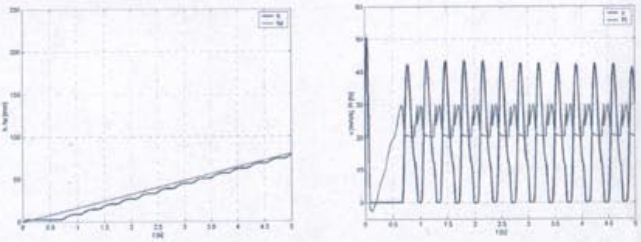


Rys. 8 Odpowiedź optymalnego układu regulacji na wymuszenie sinusoidalne (1 Hz, A=50 mm)

Na rys. 9 i 10 pokazano odpowiedzi badanego układu na liniowe wymuszenia h_z o prędkości narastania 40 mm/s (rys. 9a, 9b) oraz 16 mm/s (rys. 10a, 10b). Rys. 9a i 10a przedstawiają przebiegi h_z i h, a rys. 9b i 10b przebiegi prędkości tłoka $\dot{h}$ (v na rys. 9 i 10) i oporów tarcia F_t. Na wszystkich przebiegach można zaobserwować zjawisko zerwania tarcia statycznego w początkowej fazie obu eksperymentów, które odpowiada za opóźnienie w zadziałaniu układu. Dla eksperymentu z mniejszą prędkością narastania sygnału h_z widoczne jest występowanie zjawiska „stick-slip", polegającego na cyklicznym zatrzymywaniu się tłoka. Obserwowane na przebiegach zjawiska są spowodowane głównie występowaniem oporów tarcia.



Rys. 9 Odpowiedzi optymalnego układu regulacji na wymuszenie liniowe h_z: a) przemieszczenie h tłoka, b) prędkość v tłoka, siła tarcia F_t



Rys. 10 Odpowiedzi optymalnego układu regulacji na wymuszenie liniowe wolno narastające h_z: a) przemieszczenie h tłoka, b) prędkość v tłoka, siła tarcia F_t

Podsumowanie

Przedstawiona w artykule metoda automatycznego doboru optymalnych parametrów regulatora może być przydatna m. in. w projektowaniu układów regulacji dla obiektów w postaci elektropneumatycznych zespołów napędowych. Zaprezentowane wyniki badań symulacyjnych, przeprowadzonych przy pomocy pakietu Matlab/Simulink dla układu regulacji z nieliniowym modelem serwonapędu elektropneumatycznego, potwierdziły efektywność tej metody i wykazały, że przy jej pomocy można minimalizować niekorzystne cechy serwonapędów poprzez dobór parametrów regulatora. Ponadto zarejestrowane przebiegi pozwalają na analizę i lepsze poznanie różnych zjawisk występujących podczas pracy serwonapędu elektropneumatycznego. Pokazany sposób badań i projektowania charakteryzuje się niskim kosztem i może być z powodzeniem stosowany w pracach naukowo-badawczych i w projektowaniu elektropneumatycznych układów regulacji.

Literatura

[1]Araki K., Kosaka S.: Frequency characteristics of a pneumatic valve-controlled asymmetric cylinder. First JHPS International Symposium on Fluid Power. March 13-16, 1989 Tokyo, Japan, s. 33-40.

[2]Chudzik Z., Janiszowski K., Kozłowski M., Olszewski M.: Modelowanie obiektów sterowania na przykładzie analizy opisu siłownika pneumatycznego. Pomiary, automatyka, kontrola nr 10/1994, s. 231-235.

[3]Pluta J., Sapiński B., Sibielak M.: Mathematical model of electropneumatic unit with throttling control. Proceedings of International Carpathian Control Conference ICCC'2000. High Tatras, Podbanské, Slovak Republic. May 23-26, 2000, s. 265-268.

[4]Nonlinear Control Design Blockset User's Guide. For Use with Simulink. The MathWorks, Inc. 1997.

[5]Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A.: Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji. PWN 1980 Warszawa s. 187-189.

Modelowanie układu napędowego z dwoma siłownikami membranowymi

Zbigniew Sławomir Kulesza
Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok,
kuleszbi@cksr.ac.bialystok.pl

Streszczenie

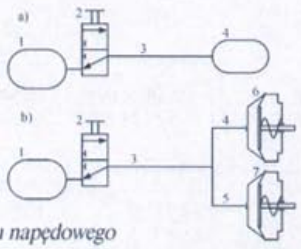
W referacie zaprezentowano metodę modelowania pneumatycznego układu napędowego z dwoma siłownikami membranowymi. W metodzie tej uwzględniono dynamikę przewodów połączeniowych oraz wykorzystano wartości współczynnika wydatku otrzymane w trakcie wcześniejszych badań. Dokonano weryfikacji doświadczalnej prezentowanej metody.

Słowa kluczowe: Napęd pneumatyczny, pneumatyczne przewody ciśnieniowe, siłowniki membranowe, modelowanie.

Przedmiot badań

W artykule [2] zaprezentowano uproszczoną metodę modelowania pneumatycznych przewodów połączeniowych, wyniki badań doświadczalnych i analitycznych oraz kryteria wyboru struktury modelu matematycznego tych przewodów. Przedstawione tam badania dotyczyły układu napędowego składającego się ze zbiornika zasilającego 1, zaworu rozdzielającego 2, przewodu połączeniowego 3 oraz komory o stałej objętości 4 (patrz rysunek 1a).

W niniejszym referacie wykorzystano wyniki tych badań do zamodelowania układu napędowego przedstawionego na rysunku 1b. Układ ten składa się ze zbiornika zasilającego 1, zaworu rozdzielającego 2 oraz dwóch identycznych siłowników membranowych 6 i 7 połączonych z przewodem 3 za pomocą identycznych przewodów 4 i 5.



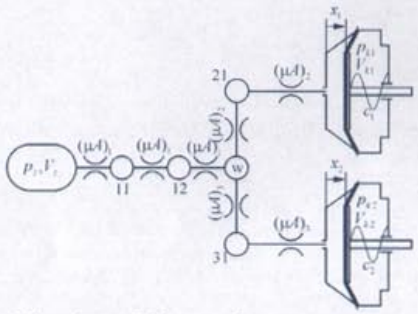
Rys.1 Schemat układu napędowego

Model matematyczny

Na rysunku 2 pokazano schemat obliczeniowy układu napędowego z rysunku 1b. Na schemacie przewody ciśnieniowe zostały przedstawione jako układ szeregowo połączonych komór i oporów pneumatycznych.

Model siłownika membranowego (równania zmiany ciśnienia w zmiennej objętości siłownika oraz ruchu trzpienia siłownika) przyjęto podobnie jak we wcześniejszym artykule [3] oraz [1].

Ponadto założono:
- stałą temperaturę powietrza,
- doskonałą szczelność całego układu,
- brak oporów stawianych przepływającemu powietrzu przez zawór rozdzielający 2,
- brak sił tarcia w siłownikach 6 i 7,
- hiperboliczną funkcję natężenia przepływu [4].



Rys.2 Schemat obliczeniowy układu napędowego

Po uwzględnieniu tych założeń model matematyczny układu z rysunku 2, przy napełnianiu komory siłownika ze zbiornika zasilającego, może zostać zapisany jako układ następujących równań różniczkowych [5]:

$$\frac{dp_z}{dt} = -(\mu A)_1 v_{kr} \kappa \frac{p_z}{V_z} 0{,}654 \frac{p_z - p_{11}}{1{,}13 p_z - p_{11}},$$

$$\frac{dp_{11}}{dt} = (\mu A)_1 v_{kr} \kappa \frac{p_z}{V_{11}} 0{,}654 \frac{p_z - p_{11}}{1{,}13 p_z - p_{11}} - (\mu A)_1 v_{kr} \kappa \frac{p_{11}}{V_{11}} 0{,}654 \frac{p_{11} - p_{12}}{1{,}13 p_{11} - p_{12}},$$

$$\frac{dp_{12}}{dt} = (\mu A)_1 v_{kr} \kappa \frac{p_{11}}{V_{12}} 0{,}654 \frac{p_{11} - p_{12}}{1{,}13 p_{11} - p_{12}} - (\mu A)_1 v_{kr} \kappa \frac{p_{12}}{V_{12}} 0{,}654 \frac{p_{12} - p_w}{1{,}13 p_{12} - p_w},$$

$$\frac{dp_w}{dt} = (\mu A)_1 v_{kr} \kappa \frac{p_{12}}{V_w} 0{,}654 \frac{p_{12} - p_w}{1{,}13 p_{12} - p_w} - (\mu A)_2 v_{kr} \kappa \frac{p_w}{V_w} 0{,}654 \frac{p_w - p_{21}}{1{,}13 p_w - p_{21}} -$$

$$(\mu A)_3 v_{kr} \kappa \frac{p_w}{V_w} 0{,}654 \frac{p_w - p_{31}}{1{,}13 p_w - p_{31}},$$

$$\frac{dp_{21}}{dt} = (\mu A)_2 v_{kr} \kappa \frac{p_w}{V_{21}} 0{,}654 \frac{p_w - p_{21}}{1{,}13 p_w - p_{21}} - (\mu A)_2 v_{kr} \kappa \frac{p_{21}}{V_{21}} 0{,}654 \frac{p_{21} - p_{k1}}{1{,}13 p_{21} - p_{k1}},$$

$$\frac{dp_{31}}{dt} = (\mu A)_3 v_{kr} \kappa \frac{p_w}{V_{31}} 0{,}654 \frac{p_w - p_{31}}{1{,}13 p_w - p_{31}} - (\mu A)_3 v_{kr} \kappa \frac{p_{31}}{V_{31}} 0{,}654 \frac{p_{31} - p_{k2}}{1{,}13 p_{31} - p_{k2}},$$

$$\frac{dp_{k1}}{dt} = (\mu A)_2 v_{kr} \kappa \frac{p_{21}}{F_{c1} x_1 + V_{01}} 0{,}654 \frac{p_{21} - p_{k1}}{1{,}13 p_{21} - p_{k1}} - \kappa F_{c1} \frac{p_{k1}}{F_{c1} x_1 + V_{01}} \frac{dx_1}{dt},$$

$$\frac{dp_{k2}}{dt} = (\mu A)_3 v_{kr} \kappa \frac{p_{31}}{F_{c2} x_2 + V_{02}} 0{,}654 \frac{p_{31} - p_{k2}}{1{,}13 p_{31} - p_{k2}} - \kappa F_{c2} \frac{p_{k2}}{F_{c2} x_2 + V_{02}} \frac{dx_2}{dt},$$

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = (p_{k1} - p_a) F_{c1} - k_{c1} x_1,$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = (p_{k2} - p_a) F_{c2} - k_{c2} x_2.$$

W równaniach tych oznaczają:

$(\mu A)_1 = \mu_1 A_1$, i analogicznie $(\mu A)_2$ i $(\mu A)_3$ - efektywne pola przepływu przewodów 3, 4, 5,

μ_1, μ_2, μ_3 - współczynniki wydatku przewodów 3, 4, 5,

A_1, A_2, A_3 - pola przepływu (przekroju poprzecznego) przewodów 3, 4, 5, ,

v_{kr} - prędkość krytyczna, dla powietrza: $v_{kr} = \sqrt{\kappa R T}$ $\left[\frac{m}{s}\right]$,

κ - wykładnik adiabaty, dla powietrza: $\kappa = 1{,}4$,

R - stała gazowa, dla powietrza: $R = 287, \left[\frac{Nm}{kgK}\right]$,

T - temperatura bezwzględna powietrza, przyjęto: $T = 293, [K]$.

V_Z - objętość zbiornika zasilającego, $V_Z = 0{,}08, [m^3]$

V_{11}, V_{12}, V_{21}, V_{31} - objętości odpowiednich komór układu, $[m^3]$, przy czym $V_{11} = V_{12} = V_{r1}/n_1$, gdzie $V_{r1} = \pi r_1^2 l_1$ - objętość wewnętrzna przewodu 3, $n_1 = 2$ - liczba komór przewodu 3, oraz $V_{21} = V_{r2}/n_2$ i $V_{31} = V_{r3}/n_3$, gdzie V_{r2} i V_{r3} - objętości wewnętrzne przewodów 4 i 5 obliczane podobnie jak objętości przewodu 3, przy czym $n_1 = n_2 = 1$,

V_w - objętość węzła (trójnika) w ($V_w = 0{,}1$), $[dm^3]$,

p_Z - ciśnienie powietrza w zbiorniku zasilającym, $[Pa]$,

p_{11}, p_{12}, p_{21}, p_{31} - ciśnienia w odpowiednich komorach układu, $[Pa]$,

p_w - ciśnienie w węźle (trójniku) w, $[Pa]$,

p_{k1}, p_{k2}, - ciśnienia powietrza w siłownikach 6 i 7, $[Pa]$,

F_{c1}, F_{c2} - powierzchnie efektywne membran siłowników 6 i 7, $[m^2]$, gdzie:

$$F_{c1} = \frac{\pi}{12}\left(D_{11}^2 + D_{11} D_{12} + D_{12}^2\right),$$

a F_{c2} wyraża się wzorem analogicznym,

D_{11}, D_{12} - większa i mniejsza średnica membrany siłownika, $[m]$,

V_{01}, V_{02} - objętości początkowe (dla $x_1 = 0$, $x_2 = 0$) komór siłowników 6 i 7, $[m^3]$,

m_1, m_2 - zredukowane masy części ruchomych siłowników, $[kg]$,

p_a - ciśnienie atmosferyczne, $p_a = 100\ [kPa]$,

k_{c1}, k_{c2} - współczynniki sprężystości sprężyn siłowników, $[N/m]$.

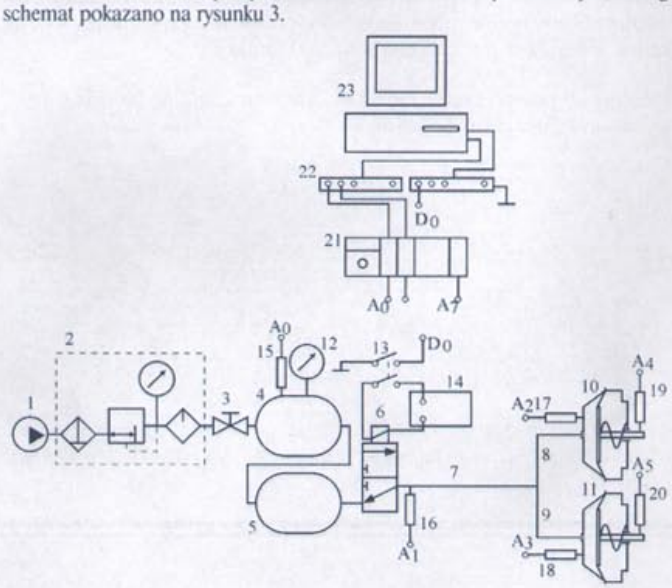
Wszystkie ciśnienia występujące w tych równaniach są to ciśnienia bezwzględne.

Jak wykazano w [2], występujące w tych równaniach współczynniki wydatku μ_1, μ_2, μ_3 zależą od długości i średnicy przewodów.

Podobne układy równań można otrzymać dla przypadku opróżniania komór siłowników do atmosfery.

Badania

Badania doświadczalne przeprowadzono na stanowisku pomiarowym, którego schemat pokazano na rysunku 3.



Rys.3 Schemat stanowiska pomiarowego

Badania przeprowadzono dla elastycznych przewodów ciśnieniowych wykonanych z TECALAN'u. Długości przewodu 7 wynosiły: 10, 15 i 20 $[m]$, przewodów 8 i 9: 1, 2, 3, 4, 5 $[m]$. Średnice wewnętrzne wszystkich przewodów wynosiły: 4, 6, 8, 9, 12 $[mm]$. Przebadano 375 różnych układów napędowych.

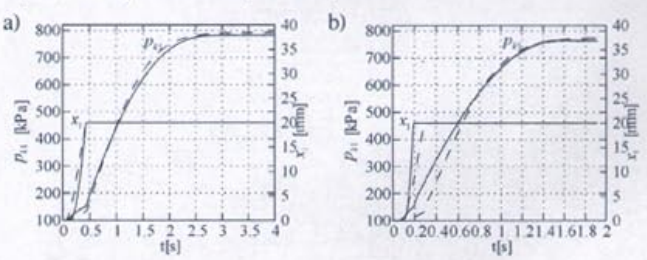
Do badań użyto dwa identyczne siłowniki membranowe, stosowane w powietrznych układach hamulcowych pojazdów ciężarowych, o następujących parametrach: średnice membrany: $D_{11} = D_{21} = 145$ i $D_{12} = D_{22} = 114$, skok trzpienia $x_{1max} = x_{2max} = 20$ [*mm*], masa części ruchomych $m_1 = m_2 = 0{,}5$ [*kg*] . Siłowniki obciążano sprężyną o sztywności $k_{c1} = k_{c2} = 21429{,}2$ [*N/m*].
Podczas badań rejestrowano przebiegi zmian ciśnienia powietrza w zbiornikach zasilających 4, 5 i w komorach siłowników oraz przemieszczenia trzpieni siłowników 10 i 11. Wymuszenie uzyskiwano po skokowym przesterowaniu zaworu 6. Przeprowadzono badania zarówno dla napełniania, jak i opróżniania komór siłowników 10 i 11. Przeprowadzono także badania analityczne, które polegały na numerycznym rozwiązaniu równań (1)-(10) dla wszystkich przebadanych eksperymentalnie układów. W badaniach tych wykorzystano wartości współczynnika wydatku otrzymane w trakcie wcześniejszych prac opisanych w [2]. W wyniku tych badań otrzymano szereg przebiegów czasowych zmian ciśnienia powietrza w komorach układu oraz przemieszczeń trzpieni siłowników. Przebiegi te zostały następnie porównane z przebiegami otrzymanymi w trakcie badań doświadczalnych.

Wyniki

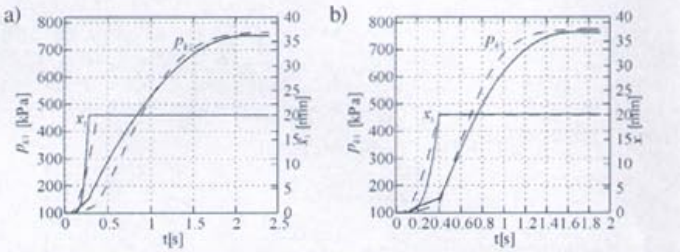
Na rysunkach 4-5 przedstawiono przebiegi ciśnień w zbiorniku zasilającym p_z i w komorze siłownika p_{k1} oraz przemieszczenia x_1 trzpienia siłownika w przypadku napełniania siłowników kilku wybranych układów napędowych.
Na rysunkach 6-7 pokazano przebiegi ciśnień w komorze siłownika p_{k1} oraz przemieszczenia x_1 trzpienia siłownika w przypadku opróżniania siłowników tych samych układów napędowych. Na wykresach nie pokazano ciśnienia p_{k2} oraz przemieszczenia trzpienia x_2 drugiego siłownika, gdyż ze względu na symetrię układu, ciśnienie oraz przemieszczenie drugiego siłownika są identyczne jak pierwszego siłownika. Linie przerywane oznaczają przebiegi otrzymane na drodze analitycznej, linie ciągłe-przebiegi otrzymane na drodze doświadczalnej.

Widoczna jest duża zgodność wyników badań doświadczalnych i analitycznych szczególnie w przypadku napełniania siłowników. Dotyczy to zwłaszcza układów napędowych o mniejszych średnicach przewodów. W przypadku opróżniania, zgodność przebiegów ciśnień w komorach siłowników jest również zadowalająca, natomiast daje się zauważyć, że przemieszczenia trzpieni otrzymane na drodze analitycznej zachodzą z mniejszą prędkością, niż to ma miejsce w rzeczywistości. Świadczyć to może o nieuwzględnieniu pewnych składników w równaniach ruchu siłowników. Na obecnym etapie prac, trudno jednak stwierdzić, jakie to mogą być składniki.

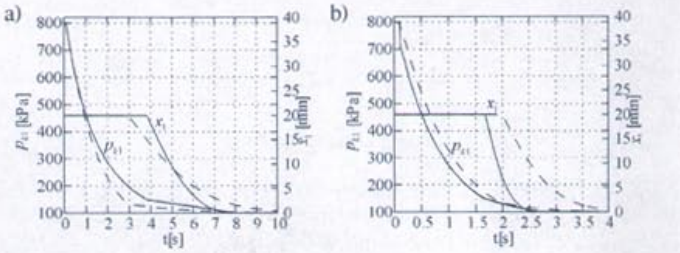
Podobne do powyższych wnioski można wysnuć na podstawie pozostałych, niezaprezentowanych tu wykresów.



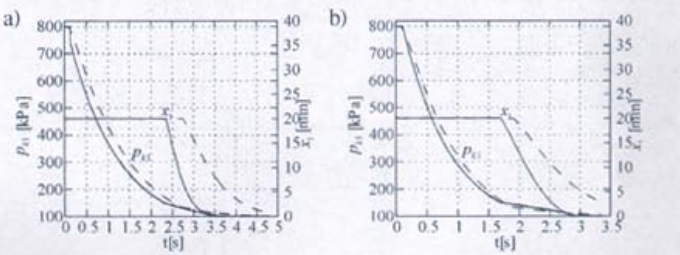
Rys. 4 Wyniki badań: a) $l_1 = 10$ [m], $d_1 = 4$ [mm], $l_2 = l_3 = 1$ [m], $d_2 = d_3 = 4$ [mm], b) $l_1 = 10$ [m], $d_1 = 12$ [mm], $l_2 = l_3 = 5$ [m], $d_2 = d_3 = 12$ [mm],



Rys. 5 Wyniki badań: a) $l_1 = 20$ [m], $d_1 = 12$ [mm], $l_2 = l_3 = 5$ [m], $d_2 = d_3 = 12$ [mm], b) $l_1 = 20$ [m], $d_1 = 12$ [mm], $l_2 = l_3 = 1$ [m], $d_2 = d_3 = 4$[mm],



Rys. 6 Wyniki badań: a) $l_1 = 10$ [m], $d_1 = 4$ [mm], $l_2 = l_3 = 1$ [m], $d_2 = d_3 = 4$ [mm], b) $l_1 = 10$ [m], $d_1 = 12$ [mm], $l_2 = l_3 = 5$ [m], $d_2 = d_3 = 12$[mm],



Rys. 7 Wyniki badań: a) $l_1 = 20$ [m], $d_1 = 12$ [mm], $l_2 = l_3 = 5$ [m], $d_2 = d_3 = 12$ [mm], b) $l_1 = 20$ [m], $d_1 = 12$ [mm], $l_2 = l_3 = 1$ [m], $d_2 = d_3 = 4$ [mm],

Literatura:
[1]E.V. Gerc, Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie, WNT, Warszawa 1973.
[2]Z.S. Kulesza, F. Siemieniako Struktura modelu matematycznego pneumatycznych przewodów połączeniowych, Materiały XII Konferencji Naukowej PNEUMA'2000, Kielce 2000.
[3]Z.S. Kulesza, F. Siemieniako, Using experimental researches results in modeling a drive system with a membrane operating motor, Materiały Czwartego Polsko-Niemieckiego Seminarium „Innowacje i postęp w hydraulice i pneumatyce", Sopot 2002.
[4]N.F. Metluk, V.P. Avtushko, Dinamika pnevmaticeskih i gidravliceskih privodov avtomobilej, Izdatelstvo Mashinostroenie, Moskva 1980
[5]M. Mietluk, Z.S. Kulesza, Modelowanie matematyczne procesów przejściowych w pneumatycznych układach napędowych, Materiały XV Konferencji Naukowo-Dydaktycznej TMM, Białystok-Białowieża 1996.

Sterowanie manipulatora przemysłowego AA - 700

Mgr inż. K. Dzierżek, mgr inż. T. Huścio, mgr inż. T. Kuźmierowski, dr inż. L. Gołdyn

Streszczenie
W referacie opisano zespoły konstrukcyjne oraz budowę elektropneumatycznego układu napędowego manipulatora AA-700. Przedstawione stanowisko sterowania umożliwia sterowanie procesów według określonego algorytmu.

Słowa kluczowe: manipulator, sterowanie, elektropneumatyczny układ napędowy

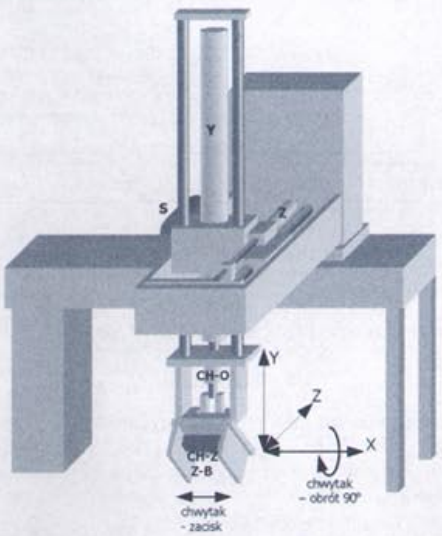
Struktura kinematyczna manipulatora

AA-700 jest automatycznie sterowaną, programowaną, wielozadaniową, stacjonarną maszyną manipulacyjną o czterech stopniach swobody. Na rysunku 1 pokazano strukturę manipulatora z zaznaczonymi trzema postępowymi stopniami swobody: oś X – ruch wzdłuż, oś Y – ruch pionowy, oś Z - ruch w poprzek, oraz jednym obrotowym – obrót chwytaka.

Ze względu na sposób programowania i możliwości komunikowania się ze środowiskiem zewnętrznym (otoczeniem) AA-700 możemy zaliczyć do robotów nauczanych I generacji. Roboty tej generacji nie są zdolne do samodzielnego zbierania informacji o zewnętrznym środowisku pracy. AA-700 jest programowanym manipulatorem wyposażonym w pamięć, do której zostają wprowadzone rozkazy, a następnie - już bez ingerencji operatora – wykonuje on zaprogramowane czynności.

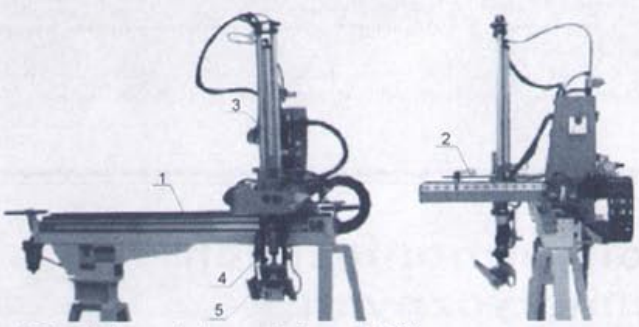
Manipulator przemysłowy AA-700 charakteryzuje się:

- całkowitym brakiem sprzężeń zwrotnych od stanu manipulowanego przedmiotu; manipulowanie jest więc sterowane w torze otwartym,
- koniecznością precyzyjnego zaprogramowania ruchów ramion w odniesieniu do określonego układu współrzędnych,
- koniecznością ustabilizowania współrzędnych położenia początkowego manipulowanego przedmiotu.



Rys. 1 Struktura kinematyczna manipulatora: Y, Z, CH-O, CH-Z, Z-B – siłowniki pneumatyczne; S – silnik

Zespoły konstrukcyjne manipulatora AA-700 przedstawiono na rysunku 2. Numery na rysunku oznaczają: 1- jednostka kinematyczna liniowa do przesuwu kołumny manipulatora wzdłuż osi X, 2- jednoprowadnicowa jednostka liniowa z suwakiem przemieszczającym się po nieruchomej prowadnicy do przesuwu wzdłuż osi Z, 3- dwuprowadnicowa jednostka liniowa z ruchomymi prowadnicami do przesuwu wzdłuż osi Y, 4- kiść orientująca chwytak – obrót chwytaka o 90o„ 5- chwytak centrujący z równoległym przemieszczeniem szczęk.



Rys. 2 Zespoły konstrukcyjne manipulatora AA-700

Sterowanie manipulatorem

Schemat ideowy układu sterowania manipulatora pokazano na rysunku 3. Układ składa się z manipulatora przemysłowego AA-700, sterownika SYSMAC CQM1 firmy OMRON, zabudowanego na szafie sterowniczej oraz mikroprocesora umieszczonego w szafie sterowniczej.

W zależności od ustawienia przełącznika PRACA, umieszczonego na pulpicie sterowniczym, sterowanie manipulatora może odbywać się automatycznie lub manualnie.

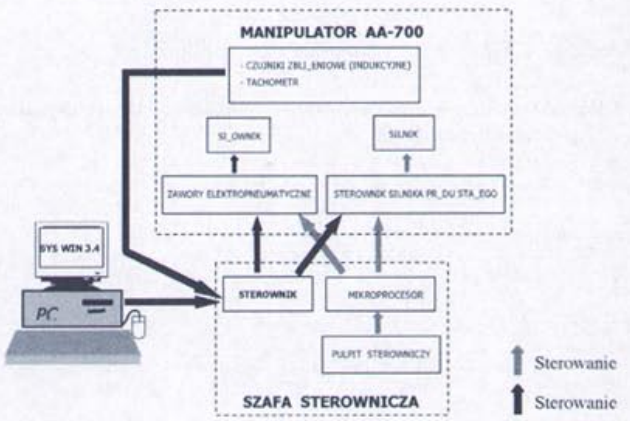
Sterowanie automatyczne

Układ sterowania z programowalną pamięcią realizowany jest przez sterownik i komputer osobisty. Sterownik komunikuje się z komputerem osobistym pracującym w środowisku graficznym Windows, na którym zainstalowane jest oprogramowanie umożliwiające programować sterownik – SYSWIN 3.4. Komputer z zainstalowanym oprogramowaniem łączy się ze sterownikiem – kablem do komunikacji szeregowej (null modem) zgodnej z protokołem RS 232C.

Sterownik odczytuje stany sygnałów z cyfrowych elementów automatyki (przycisk START, tachometr, czujniki zbliżeniowe), które doprowadzone są do niego przez zaciski wejściowe. Następnie przetwarza te sygnały zgodnie z programem umieszczonym w sterowniku i przekazuje wyniki do zacisków wyjściowych. Do zacisków tych podłączone są zawory elektropneumatyczne sterujące pracą siłowników, sterownik silnika prądu stałego sterujący pracą silnika oraz lampki sygnalizacyjne: KONIEC, ALARM.

Sterowanie manualne

Manipulator wyposażony jest w układ sterowania przekaźnikowo-stycznikowy. Pulpit sterowniczy zabudowany na szafie sterowniczej zawiera przyciski służące do ręcznego uruchamiania poszczególnych członów manipulatora. Sterowanie manualne zaliczamy do sterowania wykorzystującego logikę zaszytą („odrutowany" system sterowania). Polega ono na połączeniu przekaźników i styczników z elementami wykonawczymi przy użyciu przewodów według określonego schematu.



Rys. 3 Schemat ideowy stanowiska sterowania manipulatorem AA-700

Schemat pneumoelektrycznego układu napędowego manipulatora

Przedstawiony na rysunku 4 schemat pneumoelektrycznego układu napędowego manipulatora zawiera następujące zespoły napędowe:

I- Elektryczny zespół napędowy ruchu wzdłuż (oś X) zbudowany jest z: silnika prądu stałego S, hamulca H, tachometru T, sterownika silnika prądu stałego, czujnika temperatury TC.

II- Elektropneumatyczny zespół napędowy ruchu w poprzek (oś Z) zbudowany jest z: siłownika pneumatycznego Z; systemu hamującego: zawór elektropneumatyczny 5/2, bistabilny (R1) sterujący pracą siłownika Z; systemu regulacji prędkości przemieszczenia: zawór elektropneumatyczny 2/2, monostabilny (R2) + zawór dławiąco-zwrotny .

III- Elektropneumatyczny zespół napędowy ruchu pionowego (oś Y) zbudowany jest z: siłownika pneumatycznego Y, zaworu elektropneumatycznego 5/2, monostabilnego (R3) sterującego pracą siłownika.

IV- Elektropneumatyczny zespół napędowy obrotu chwytaka o 90O zbudowany jest z :

siłownika pneumatycznego CH-O, systemu regulacja prędkości przemieszczenia: zawór elektropneumatyczny 5/2 (R4) + dwa zawory dławiąco-zwrotne.

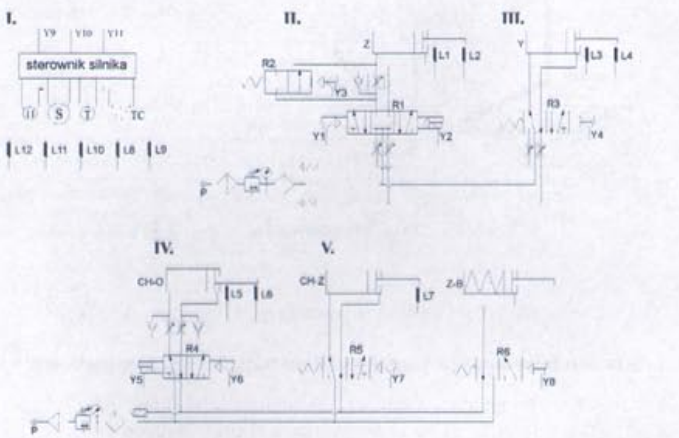
V– Elektropneumatyczny zespół napędowy zacisku chwytaka składa się z: siłownika pneumatycznego CH-Z; zaworu elektropneumatycznego 5/2, monostabilnego (R5) sterujący pracą siłownika; blokady zacisku chwytaka: zawór elektropneumatyczny 3/2, monostabilny (R6) sterujący pracą siłownika Z-B.

Na rysunku 4 można wyróżnić sygnały wejściowe i wyjściowe. Wartości i oznaczenia tych sygnałów zestawiono w tabeli 1.

SYGNAŁY WEJŚCIOWE				
Położenie elementu napędowego	Oś przemieszczania	Położenie jednostki kinematycznej	Czujnik	Sterownik wejście
Silnik	X		TC	I0
		prawe - powoli	L8	I1
		prawe - stop	L9	I2
		środkowe	L10	I3
		lewe - powoli	L11	I4
		lewe - stop	L12	I5
Siłownik pneumatyczny Z	Z			
tłok wsunięty		przednie	L1	I6
tłok wysunięty		tylne	L2	I7
Siłownik pneumatyczny Y	Y			
tłok wsunięty		górne	L3	I8
tłok wysunięty		dolne	L4	I9
Siłownik pneumatyczny CH-O	obrót chwytaka			
tłok wsunięty		0°	L5	I10
tłok wysunięty		90°	L6	I11
Siłownik pneumatyczny CH-Z	zacisk szczęk chwytaka			
tłok wsunięty		rozsunięte		
tłok wysunięty		zaciśnięte	L7	I12
Siłownik pneumatyczny Z-B	blokada zacisku szczęk chwytaka			
tłok wsunięty		odblokowane		
tłok wysunięty		zablokowane		
przycisk START				I13

SYGNAŁY WYJŚCIOWE			
Ruch elementu napędowego	Zawór elektropneumatyczny	Elektromagnes	Sterownik wyjście
Siłownik:	R1, R2		
Z +		Y1	OA0
Z –		Y2, Y3	OA1
Z – (powoli)		Y2	OA2
Siłownik:	R3		
Y –		Y4	OA3
Siłownik:	R4		
CH-O +		Y5	OA4
CH-O –		Y6	OA5
Siłownik:	R5		
CH-Z –		Y7	OA6
Siłownik:	R6		
Z-B –		Y8	OA7
Silnik	Sterownik silnika prądu stałego		
Obroty prawe		Y9	OA8
Obroty szybko		Y10	OA9
Obroty lewe		Y11	OA10
Lampka sygnalizacyjna KONIEC			OA11
Lampka sygnalizacyjna ALARM			OA12

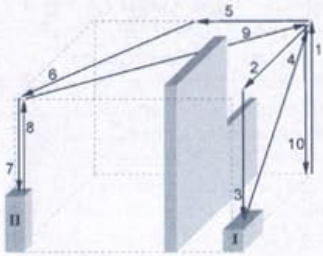
Tab. 1 Wykaz sygnałów we/wy sterownika SYSMAC CQM1 współpracującego z manipulatorem AA-700



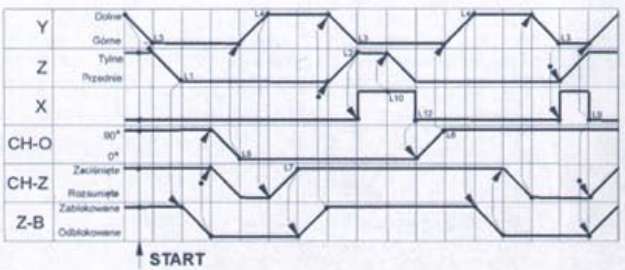
Rys.4 Schemat pneumoelektrycznego układu napędowego manipulatora AA-700

Przykład realizacji wybranego algorytmu

Przedstawiony układ sterowania manipulatora umożliwia realizację procesu przemieszczania przedmiotów w wielu konfiguracjach. Jest to szczególnie ważne w procesie dydaktycznym. Na zajęciach studenci otrzymują różne co do trudności zadania programowania sterownika.
Na rysunku 5 przedstawiono przykładowy proces przemieszczenia przedmiotu z pozycji I do pozycji II według podanego na rysunku 6 cyklogramu.



Rys. 5 Proces przemieszczania przedmiotu z pozycji I na pozycję II



Rys. 6 Cyklogram procesu przemieszczania przedmiotu

Podsumowanie

Głównym przeznaczeniem manipulatora przemysłowego AA-700 jest zastosowanie do celów szkoleniowych na kierunku Automatyka i Robotyka. Zajęcia laboratoryjne w zakresie programowania sterowników z manipulatorem AA-700 umożliwiają:

- zapoznanie się z poszczególnymi zespołami konstrukcyjnymi manipulatora,
- zapoznanie się z budową i działaniem pneumoelektrycznego układu napędowego manipulatora,
- poznanie oprogramowania SYSWIN 3.4 umożliwiającego programować sterownik SYSMAC SQM1 firmy OMRON współpracujący z manipulatorem,
- obsługę i programowanie sterownika programowalnego PLC,
- realizację algorytmów procesu sterowania manipulatora.

Literatura

[1] W. Szenajch : „Pneumatyczne i hydrauliczne manipulatory przemysłowe". Wydawnictwo Naukowo-Techniczne. Warszawa 1992.
[2] J. Kwaśniewski: „Programowalne sterowniki przemysłowe w systemach sterowania". Kraków 1999.
[3] A. Morecki, J. Knapczyk, K. Kędzior: „Teoria mechanizmów i manipulatorów. Podstawy i przykłady zastosowań w praktyce". Wydawnictwo Naukowo-Techniczne. Warszawa

Specjalny zawór poliharmonicznych sygnałów pneumatycznych

Dr hab. inż. Bolesław Kuźniewski, profesor nadzwyczajny Wyższej Szkoły Morskiej w Szczecinie, Instytut Nauk Podstawowych Technicznych, ul. Podgórna 51/53, 70-205 Szczecin, tel. +48 91 433 45 21, fax +48 91 434 10 98, e-mail: boku@wsm.szczecin.pl

Streszczenie

Opisano koncepcję i metodykę generowania poliharmonicznych sygnałów pneumatycznych za pomocą specjalnych zaworów. Wykazano, że generowanie pneumatycznego sygnału poliharmonicznego można zrealizować przez jednoczesne generowanie kilku pneumatycznych sygnałów monoharmonicznych o częstotliwościach odpowiadających projektowanemu sygnałowi

poliharmonicznemu i jednoczesne stosowanie dla każdego z tych sygnałów procedur kompensacji nieliniowości i sprzężenia zwrotnego.

Słowa kluczowe: pneumatyka, dynamika, konstrukcja zaworów

Pneumatyczny generator sygnału siły, którego schemat przedstawiono na rysunku 1 ma korpus w postaci cylindra, w którym umieszczony jest tłok o masie M. W cylindrze znajduje się mała komora o objętości V1 do generowania składowej zmiennej sygnału siły oraz duża komora o objętości V0 do generowania składowej stałej. Wartość średnią ciśnienia p0v w komorze V0 ustala się za pomocą zaworu dopływowego o powierzchni otwarcia f0 i wypływowego o powierzchni otwarcia fa0. Wartości f0 i fa0 ustala się w zależności od wymaganej wartości składowej stałej sygnału siły. Tłok połączony jest z cylindrem elementem tłumiącym o zastępczym współczynniku tłumienia wiskotycznego hs, elementem sprężystym o zastępczym współczynniku sztywności ks oraz połączeniem pneumatycznym poprzez powietrze wypełniające komory cylindra. Wartość współczynnika hs wynika z tarcia tłoka o ściany cylindra, natomiast wartość współczynnika ks wynika z zastosowania w siłowniku komory V0 oraz sprężyny metalowej, która utrzymuje tłok w określonym położeniu równowagi statycznej.

Regulacja ciśnienia p1v powietrza w komorze V1 odbywa się za pomocą specjalnych zaworów. Do komory V1 powietrze o ciśnieniu ps i temperaturze Ts dopływa przez zawór o zmiennej powierzchni otwarcia f1, jednocześnie z tej komory powietrze o ciśnieniu p1v i temperaturze T1 wypływa do atmosfery o ciśnieniu pa przez zawór o zmiennej powierzchni otwarcia fa1. Zmienne powierzchnie otwarcia zaworów nazywa się funkcjami otwarcia f1 i fa1. Symbolami funkcji otwarcia oznacza się też zawory, które te funkcje realizują. Zawory f1 i fa1 umożliwiają harmoniczną zmianę powierzchni otwarcia i są ze sobą sprzężone, przy czym kąt fazy początkowej funkcji fa1 względem f1 może być regulowany [1, 2].

Wszystkie zadania obu zaworów f1 i fa1 przedstawionych na rysunku 1 może wypełnić jeden sterowany cyfrowo zawór, którego schemat przedstawiono na rys. 2 [4].

Zawór, wg rys. 2, ma korpus 1, w którym ułożyskowany jest wirnik 2, obracający się z regulowaną prędkością. Na wirniku osadzone są obrotowo cztery jednakowe pierścienie regulacyjne 3 z wykonanymi z jednej strony czołowymi zarysami sinusoidalnymi. Pierścienie ustawione do siebie zarysami sinusoidalnymi tworzą dwie pary. Każdy pierścień może być obracany niezależnie w dowolnym kierunku za pomocą mechanizmów 4 regulowanego obrotu pierścieni napędzanych sterowanymi cyfrowo silnikami krokowymi nie pokazanymi na rysunku. W wirniku, od strony powierzchni czołowej w kierunku równoległym do osi, jest sześć otworów 5 wirnika o jednakowej średnicy i różnej głębokości. Dwa z tych otworów leżące naprzeciw siebie mają głębokość sięgającą do pierwszej pary pierścieni regulacyjnych (przekrój A-A), a pozostałe cztery mają większą głębokość sięgającą do drugiej pary pierścieni (przekrój B-B). W cylindrycznej powierzchni na obwodzie wirnika wykonane są dwie szczeliny dopływowe 6 przelotowo do połączenia z dwoma otworami o mniejszej głębokości oraz cztery szczeliny wypływowe 7, również przelotowo do połączenia z czterema otworami o większej głębokości. Długość szczelin dopływowych i wypływowych jest jednakowa i większa od sumy wysokości zarysów sinusoidalnych dwóch pierścieni. W korpusie zaworu w płaszczyźnie A-A wykonany jest otwór dopływowy 8, natomiast w płaszczyźnie B-B wykonany jest otwór wypływowy 9. Powierzchnia czołowa 10 zaworu mocowana jest bezpośrednio do urządzenia pneumatycznego do otworu łączącego bezpośrednio sześć otworów wirnika zaworu z komorą siłownika. Rozwinięcie pełnego obwodu czołowych zarysów sinusoidalnych pierścieni regulacyjnych na tle szczelin dopływowych i wypływowych wirnika zaworu przedstawiono schematycznie na rysunku 3.

Zarysy sinusoidalne pierścieni regulacyjnych 1, 2, 3 i 4 mają jednakową podziałkę zarysu tz. Niezależność regulowanego obrotu każdego pierścienia pozwala na regulację kąta fazy a12 zarysów sinusoidalnych pary pierścieni 1 i 2 oraz kąta fazy a34 zarysów sinusoidalnych pary pierścieni 3 i 4 i w ten sposób, w oparciu o znane zasady dodawania harmonik, można regulować wartości amplitudy funkcji otwarcia na dopływie i wypływie oraz kąt fazy między tymi funkcjami. Należy podkreślić, że wszystkie te regulacje są wzajemnie niezależne i realizowane przy stałych wartościach średnich obu funkcji otwarcia na dopływie i wypływie.

Koncepcję cyfrowego sterowania okresowym sygnałem siły generowanym przez tłokowe urządzenie pneumatyczne symulowano w środowisku "MATLAB" produkcji firmy "THE MATWORKS". Układy nieliniowych równań różniczkowych, stanowiące modele matematyczne tłokowego urządzenia pneumatycznego, odwzorowano w postaci schematów blokowych i rozwiązano za pomocą nakładki "SIMULINK".

Model matematyczny pneumatycznego generatora monoharmonicznego sygnału siły z kompensacją nieliniowości i sprzężenia zwrotnego z dodatkową regulacyjną funkcją otwarcia fr można przedstawić w postaci [2, 3]:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{M}{F_1}\cdot\ddot{x}+\frac{h_s}{F_1}\cdot\dot{x}+\frac{k_s}{F_1}\cdot x = p \\ &\frac{\kappa C}{F_1}[(f_1+f_r)\cdot p_s - f_{a1}\cdot(p_m+p)] = \dot{p}\cdot(x_m+x)+\kappa\cdot\dot{x}(p_m+p) \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

gdzie: f_1, f_r, f_{a1} – zmienne wejściowe; x, p – zmienne wyjściowe; F_1, κ, C, p_s, M, h_s, k_s – parametry układu.

Układ równań (1) zapisać można we współrzędnych stanu, przyjmując oznaczenia: $x = q_1$, $\dot{x} = q_2$ $\ddot{x} = \dot{q}_2$ $p = q_3$, stąd:

$$\left.\begin{aligned} &= q_2 \\ &= -\frac{k_s}{M}\cdot q_1 - \frac{h_s}{M}\cdot q_2 + \frac{F_1}{M}\cdot q_3 \\ &= \frac{K[p_s\cdot(f_1+f_r) - f_{a1}\cdot(q_3+p_m)] - \kappa\cdot q_2\cdot(q_3+p_m)}{q_1+x_m} \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

gdzie: $$K = \frac{\kappa\cdot C}{F_1}$$

Opracowana metodyka sterowania strumieniami masy powietrza może służyć również do generowania dowolnie zaprojektowanych siłowych sygnałów poliharmonicznych. Badania symulacyjne wykazują jednak, że wprowadzenie pneumatycznego sygnału wybranej wyższej harmonicznej do komory generatora, w której ciśnienie powietrza zmienia się monoharmonicznie z częstotliwością podstawową w spowoduje, że w otoczeniu wprowadzonej wyższej harmonicznej wystąpią jeszcze inne harmoniczne.

W wyniku pogłębionych rozważań analitycznych i badań symulacyjnych postawiono hipotezę, że dowolnie zaprojektowany pneumatyczny sygnał poliharmoniczny można otrzymać przez sumowanie sygnałów wyższych harmonicznych pod warunkiem jednoczesnego stosowania dla każdego z tych sygnałów takich samych procedur kompensacji nieliniowości i sprzężenia, jak dla pneumatycznego generatora monoharmonicznego.

Założono również, że komora składowej zmiennej pneumatycznego generatora poliharmonicznego sygnału siły stanowi człon sumujący poszczególne strumienie masy powietrza stanowiące monoharmoniczne sygnały pneumatyczne poszczególnych harmonicznych.

Postawiona hipoteza opiera się na analizie harmonicznej stanowiącej, że każdy sygnał poliharmoniczny jest sumą sygnałów monoharmonicznych o częstotliwościach będących całkowitymi wielokrotnościami częstotliwości podstawowej.

Z przyjętej hipotezy wynika, że każda wyższa harmoniczna strumienia masy powietrza wprowadzona do komory siłownika dla zachowania postaci monoharmonicznej wymaga zastosowania procedur kompensacji nieliniowości i sprzężenia zwrotnego.

W celu potwierdzenia postawionej hipotezy wprowadzamy pneumatyczny sygnał n-tej harmonicznej do komory generatora, w której ciśnienie powietrza zmienia się monoharmonicznie z częstotliwością podstawową w zgodnie z równaniami (1), wówczas równania te przyjmą postać [4]:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{M}{F_1}\cdot\ddot{x}+\frac{h_s}{F_1}\cdot\dot{x}+\frac{k_s}{F_1}\cdot x = p \\ &\frac{\kappa\cdot C}{F_1}\left[(f_1+f_r+f_n+f_{rn})\cdot p_s - (f_{a1}+f_{an})(p_m+p)\right] = \\ &\qquad = \dot{p}\cdot(x_m+x)+\kappa\cdot\dot{x}\ (p_m+p) \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

gdzie: f_n, f_{an}, f_{rn} – zmienne wejściowe n-tej harmonicznej; pozostałe oznaczenia jak w zależnościach (1).

Układ równań (3) przedstawiony we współrzędnych stanu przy oznaczeniach: $x = q_1$, $\dot{x} = q_2$ $\ddot{x} = \dot{q}_2$ $p = q_3$ ma postać:

$$\left.\begin{aligned} &\dot{q}_1 = q_2 \\ &\dot{q}_2 = -\frac{k_s}{M}q_1 - \frac{h_s}{M}q_2 + \frac{F_1}{M}q_3 \\ &\dot{q}_3 = \frac{K[p_s(f_1+f_n+f_r+f_{rn}) - (f_{a1}+f_{an})]\cdot(q_3+p_m) - \kappa\cdot q_2(q_3+p_m)}{q_1+x_m} \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

gdzie: $$K = \frac{\kappa\cdot C}{F_1}$$

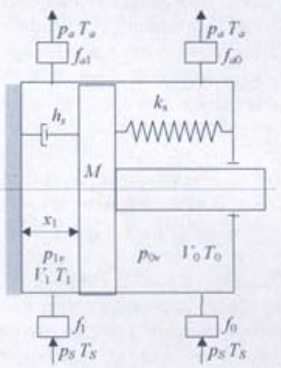
Schemat blokowy pod nazwą KBNPOLIn, odwzorowujący układ równań (4), przedstawiono na rysunku 4.
Poniżej przedstawiono fragmenty wyników obliczeń programu dKBNPOLIn dla n = 3, 4 i 5, zawierające wartości amplitud ciśnienia p dla harmonicznych od 1 do 10 podane w % amplitudy ciśnienia pierwszej harmonicznej [4]:

	dKBNPOLI3		dKBNPOLI4		dKBNPOLI5
1.	100.0000	1.	100.0000	1.	100.0000
2.	0.8937	2.	0.0682	2.	0.0203
3.	29.9617	3.	0.9795	3.	0.0692
4.	0.1720	4.	29.9694	4.	0.0899
5.	0.0541	5.	0.1650	5.	29.9623
6.	0.0392	6.	0.0615	6.	0.1711
7.	0.0307	7.	0.0439	7.	0.0668
8.	0.0250	8.	0.0322	8.	0.0419
9.	0.0213	9.	0.0262	9.	0.0296
10.	0.0186	10.	0.0219	10.	0.0224

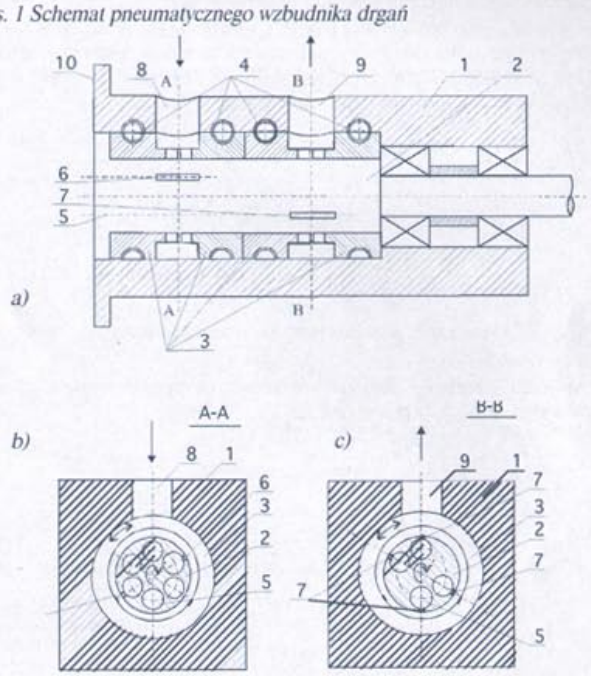
Analogiczne wyniki, potwierdzające postawioną hipotezę, otrzymano również dla innych sygnałów poliharmonicznych zawierających dowolnie zaprojektowane wyższe harmoniczne oraz ich wartości amplitud ciśnienia w procentach harmonicznej podstawowej.

Wnioski

1. Przedstawione wyniki obliczeń potwierdzają w pełni postawioną hipotezę, że pneumatyczne generowanie poliharmonicznego sygnału siły można zrealizować przez jednoczesne generowanie kilku pneumatycznych sygnałów monoharmonicznych o częstotliwościach odpowiadających projektowanemu sygnałowi poliharmonicznemu i jednoczesne stosowanie dla każdego z tych sygnałów procedur kompensacji nieliniowości i sprzężenia zwrotnego.
2. Opracowany zawór stanowi konstrukcyjny moduł do realizacji pełnej procedury kompensacji nieliniowości i sprzężenia zwrotnego dla jednej dowolnej harmonicznej.

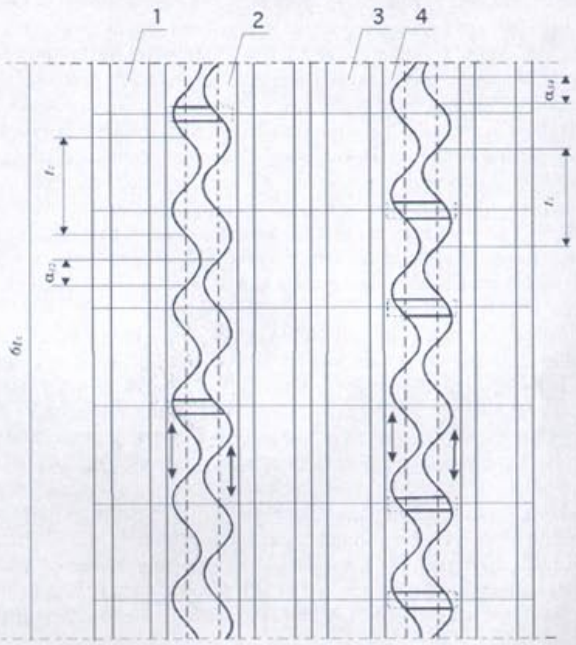


Rys. 1 Schemat pneumatycznego wzbudnika drgań

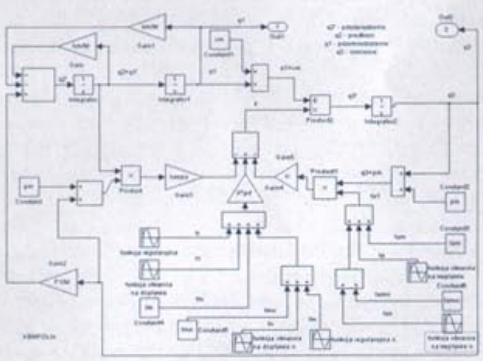


Rys. 2

Rys. 2 Schemat koncepcji zaworu do cyfrowego sterowania strumieniami masy powietrza: a) przekrój wzdłużny, b) przekrój poprzeczny w płaszczyźnie A-A, c) przekrój poprzeczny w płaszczyźnie B-B; 1 – korpus, 2 – wirnik z otworami i szczelinami, 3 – pierścienie regulacyjne z czołowymi zarysami sinusoidalnymi, 4 – mechanizm regulowanego obrotu pierścieni, 5 – otwory wirnika o jednakowej średnicy i różnej głębokości, 6 – szczelina dopływowa, 7 – szczelina wypływowa, 8 – otwór dopływowy, 9 – otwór wypływowy, 10 – powierzchnia czołowa zaworu mocowana bezpośrednio do ściany komory siłownika



Rys. 3 Rozwinięcie pełnego obwodu czołowych zarysów sinusoidalnych pierścieni regulacyjnych 1, 2, 3 i 4 tle szczelin dopływowych i wypływowych wirnika zaworu; tz – podziałka zarysu sinusoidalnego, a12 – kąt fazy początkowej zarysów sinusoidalnych pierścieni regulacyjnych 1 i 2; a34 – kąt fazy początkowej zarysów sinusoidalnych pierścieni regulacyjnych 3 i 4



Rys. 4 Schemat blokowy KBNPOLIn

Praca wykonana w ramach projektu badawczego KBN Nr 7 T07B 011 13.

Literatura

[1] B. KUŹNIEWSKI: Dynamika i podstawy projektowania tłokowych urządzeń pneumatycznych generujących sygnały okresowe. Studia Nr 19, Wyższa Szkoła Morska Szczecin 1994. Praca habilitacyjna.

[2] B. KUŹNIEWSKI: Nonlinearity and feedback compensation method in a pneumatic vibration generator. Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 122/163-167, March 2000. Praca wykonana w ramach projektu badawczego KBN Nr 7 T07B 011 13, stron 5.

[3] B. KUŹNIEWSKI: Pneumatic generator of monoharmonic vibrations with nonlinearity and feedback compensation (Pneumatyczny generator drgań monoharmonicznych z kompensacją wpływu nieliniowości i sprzężenia zwrotnego). "Postępy Technologii Maszyn" PAN, tom 24/1/2000, s. 71-83. Praca wykonana w ramach projektu badawczego KBN Nr 7 T07B 011 13, stron 13.

[4] Sprawozdanie końcowe z realizacji projektu badawczego KBN pt. "Rozwój metod sterowania strumieniami masy powietrza w tłokowym urządzeniu pneumatycznym generującym okresowy sygnał siły", Numer projektu 7 T07B 011 13, Wyższa Szkoła Morska w Szczecinie, 2000 r. Praca zbiorowa wykonana pod kierunkiem autora.

OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach – czy to już tylko historia?

Józef Barycki
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach
obr@kce.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono historię powstania i rozwoju OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach, osiągnięcia uzyskane na przestrzeni ponad 30 letniej działalności, istotne problemy i zamierzenia na najbliższe lata.

Słowa kluczowe: Napędy pneumatyczne, elementy pneumatyczne, urządzenia pneumatyczne, sprężone powietrze, badania.

Tak się wszystko zaczęło

OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach jest jedyną krajową jednostką badawczo-rozwojową działającą w branży pneumatyki. Jako datę powstania Ośrodka podaje się 1 lipca 1975 r. chociaż jego początki sięgają znacznie wcześniej.

Firma powstała w lipcu 1968 r. Zarządzeniem nr 64 / Org / 68 Ministerstwa Przemysłu Maszynowego z 29.07.68 r., jako Centralne Biuro Techniczne Elementów Maszyn ELMA z siedzibą w Kielcach. Przedmiotem jej działalności były elementy i zespoły maszyn, a także kompletne urządzenia przemysłowe, już wówczas ukierunkowane na wprowadzanie układów pneumatyki siłowej i sterującej oraz elementów wykonawczych i sterujących wykorzystujących energię sprężonego powietrza. Szeroki zakres prowadzonych prac obejmował działalność projektową, badawczo-rozwojową, prace wdrożeniowe oraz modernizację i automatyzację urządzeń przemysłowych, a także od marca 1970 r. działalność normalizacyjną w zakresie pneumatyki oraz maszyn i urządzeń przemysłowych. Od pierwszych lat istnienia jednostka odgrywała wiodącą rolę w prowadzeniu całokształtu wymienionych prac. W 1971 r. nasza firma została, decyzją ówczesnego Ministra Przemysłu Maszynowego, powołana na koordynatora Problemu węzłowego 05.1.1 pt. „Przygotowanie i uruchomienie produkcji wybranych nowoczesnych części i zespołów maszyn ogólnego przeznaczenia oraz koncentracja produkcji w oparciu o typizację technologiczno-konstrukcyjną". Prowadziliśmy także Branżowy Ośrodek Normalizacyjny w zakresie pneumatyki siłowej i sterującej, elementów maszyn i przekładni bezstopniowych ogólnego przeznaczenia. Należy podkreślić, że już wówczas realizowano prace naukowo-badawcze ukierunkowane przede wszystkim na podwyższanie jakości produkowanych i wdrażanych wyrobów poprzez określanie niezbędnych, wysokich wymagań i wskaźników niezawodności. Powiązanie tych prac z normalizacją narzucało zasadę komplementarności norm polegającą na ich opracowywaniu i kompletacji w celu zapewnienia niezbędnego zestawu norm dla każdego wyrobu, których stosowanie zapewniało uzyskanie jego wysokiej jakości.

O ekspansywnym wchodzeniu na rynek pneumatyki świadczą szerokie kontakty i współdziałanie z krajowymi zakładami, które - przy braku zcentralizowanych działań na krajowym rynku w tej branży - prowadziły fragmentaryczną produkcją elementów pneumatyki. Szczególnie ważnym partnerem były ówczesne Zakłady Metalowe im. Gen. Waltera „ŁUCZNIK" w Radomiu, gdzie już w latach 70 produkowany był szeroki asortyment elementów pneumatyki jak siłowniki o średnicach od 63 do 100 mm, elementy sterujące (zawory rozdzielające, dławiące, zwrotne i in.), elementy przygotowania powietrza oraz elementy złączne. Wyroby te stanowiły wdrożenie prac realizowanych w ramach Problemu węzłowego.

W 1972 r. CBT Elementów Maszyn ELMA zostało przekształcone w Oddział Zamiejscowy warszawskiego Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Podstaw Technologii i Konstrukcji Maszyn TEKOMA, z siedzibą w Kielcach. Profil działalności jednostki niewiele się zmienił. Główną gałęzią prac pozostała pneumatyka napędowa i sterująca, chociaż równolegle prowadzono szeroki wachlarz prac z zakresu projektowania i wdrażania nowych rozwiązań urządzeń przemysłowych dla wielu dziedzin przemysłu. Utworzona jednostka pozostała nadal koordynatorem Problemu węzłowego. Jednocześnie otrzymała status Ośrodka Normalizacyjnego i została upoważniona do prowadzenia kompleksowej działalności normalizacyjnej w zakresie pneumatyki napędowej i sterującej. W tym też czasie, w celu zintegrowania i planowego rozwoju krajowej pneumatyki decyzją ówczesnego Ministra Przemysłu Maszynowego przekształcono istniejące w Kielcach Biuro Dokumentacji Technicznej w Centrum Produkcyjne Pneumatyki, pod bezpośrednim nadzorem Zjednoczenia Przemysłu Precyzyjnego PREMA. Rozpoczęto w nim, w niewielkim początkowo zakresie, produkcję elementów pneumatyki na podstawie opracowań własnych, wykorzystując działalność badawczo-rozwojową, a także przejmując wykonawstwo niektórych wyrobów białostockiej firmy PONAR-BIAL oraz ZM „ŁUCZNIK".

Powołanie ośrodka

W 1975 r. Oddział Zamiejscowy OBRTPiKM w Kielcach został przekształcony w samodzielny Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach, którego podstawowym zadaniem stał się rozwój i wdrażanie do praktycznych zastosowań szybko rozwijającej się w Polsce pneumatyki napędowej i sterującej.

W kolejnych latach 1976ł1985 Ośrodek pełnił wiodącą rolę w koordynacji Problemu węzłowego 05.4, będącego kontynuacją problemu 05.1.1 z lat 71ł75, pod tym samym tytułem. W całym tym okresie był również głównym realizatorem prac badawczo-rozwojowych i wdrożeniowych dla podproblemów z zakresu elementów, urządzeń i podzespołów pneumatycznych. Równocześnie prowadził sekretariat całego Problemu węzłowego.

Prawdziwa „przygoda" Ośrodka z pneumatyką rozpoczęła się w 1977 r., z chwilą zakupu przez Polskę licencji na podstawowe elementy pneumatyki od francuskiej firmy CPOAC.

Ośrodek nasz odegrał znaczącą rolę przy wyborze licencjodawcy, a także realizował wszystkie prace związane z wdrażaniem licencji do produkcji w CPP PREMA. Ten kilkuletni proces wymagał rozszerzania wiedzy teoretycznej, w tym poprzez szkolenia pracowników Ośrodka u licencjodawcy, a także szeregu praktycznych przygotowań. Pierwszym zadaniem była adaptacja dokumentacji francuskiej do potrzeb i wymagań krajowych przede wszystkim pod względem językowym (uzyskana dokumentacja była wyłącznie w języku francuskim) oraz zgodności z krajowymi zasadami rysunku i dokumentacji technicznej, następnie w zakresie doboru odpowiednich materiałów, określenia krajowych odpowiedników norm francuskich itp. Ważną rolę odegrała tu prowadzona przez Ośrodek Komisja Normalizacyjna Napędów i Sterowań Pneumatycznych (od 1994 r. funkcjonująca jako Normalizacyjna Komisja Problemowa ds. NiSP). Dalsze kroki to opracowanie stosownych technologii wykonania oraz zmodernizowanie i dostosowanie bazy produkcyjnej CPP PREMA do przyjęcia produkcji licencyjnej, w tym opracowanie i wykonanie przez nasz Ośrodek stanowisk kontrolno-odbiorczych oraz do badań trwałościowych. Pozytywne wyniki działalności Ośrodka w zakresie pneumatyki i przychylny stosunek jednostki nadrzędnej pozwoliły na zgromadzenie niezbędnych środków na zakup własnego obiektu, którego otwarcie nastąpiło w lipcu 1985 r., a który stał się kompleksowym zapleczem badawczo-wdrożeniowym Ośrodka.

W roku 1986 decyzją Ministra Przemysłu Maszynowego został uruchomiony Centralny Program Badawczo-Rozwojowy pt. „Elementy i zespoły maszyn", w którym nasz Ośrodek otrzymał funkcję Generalnego Realizatora. W Programie uczestniczyły wiodące Ośrodki i producenci z całego kraju, a jego zakres tematyczny obejmował elementy napędów i sterowań pneumatycznych oraz hydraulicznych, sprzęgła i hamulce, łożyska toczne oraz przekładnie i motoreduktory. Szczególny rozwój bazy badawczej, głównie w zakresie podwyższenia standardu laboratorium i prac naukowych, zawdzięcza Ośrodek poparciu i pomocy Państwa realizowanej dzięki włączeniu pneumatyki do rządowego Problemu węzłowego, a następnie w latach 1986 - 1990 Centralnego Programu Badawczo-Rozwojowego. Laboratorium Ośrodka zostało wówczas wyposażone w unikatowe stanowiska, w tym do pomiaru parametrów przepływowych elementów pneumatyki zbudowane w oparciu o ówczesne zalecenie CETOP. Z czasem, po ustanowieniu odpowiedniej normy ISO 6358, stanowisko to zmodyfikowano zgodnie z ww. normą. Niestety z braku środków nie udało się go skomputeryzować. Mimo nie najwyższej nowoczesności wyposażenia, powodującej potrzebę kilkuosobowej obsługi stanowiska podczas badań i uciążliwej obróbki wyników, wykonywane pomiary są wystarczająco dokładne dla poprawnej oceny wyrobów, a stanowisko wykorzystywane jest na potrzeby Ośrodka oraz krajowych producentów pneumatyki.

OBREiUP w walce z kryzysem

Od połowy lat 90 sytuacja Ośrodka uległa znacznemu pogorszeniu i niestety niekorzystna koniunktura trwa do chwili obecnej. Przyczyny takiego stanu rzeczy to przede wszystkim zachwianie krajowej gospodarki. Kryzys finansowy wielu państwowych zakładów przemysłowych spowodował ograniczanie prac modernizacyjnych i redukcję wydatków na inwestycje. Dodatkowo szeroki napływ towarów zagranicznych oraz wchodzenie obcego kapitału na nasz rynek

produkcyjny, wprowadzającego własne konstrukcje, technologie wykonania, a często części i podzespoły urządzeń, powoduje systematyczne zmniejszanie zapotrzebowania na krajowe wyroby. Dla naszego OBR-u dodatkową bolączką było i jest systematyczne obniżanie wysokości przyznawanej nam dotacji z budżetu Państwa na prace badawczo-rozwojowe i całkowite pozbawienie nas dotacji na prace ogólnotechniczne, niezbędnych do prowadzenia w pełnym zakresie naszej działalności i konkurowania z wyrobami zagranicznymi. I tak na przykład w ubiegłym roku otrzymane dofinansowanie zaledwie w 50 % pokryło wydatki związane z tzw. działalnością statutową, a w roku bieżącym przewidziano dla nas dotację o połowę mniejszą.
W tej sytuacji nie jest łatwo budować ambitne plany rozwojowe, jednak staramy się kontynuować nasze prace i mimo trudności każdy rok działalności naszego Ośrodka przynosi nowe opracowania sukcesywnie wdrażane do przemysłu.

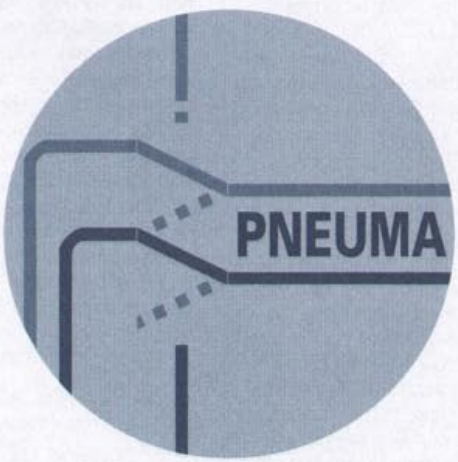
Aktualna sytuacja i zakres prowadzonych prac

Przedstawiony powyżej zarys historii Ośrodka sugeruje stopniowe obniżanie rangi krajowych prac badawczo-rozwojowych. Dlatego na zakończenie chciałbym dołożyć trochę optymizmu prezentując nasze prace i najnowsze osiągnięcia.
Pełny zakres działalności OBREiUP to przede wszystkim:
• prace naukowe i badawczo-rozwojowe obejmujące projektowanie, badania i wdrożenia nowych rozwiązań elementów i urządzeń pneumatycznych ogólnego przeznaczenia oraz wykonań specjalnych,
• produkcja i sprzedaż pełnego asortymentu elementów pneumatyki, spełniających wymagania norm krajowych, europejskich i międzynarodowych,
• projektowanie i montaż układów oraz modernizacja urządzeń przemysłowych z zastosowaniem pneumatyki napędowej i sterującej,
• doradztwo techniczne w całym zakresie działalności Ośrodka, w tym: informacja naukowo-techniczna i normalizacyjna, analiza i rozwiązywanie problemów technicznych dotyczących wykorzystania energii sprężonego powietrza, zamienności elementów, wprowadzania czynników energooszczędnych itp.
W praktyce, wychodząc naprzeciw ograniczeniom finansowym już od kilku lat staramy się planować i realizować prace w oparciu o własną analizę rynku lub zgodnie ze zgłaszanym zapotrzebowaniem krajowych użytkowników pneumatyki. Pozwala nam to znacznie przyśpieszyć proces wdrażania nowych rozwiązań, na które praktycznie już w trakcie przygotowywania wstępnych założeń czekają później użytkownicy.
Mając świadomość niedoskonałej, przestarzałej i praktycznie nie automatyzowanej bazy produkcyjnej jaką dysponuje nasz Ośrodek zdajemy sobie sprawę z ograniczonych szans na konkurowanie z zachodnimi producentami w zakresie wyrobów standardowych. Dlatego nasze prace ukierunkowujemy przede wszystkim na wykonania specjalne, których nie można znaleźć w katalogach firm zachodnich, często przeznaczone do specyficznych warunków pracy. Naszym atutem w takiej produkcji jest wysoki poziom merytoryczny i bogate doświadczenie w branży pneumatyki zarówno kadry technicznej jak i pracowników wykonawczych Zakładu Wdrożeń. Jesteśmy otwarci na wszelkie wymagania użytkowników. Często na bieżąco korygujemy warunki i potrzeby, które zamawiający nie zawsze jest w stanie precyzyjnie określić. Nierzadko wymaga to rozpoznania na miejscu zastosowania i dodatkowych czasochłonnych uzgodnień.
Takie postępowanie z pewnością zwiększa koszty wykonania, daje jednak poczucie satysfakcji i przekonanie, że Ośrodek nasz jest w stanie spełnić niemal wszystkie wymagania użytkowników urządzeń i układów pneumatycznych.
Dla udokumentowania powyższej wypowiedzi poniżej przedstawiam kilka ciekawszych rozwiązań opracowanych w Ośrodku i wdrożonych do praktycznego stosowania w przemyśle w ostatnich latach.
ß elementy zamienne wyrobów zagranicznych, całkowicie odpowiadające im funkcjonalnie lecz charakteryzujące się niższą ceną; typowy przykład to zawory płytkowe 4/2 do stosowania w kolejnictwie (odpowiednik FESTO);
ß elementy pneumatyki sterującej spełniające specjalne wymagania, odpowiednie do pracy w instalacjach przemysłowych, w których czynnikiem roboczym jest tlen gazowy (zawory redukcyjne, przekaźniki pneumoelektryczne);
ß szybkomocujące dociski pneumatyczne do stosowania w automatycznych liniach obrabiarkowych i zautomatyzowanych ciągach technologicznych,
ß bateria armatek powietrznych wykorzystywana do strącania nawisów w silosach kopułowych do magazynowania nawozów sztucznych;
ß modułowy zespół zaworów rozdzielających do układów sterujących urządzeń dźwigowych stosowanych w górnictwie.

Perspektywy i zamierzenia

Realizując taki program postępowania mamy nadzieję na dalsze funkcjonowanie naszego Ośrodka z korzyścią dla krajowej pneumatyki. Jednakże realnie oceniając obecną sytuację jednostek badawczo-rozwojowych i tendencję organów nadrzędnych musimy liczyć się z dalszą redukcją dotacji budżetowych i ograniczaniem działalności badawczo-rozwojowej. Brak środków na te prace zmusi nas do ich minimalizacji, a w konsekwencji do rezygnacji ze statusu jbr-u i drastycznych działań prywatyzacyjnych. W przypadku przekształcenia w spółkę z pewnością będziemy się starali kontynuować naszą dotychczasową działalność i w miarę możliwości nadal pracować na korzyść polskiej pneumatyki. Jednak z niepokojem obserwujemy trudności i pogarszanie się sytuacji wielu innych krajowych jednostek, w tym naukowych i badawczo-rozwojowych, które z konieczności ograniczają prace naukowo-badawcze i rozwojowe, co niekorzystnie wpływa na poziom naszej nauki i techniki i obniża znaczenia polskiej myśli technicznej.

Pozostałe referaty zostaną opublikowane w Pneumatyce nr 4/35/2002



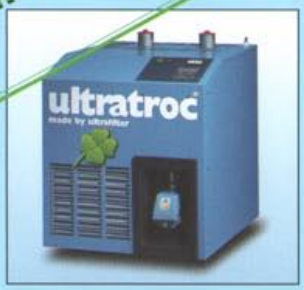
filtry przemysłowe

dreny, separatory oleju

ultrafilter international

serwis fabryczny

osuszacze adsorpcyjne



osuszacze ziębnicze

filtry procesowe sterylne

siła czystego powietrza

PROGRAM OFERTOWY

- Chłodnice
- Cyklony
- Filtry do sprężonego powietrza
  - wstępne
  - odolejające
  - sterylne
- Dreny kondensatu
- Osuszacze
  - adsorpcyjne
  - ziębnicze
  - membranowe
- Separatory kondensatu
- Serwis i magazyn części
  - pomiary
  - uruchomienia
  - naprawy
- Schładzacze wody przemysłowej
- Filtry do gazów technicznych i cieczy
  - wstępne
  - dokładne
  - sterylne

ultrafilter Sp. z o.o., ul. Genewska 18a, 03-963 Warszawa tel./fax (022) 617 23 23, 616 19 89
http://www.ultrafilter.com e-mail: info@ultrafilter.com.pl

BEZPIECZNA EKSPLOATACJA
maszyn i urządzeń

OLEJE PRZEMYSŁOWE RAFINERII GDAŃSKIEJ

PRZEKŁADNIOWE (TRANSOL, TRANSOL CLP, TRANSOL SP), HYDRAULICZNE (L-HL,L-HM,L-HV), TURBINOWE (REMIZ), SPRĘŻARKOWE (SIGMUS, CORVUS, CYLITEN), MASZYNOWE (L-AN,L-ANZ)

Wyprodukowane z wyselekcjonowanych surowców, zgodnie z najściślejszymi normami jakościowymi, uszlachetniane i ulepszane. Ich główne zadanie to jak najlepiej chronić Twoje urządzenia.

Nam możesz zaufać:

- dążąc do jak najpełniejszego zaspokojenia potrzeb klientów stale doskonalimy Nasze produkty oferując **JAKOŚĆ ZA NAJKORZYSTNIEJSZĄ CENĘ**
- aby ułatwić zakup produktów rozbudowaliśmy nasz **SYSTEM DYSTRYBUCJI**, teraz bardzo dobre oleje przemysłowe są tuż obok Ciebie
- nowa usługa - **SERWIS OLEJÓW PRZEMYSŁOWYCH***

BEZPIECZNA EKSPLOATACJA

Informacja handlowa tel. (058) 308-72-56
e-mail lotos@rafineria.gda.pl, http://www.rafineria.gda.pl

*Szczegółowa informacja o warunkach serwisu tel. (058) 308-72-65, e-mail: serwis@rafineria.gda.pl

Rafineria Gdańska