

Pneumatyka

Lipiec-Sierpień

4(47)2004

DWUMIESIĘCZNIK

cena 7,50 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Oleje sprężarkowe

Najnowocześniejsze
produkty smarne
dla przemysłu

Mobil Lider Osiągnięć

Analiza przyczyn
awarii sprężarek
przepływowych

Wysoce
zintegrowana
jednostka
przygotowania
powietrza - ONE

Jak dają to bierz!
Fundusze unijne

Branża pneumatyczna
- Pomorze

PNEUMA 2004

WYDAWCTWO
LEKTORIUM

Oleje Mobil – nie tylko dla samochodów sportowych – str. 24





CPP PREMA S.A. w Kielcach

www.prema.pl



**KRAJOWY PRODUCENT ELEMENTÓW
PNEUMATYKI SIŁOWEJ I STERUJĄCEJ**

**ZAPRASZAMY DO NASZYCH SKLEPÓW FIRMOWYCH
W TYM NOWEGO W RZESZOWIE**

RZESZÓW:

ul. PRZEMYSŁOWA 14/1 (JELCZANKA)

TEL./FAKS (+48 17) 854-84-10, kom. 693 724-500

rzeszow@prema.pl

KATOWICE:

ul. PORCELANOWA 10 (KOMPLEKS ATAL)

TEL./FAKS (+48 32) 258-07-78, kom. 693 724-769

katowice@prema.pl

NOWOŚĆ!!!

SKLEP INTERNETOWY*

DOSTĘPNY NA STRONIE www.prema.pl

* Zakupy w sklepie internetowym promujemy 1% do 17 września

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

ul. Wapiennikowa 90 25-101 Kielce

tel. 041 361-95-24, faks 041 361-91-08 tel. kom. 693 724-767, 693 724-755

Marketing: 041 362-21-60

prema@prema.pl www.prema.pl

OFERTA HANDLOWA

- siłowniki pneumatyczne
D12÷D320 ISO I CMOMO
kompaktowe, dociskowe
i wahadłowe

- elementy mocujące do
siłowników pneumatycznych
D12÷D320 ISO I CNOMO

- zawory rozdzielające
sterowane
elektromagnetycznie,
pneumatycznie
i mechaniczne
5/2, 5/3, 3/2 G1/8÷G3/4

- wyspy zaworowe
do zaworów ZMG I ZE

- elementy sterujące
natężeniem przepływu
sprężonego powietrza

- elementy przygotowania
sprężonego powietrza

- wyroby niekatalogowe
na zamówienie Klienta

- elementy złączne,
przewody
i akcesoria dla pneumatyki

- doradztwo techniczne,
dobór zamienników
firm konkurencyjnych

**JEDNOSTKA
CERTYFIKUJĄCA**



ISO 9001:2000



Technika Przemysłowa Sp. z o.o.

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

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

Uszczelnienia Techniczne

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

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

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



Z małych strumyków wielka woda



Tegoroczny sezon urlopowy to istna próba cierpliwości dla wszystkich, którzy wyczekiwali letnich upałów od początku czerwca i nie doczekali

się ich do końca lipca. Za to z powodu nieustająco deszczowej pogody niektóre rzeki znowu przekroczyły stany alarmowe. Mimo wszystko, przyroda ma swój własny bilans i cierpliwość prędzej czy później powinna być nagrodzona. Z gospodarką jest podobnie. Od kilku już lat wypatrujemy oznak poprawy pogody. Czy pojawiły się one w minionym półroczu?

Istnieje opinia, że jednym z mierników wielkości gospodarki danego kraju jest liczba sprężarek pracujących w przemyśle. Również bieżące tendencje w światowej koniunkturze gospodarczej można obserwować przez pryzmat sprzedaży urządzeń do sprężonego powietrza. W kilku ostatnich latach zamówienia z wielkiego przemysłu były wyraźnie niższe, niż oczekiwano, i dobrze rozwijająca się w latach 90. ubiegłego stulecia branża „siadła”. Zwłaszcza na światowej mapie firm zajmujących się produkcją urządzeń do uzdatniania sprężonego powietrza zaszło wiele zmian organizacyjnych i własnościowych.

Najwięksi producenci sprężarek zdołali jednak utrzymać swoje moce produkcyjne dzięki zwróceniu się w stronę nowych odbiorców, jakimi są małe i średnie przedsiębiorstwa. Kilkanaście lat temu, gdy w wielkim przemyśle królowały już niepodzielnie nowoczesne sprężarki śrubowe, małe firmy zdane były na eksploatację starych, wysłużonych, lub nowych – tanich, ale nieekonomicznych i nietrwałych – sprężarek tłokowych. Paradoksalnie, przedłużające się problemy na

rynku dużych maszyn odbiły się korzystnie na ofercie małych, a przy tym w pełni profesjonalnych urządzeń. Zostały do nich przeniesione wszystkie najnowsze rozwiązania z dużych systemów. Pojawiły się niewielkie, kompletnie wyposażone stacje sprężonego powietrza, zawierające w obudowie dźwiękochłonnej nie tylko sprężarkę, ale także system uzdatniania powietrza z filtrami i osuszaczem, wyrafinowany system sterowania, udoskonalony napęd, w tym także zmiennoodrotowy, ekologiczny system usuwania kondensatu, a nawet możliwość podłączenia powietrznej instalacji odzysku ciepła.

Standardy jakości sprężonego powietrza uwzględniane dotychczas tylko w najnowocześniejszych zakładach zaczynają obowiązywać również w małych przedsiębiorstwach. Rośnie zapotrzebowanie na małe sprężarki, a przy okazji na pozostałe elementy instalacji sprężonego powietrza. Z wielu rozmów z właścicielami lokalnych firm dostawczych nastawionych na małego i średniego odbiorcę wiem, że odnotowali oni od początku roku bardzo duży wzrost sprzedaży. Czy to jest ten właśnie sygnał?

Nasza bardzo jeszcze młoda gospodarka rynkowa tym się różni od pozostałych unijnych, że małe i średnie przedsiębiorstwa stoją dopiero na progu rozwoju. Duży kraj, potencjalnie dużo nowych przedsiębiorstw, teoretycznie duże możliwości. Przez wiele lat nieprzyjemne przepisy stanowiły skuteczną tamę dla przedsiębiorczości. Jednak wzbierająca woda nie może być bez końca powstrzymywana i albo tama zostanie otwarta, albo przyroda sama zrobi swoje.

Zdzisław Chrapkiewicz

Pneumatyka

REDAKCJA

Redaktor naczelny:
Zdzisław Chrapkiewicz
Dział DTP:
Marcin Kluziak

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

ADRES REDAKCJI

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

WYDAWCA

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

ADRES WYDAWCY

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

DRUKARNIA

Hector

PRENUMERATA

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

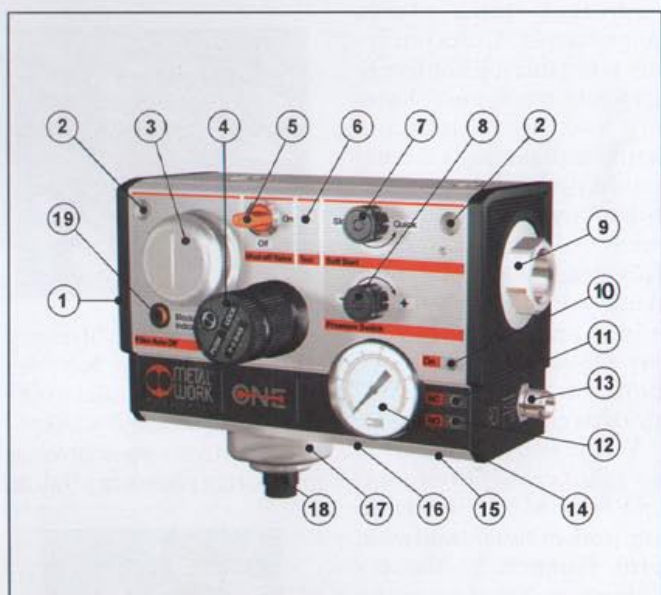
Prenumeratę przyjmują:
Wydawnictwo Lektorium, RUCH SA,
SIGMA-NOT Sp. z o.o., KOLPORTER SA

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

Analiza przyczyn awarii sprężarek przepływowych _____	12
---	----



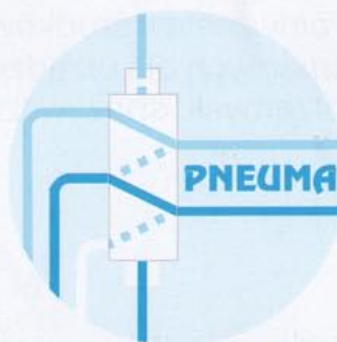
Wysoce zintegrowana jednostka przygotowania powietrza – ONE _____	16
---	----



Jak dają to bierz! Czyli na co może liczyć polski przedsiębiorca po przystąpieniu Polski do UE ? _____	18
--	----

Branża Pneumatyczna - region Pomorze _____	20
--	----

Zbliżamy się do odbiorców (wywiad) _____	22
Oleje Mobil - Nie tylko dla samochodów sportowych _____	24
System sprężonego powietrza zakładu farmaceutycznego.	
Studium projektowe _____	25
Formularz prenumeraty _____	30
XIV Krajowa Konferencja PNEUMA 2004. część II _____	31



UWAGA

Str. 31 jest jednocześnie pierwszą stroną bloku zawierającego referaty konferencji PNEUMA, opatrzonego niezależną numeracją stron od 1 do 40. Wykaz zamieszczonych referatów znajduje się na str. 3 tego bloku

NAJLEPSZY WYBÓR
SYNTETYCZNYCH
ŚRODKÓW SMARNYCH



Anderol zawsze dostarczał
najwyższej klasy środki
smarne dla przemysłu.

Anderol oznacza
wyższe bezpieczeństwo
i niezawodność
Twojej działalności.

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



Anderol BV
tel. +31 43 352 41 90
fax +31 43 352 41 99
E-mail: info@anderol-europe.nl
Web-site: www.anderol.com

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

solvadis polska

AKTUALNOŚCI

Komitet Naukowy „Pneumatyki”

Dwumiesięcznik „Pneumatyka” jest cennym źródłem informacji z zakresu techniki sprężonego powietrza, co znajduje potwierdzenie w opiniach zainteresowanych Czytelników. Bieżące informacje, nawet te zawarte w artykułach promocyjnych i reklamach, pozwalają projektantom i realizatorom inwestycji oraz służbom zakładowym docierać do najnowszych produktów i firm, które je oferują. Jednocześnie nasz dwumiesięcznik pełni funkcję edukacyjną – na co dzień korzystają z niego studenci i nauczyciele przedmiotów technicznych. Jako niezwykle ważną część naszej działalności traktujemy sprzyjanie pracom badawczym i wdrożeniowym z zakresu pneumatyki. Uczestniczymy w organizacji konferencji naukowych, poszukujemy możliwości łączenia nauki z praktyką. Chętnie publikujemy dobre artykuły naukowe. Nad ich poziomem czuwają współpracujący z redakcją pracownicy naukowcy z różnych ośrodków w kraju, od lat cieszymy się wydatną pomocą profesora Łukasza N. Węsierskiego.

W czerwcu tego roku, tuż po zakończonej Konferencji PNEUMA 2004 zebrało się pod przewodnictwem prof. Łukasza N. Węsierskiego poszerzone grono współpracowników naukowych naszego pisma, które rozpocznie pracę jako Komitet Naukowy „Pneumatyki” od następnego wydania, tzn. 5/2004. Udziałem w nim zaszczyteli nas:

dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski – profesor Politechniki Rzeszowskiej,
prof. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński – Politechnika Wrocławska,
dr hab. inż. Mariusz Olszewski – profesor Poli-

techniki Warszawskiej,
prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako – Politechnika Białostocka.

Zadaniem Komitetu Naukowego będzie utrzymywanie wysokiego poziomu merytorycznego pisma i recenzowanie materiałów naukowych przed ich publikacją, a także inicjowanie przedsięwzięć inspirujących środowisko naukowe związane z dziedziną pneumatyki. Jedną z pierwszych inicjatyw nowego Komitetu Naukowego jest druga edycja konkursu „Pneumatyki” na pracę dyplomową (pierwsza edycja odbyła się w 2000 roku).

CPP Prema SA także w Rzeszowie

CPP Prema SA w Kielcach, wychodząc naprzeciw oczekiwaniom odbiorców,



uruchomiła 1 lipca br. nowy sklep firmowy w Rzeszowie. Sklep prowadzi kompleksową obsługę w zakresie techniki sprężonego powietrza prowadząc także



doradztwo techniczne. Prema posiada także własne sklepy firmowe w Katowicach i Kielcach. Nowością jest możliwość korzystania ze sklepu internetowego dostępnego po zalogowaniu się ze strony producenta.

Siłowniki ISOLine

Firma Pneumatik System z Wrocławia oferuje typowy szereg siłowników ISOLine wykonanych według standardów DIN/ISO 6431, VDMA24562 oraz ANFOR NFE49-003. Gwarantuje to pełną zamiennność z siłownikami różnych producentów, wykonywanymi zgodnie z wymienionymi normami. Materiały zastosowane przy produkcji siłowników ISOLine (w tym poliuretanowe uszczelnienia) gwarantują długą i bezawaryjną pracę również w warunkach bezsmarowych. Siłowniki standardowo wyposażone są w element pozwalający na zastosowanie kontaktronowych czujników położenia tłoka.

Zakres średnic: od 32 do 125 mm (160 i 200 mm na zamówienie)

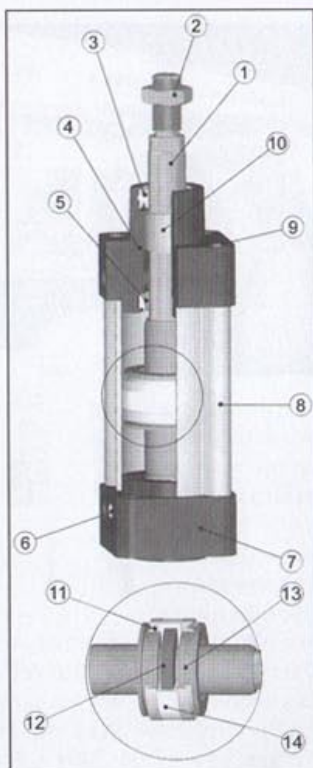
Zakres skoków: od 10 do 1000 mm

Ciśnienie robocze: od 1 do 10 bar

Temperatura pracy: od 0°C (przy powietrzu osuszonym od -20°C) do +80°C

Medium: przefiltrowane sprężone powietrze smarowane lub niesmarowane. Budowa siłownika ISOLine: 1 – tłoczek ze stali C40, 2 – nakrętka ze stali ocynkowanej, 3 – uszczelka tłoczyska z poliuretanu, 4 – pokrywa przednia z alu-

minium, 5 – uszczelka amortyzatora z poliuretanu, 6 – śruby hamowania dobiegu tłoka ze stali ocynkowanej, 7 – pokrywa tylna z aluminium, 8 – korpus siłownika z anodowanego siłowni-



ka, 9 – śruby montażowe ze stali ocynkowanej, 10 – pierścień prowadzący tłok z brązu, 11 – uszczelnienie tłoka z poliuretanu, 12 – magnes z plastoferytu, 13 – tłok z aluminium, 14 – mocowanie magnesu.







JAKOŚĆ KTÓRA PRZEBIJA

- Sprężarki śrubowe o wydajnościach od 0,2 do 50,0 m³/min i ciśnieniach do 13 bar
- Sprężarki tłokowe o wydajnościach od 125 do 6200 l/min i ciśnieniach do 35 bar
- Oczyszczanie sprężonego powietrza,
- Kompleksowy montaż

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

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



Oficjalny przedstawiciel firmy BOGE KOMPRESSOREN



PNEUMATYKA AUTOMATYKA HYDRAULIKA



SIŁOWNIKI



SZYBKOZŁĄCZA



POMPY



KOMPRESORY



BLOKI PRZYGOTOWANIA POWIETRZA

NARZĘDZIA PNEUMATYCZNE

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

e-mail: amet@amet.com.pl

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

AIRPRESS

**kompleksowe wyposażenie
firm i zakładów produkcyjnych
w systemy oczyszczania i wytwarzania
sprężonego powietrza**

www.airpress.pl



nasza oferta:

- » sprężarki śrubowe,
- » sprężarki tłokowe,
- » sprężarki specjalistyczne,
- » systemy oczyszczania sprężonego powietrza (osuszacze, filtry, mikrofiltry itp.),
- » reduktory, naoliwiacze, szybkozłącza, redukcje, węże,
- » narzędzia pneumatyczne,
- » projektowanie i montaż profesjonalnych sieci pneumatycznych.

**Autoryzowani dystrybutorzy
AIRPRESS w Polsce:**



FRIPOL

86-100 Świecie, Wiąg 108 A
tel. (052) 331 25 88, fax (052) 331 20 43
e-mail: fripol@airpress.pl
05-092 Warszawa - Łomianki
ul. Kolejowa 42
tel./fax (022) 751 61 63, tel. (022) 751 12 34
e-mail: fripol2@airpress.pl

PNEUMAPOL

62-081 Poznań - Przeźmierowo
ul. Rynekowa 156
tel./fax (061) 652 57 00
e-mail: pneumapol@airpress.pl
71-682 Szczecin
ul. Goliśza 10 (p. 114)
tel./fax (091) 487 06 71

THERMONT

62-081 Poznań - Przeźmierowo
ul. Naftowa 2
tel. (068) 453 04 84
e-mail: biuro@thermont.pl



**Najwyższa jakość
powietrza pod kontrolą!**

TARGI, KONFERENCJE

Konferencja PNEUMA 2004 a Targi Poznańskie

Tradycyjnie po każdej konferencji PNEUMA zamieszczamy relację z tego ważnego dla środowiska pneumatyków spotkania. Tym razem zorganizowana była przez Akademię Techniczno-Rolniczą w Bydgoszczy, a obra-

dy odbywały się w trzech miejscach: W Bydgoszczy, Wiktoria i Poznaniu. Ze względu na szczupłość miejsca (spo-



wodowaną wydrukowanymi referatami z tej właśnie konferencji) odnotujemy głównie fakt nieco



zmodyfikowanej formuły tego spotkania. Jak zapowiadaliśmy wcześniej na naszych łamach, konferencja odbywała się dokładnie, w tym samym czasie co Targi Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych w Poznaniu, w dniach 14 – 17.06.2004 r. Nie było to przypadkowe, gdyż na dzień 15.06.2004 r. przewidziano sesję konferencyjną właśnie na targach w otoczeniu stoisk firm z branży. Konferencja PNEUMA zawsze stawiała sobie za cel między innymi nawiązanie do praktyki. W jakim stopniu to jej się udało, Czytelnicy sami mogą ocenić, zapoznając się z referatami opublikowanymi w



tym i poprzednim numerach „Pneumatyki”. Z całą pewnością jednak otoczenie targowe pozwoli-



ło skonfrontować rzeczywistość naukową z rzeczywistością handlową. Targi Poznańskie od pewnego czasu nie cieszą się opinią miejsca, w którym skutecznie tworzy się więzi handlowe. Z tym większą satysfakcją zauważmy, że w tym roku było znacznie lepiej niż w poprzednim. Zarząd

Międzynarodowych Targów Poznańskich postarał się o stworzenie dobrych warunków dla wystawców (specjalne podziękowania dla prezesa Bogusława Zalewskiego i wiceprezesa Przemysława Trawy).

Nie znaczy to jeszcze, że wystawcy z naszej branży byli w pełni usatysfakcjonowani. Ci, którzy zdecydowali się na udział w wystawie PNEUMA między innymi za namową naszej redakcji, mieli mieszane odczucia. Choć na niektórych stoiskach był niemały ruch, wszyscy życzyliby sobie przynajmniej dziesięć razy więcej potencjalnych klientów. Sama sesja konferencyjna przebiegła dość sprawnie, ale okazało się, że mimo dobrego sprzętu nagłaśniającego, nadspodziewanie duży zgłęb (co ogólnie można oceniać jako sukces targów) utrudniał wysłuchiwanie wystąpień. Czy ta formuła połączenia konferencji z targami się sprawdziła? W znacznym stopniu tak, ale organi-



zatorzy konferencji chcą pójść o krok dalej. W tej chwili planowane są działania organizacyjne zmierzające do wkomponowania PNEUMY w kalendarz corocznych (zamiast dwuletnich) spotkań poszerzonego środowiska hydrauliczno-pneumatycznego, z dużym akcentem na bezpośredni kontakt ze środowiskiem firm produkcyjnych i handlowych oraz obecnością na targach.

Tymczasem redakcja „Pneumatyki” dziękuje serdecznie wszystkim firmom, które wzięły udział w spotkaniu i obiecuje, że w miarę swoich możliwości będzie im stwarzać dogodne warunki promocji. Między innymi opublikowane zostaną bezpłatnie skróty z ich prezentacji targowych (ze względu na szczupłość miejsca w tym wydaniu odbędzie się to w późniejszym terminie). Dziękujemy za dobrą współpracę w przygotowaniu konferencji i wystawy PNEUMA dr. Kazimierzowi Peszyńskiemu z ATR Bydgoszcz i dyr. Wiesławie Galińskiej z Międzynarodowych Targów Poznańskich.



spężarki 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, Germanischer Lloyd, Det Norske Veritas, Bureau Veritas. Również NATO wybrało ALUP Kompressoren na dostawcę strategicznego. Firma spełnia także warunki ISO 9001.



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

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

www.kompres.com.pl

Energooszczędne systemy zasilania pneumatycznego Profesjonalne sprężarki łopatkowe WITTIG

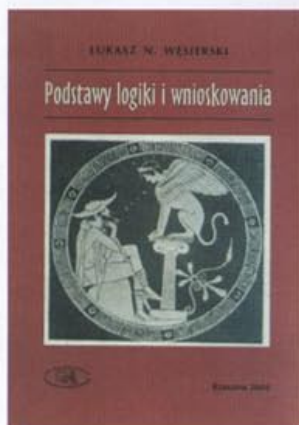
In-Tech
Andrzej M. Araszkiwicz
01-652 Warszawa
ul. Potocka 4 /1
tel./fax +48 22 8 333 531
kom. +48 503 123 320
e-mail: araszka@polnet.cc

Punkty konsultacyjno – serwisowe
Gdynia, Turek, Łódź
Mysłowice, Bielsko-Biała

KSIĄŻKI

Nakładem Oficyny Wydawniczej Politechniki Rzeszowskiej ukazał się podręcznik akademicki *Podstawy logiki i wnioskowania*. Wprawdzie nie dotyczy on bezpośrednio zagadnień poruszanych na naszych łamach, ale jest nierozdzielnie związany z problematyką projektowania układów sterowania, w tym oczywiście również pneumatycznych. Zastosowanie logiki w problematyce inżynierskiej, informatycznej, ekonomicznej i organizacji produkcji jest ogromne. Celem podręcznika jest zaznajomienie czytelnika z podstawami logiki matematycznej i formalnej i zastosowaniami w różnego rodzaju rozumowaniach i sterowaniu, które można wykorzystać zarówno w dziedzinach technicznych, informatycznych, ekonomicznych, organizacyjnych, jak również marketingowych. Jest to niezbędne narzędzie dla każdego, kto ma styczność z administrowaniem i zarządzaniem, sterowaniem procesami produkcyjnymi oraz systemami produkcyjnymi komputerowo zintegrowanymi.

Łukasz N. Węsierski: *Podstawy logiki i wnioskowania*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2004. Recenzenci: Jan Gruszecki, Zenon Jędrzykiewicz, Franciszek Siemieniako, nakład 300 + 35 egz. ark. wyd. 9,6.



HIROSS

Compressed Air Treatment
Filtry sprężonego powietrza



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

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



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



Analiza awarii sprężarek przepływowych

Władysław Kryłowicz, Radomir Magiera

W niniejszym artykule przeprowadzono analizę i klasyfikację typowych awarii sprężarek przepływowych pod kątem ich przyczyn. Analiza ta oparta jest na ponadtrzydziestoletnim doświadczeniu eksploatacyjnym i konstrukcyjnym. Przedstawiono ponadto przykłady typowych awarii.

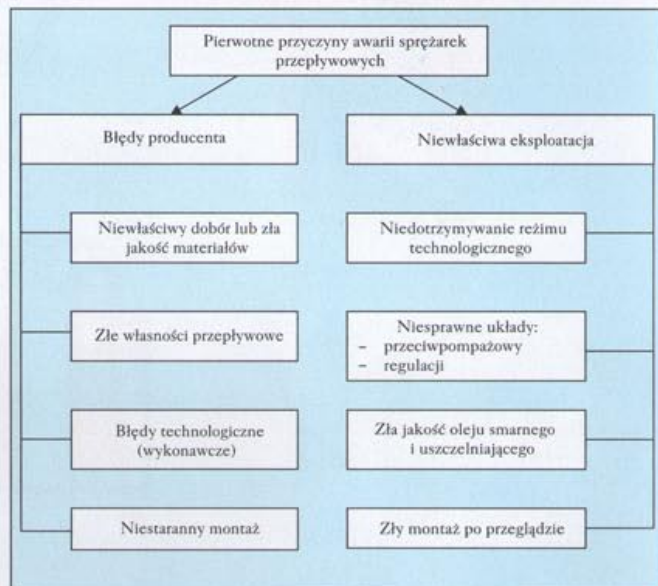
Prawidłowo eksploatowane sprężarki przepływowe są maszynami długowiecznymi. W przypadku typowych sprężarek powietrznych promieniowych średniej wielkości, czyli o mocach silników rzędu do 2 MW (do takich właśnie maszyn ograniczymy się tutaj), żywotność stopni sprężających wynosi co najmniej sto tysięcy godzin pracy. Oznacza to, że sprężarki przepływowe pracować mogą w ruchu ciągłym przez co najmniej dwanaście lat, a więc znacznie dłużej niż sprężarki objętościowe podobnej wielkości. Należy podkreślić, że żywotność dużych sprężarek jest znacznie większa, gdyż na przykład w polskim przemyśle węglowym znaleźć można było do niedawna maszyny trzydziesto- i czterdziestoletnie, znajdujące się nadal w dobrym stanie technicznym. Są one oczywiście od dawna zużyte moralnie – nie odpowiadają obecnym standardom zarówno energetycznym, jak i innym.

Przewaga sprężarek przepływowych nad objętościowymi (mówimy oczywiście o zakresie parametrów, w którym oferowane są oba typy sprężarek) wynikająca z większej żywotności jest w dużej mierze niwelowana poprzez znacznie wyższe koszty inwestycyjne tych pierwszych. Ponadto znacznie dłuższe są okresy dostaw sprężarek przepływowych oraz części zamiennych do nich. Wysokie są również na ogół ceny części zamiennych. W tej sytuacji awaria sprężarki przepływowej jest zawsze bardzo dotkliwa finansowo i niejednokrotnie przy braku rezerwy stanowi poważny problem dla zarządu zakładu.

Przyczyny awarii sprężarek przepływowych

Ponadtrzydziestoletnie doświadczenia konstrukcyjne w dziedzinie sprężarek promieniowych, którymi legitymuje się Instytut Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej (pierwsze polskie sprężarki promieniowe typów 6D68 i 10P8 projektowane były właśnie w IMP PŁ), oraz obszerna baza danych [4] pozwalają na przeprowadzenie pewnego uogólnienia przyczyn awarii tych maszyn. Przyczyny te przedstawiono na schemacie (rys. 1).

Producenci sprężarek, widząc ten schemat, mogliby zaprotestować, że postawiono ich w jednym szeregu z niefortunnymi użytkownikami tych maszyn. I rzeczywiście, błędy producenta są statystycznie bez porównania rzadsze niż błędy eksploatacji. Sprężarki promieniowe powietrzne są niemal bez wyjątku sprężarkami pochodzą-

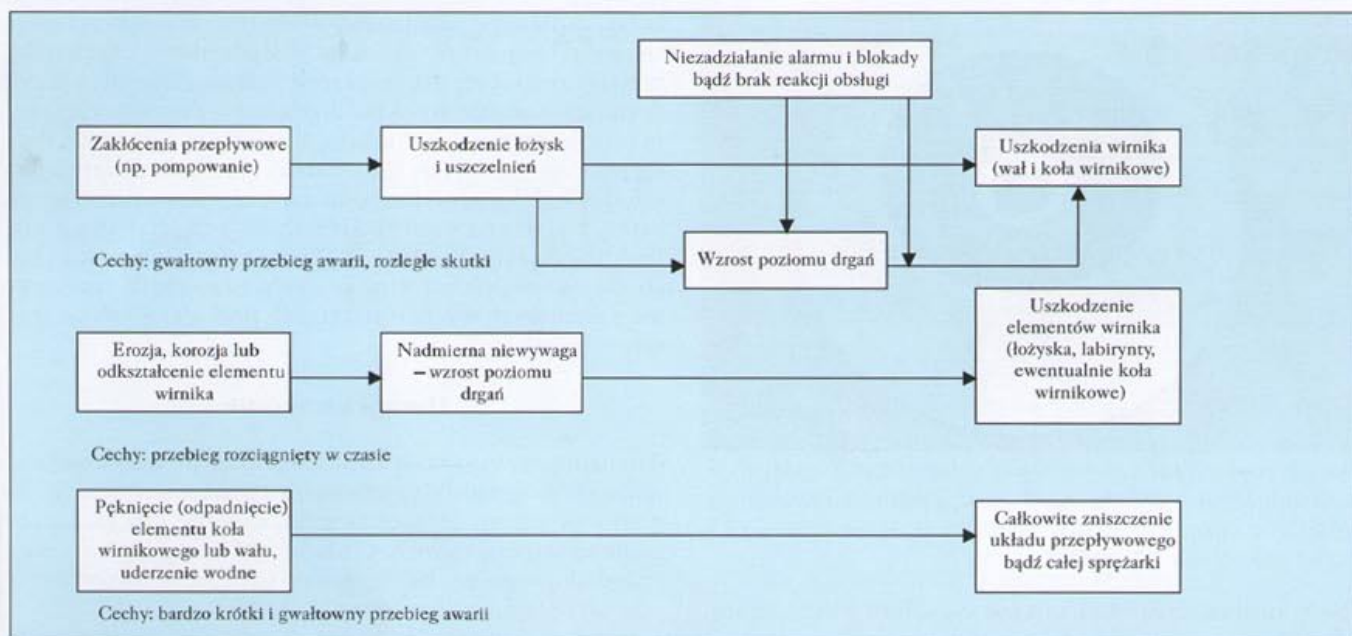


Rys. 1 Schemat pierwotnych przyczyn awarii sprężarek

cymi z typoszeregów i ich własności są producentowi dobrze znane. Znacznie gorzej przedstawia się sytuacja w dziedzinie sprężarek procesowych (sprężających gazy inne od powietrza), które są bardzo często projektowane na potrzeby klienta (ang. *customized*). Pomimo że nawet w tym przypadku wytwórcy starają się zastosować jak najwięcej standardowych elementów, to prawdopodobieństwo błędu jest znacznie większe.

Ryzyko wytwórców polega na tym, że sprężarki (w przeciwieństwie do turbin) są wykonywane bardzo często w kooperacji. Dotyczy to głównie odkuwek na koła wirnikowe i elementów przekładni. Pomimo ogromnego doświadczenia producentów i ścisłego przestrzegania procedur technologicznych (badania materiałowe, testy nadobrotów, ang. *overspeed tests*) zdarzają się bolesne wpadki.

A zatem to warunki eksploatacji są w głównej mierze odpowiedzialne za zaistnienie sytuacji awaryjnych agregatów sprężarkowych. Jednak w tej mierze daje się zauważyć w kraju znaczącą poprawę. Nie spotyka się niemal awarii związanych ze złą jakością oleju smarowego, będących uprzednio zmorem głównych mechaników. Bardzo rzadkie są poważniejsze awarie spowodowane niesprawnością układów regulacji i sterowania, gorzej już przedstawia się sprawa układów przeciwpompażowych. Większość poważniejszych awarii w ostatnich latach wystąpiła na skutek nieuwzględnienia rzeczywistych warunków pracy, nieuwzględnienia spowodowanego brakiem należytego przekazywania informacji na linii: wytwórca sprężarki – inwestor – projektant instalacji – wykonawca instalacji – eksploatacja. W tej dziedzinie wiele pozostało jeszcze do zrobienia.



Rys. 2 Klasyfikacja typowych awarii sprężarek przepływowych

Drugą dość liczną przyczyną awarii jest nieprawidłowy montaż maszyny po przeglądzie bądź niestaranne przeprowadzenie samego przeglądu. Awarie takie występują na ogół po dość krótkim przebiegu po przeglądzie. Zdarzają się one niemal wyłącznie wtedy (potwierdza to statystyka!), gdy przeglądu dokonują obce firmy, a nie autoryzowany serwis wytwórcy. A zatem tego rodzaju „oszczędności” przynoszą odwrotne od zamierzonych skutki.

Klasyfikacja i przebieg typowych awarii

Opierając się na analizie przeszło czterdziestu przypadków, przeprowadzona została klasyfikacja typowych awarii. Przedstawiono ją na rys. 2. Awarie te dotyczyły w większości sprężarek promieniowych powietrznych, a jedynie w mniejszej mierze sprężarek procesowych.

Rysunek zawiera cały ciąg zdarzeń skutkujących poważnym uszkodzeniem sprężarki bądź jej całkowitym zniszczeniem. Rozpatrzmy teraz pierwszy przypadek – skutki poważnego zakłócenia o charakterze przepływowym (np. pompowania). Cechą takiego zdarzenia jest gwałtowny przebieg, prowadzący do uszkodzeń łożysk i uszczelnień. Jeżeli nie zdąży teraz zadziałać system sterowania, to może dojść do ciężkich uszkodzeń wirnika, a głównie kół wirnikowych. Konsekwencje takiego przypadku przedstawione były w majowym numerze „Pneumatyki” (Kryłłowicz [6]). Najczęściej jednak pojedyncze zakłócenie przepływowe nie powoduje tak dalece idących skutków, podnosi się za to trwale poziom drgań z powodu pogorszenia się stanu łożyskowania oraz wzrostu niewyważa, co powinno być istotną wskazówką dla obsługi i służb dozoru. Dopiero brak reakcji może spowodować przy kolejnym zakłóceniu groźne skutki.

Dla odróżnienia, występujące podczas normalnej eksploatacji sprężarek powietrznych procesy erozji lub abrazyj pyłowej, skutkujące uszkodzeniami układu przepływowego (głównie krawędzie wlotowe i wylotowe łopatek kół wirnikowych, łopatki dyfuzorów) mają przebieg rozciągnięty w czasie.

Wynikiem erozyjnego ubytku masy jest nadmierna niewyważa i następnie wzrost poziomu drgań. Jeżeli nasz

system ciągłego monitoringu działa prawidłowo, to możemy obserwować narastanie zjawiska i prognozować jego skutki. Ale czasami zjawiska te mogą przebiegać bardzo szybko. Na fotografii 1 widoczna jest część wlotowa łopatki sprężarki promieniowej całkowicie zniszczona przez abrazję pyłową w ciągu około dwu miesięcy. Krawędź wlotowa łopatki (wykonanej z odkuwki ze stali 34HNM ulepszonej cieplnie) podcięta jest na głębokość 24–28 mm. Zadziwiające jest, że w ciągu tych dwu miesięcy nie obserwowano wzrostu poziomu drgań, przy całkowicie sprawnym układzie monitoringu. Sytuację tę należy uznać



Fot. 1 Łopatka sprężarki promieniowej całkowicie zniszczona przez abrazję. Widoczne podcięcia abrazyjne krawędzi wlotowej po stronie tarczy koła

za zbieg okoliczności, ale jednocześnie tylko dzięki szczęściu uniknięto całkowitego zniszczenia sprężarki.

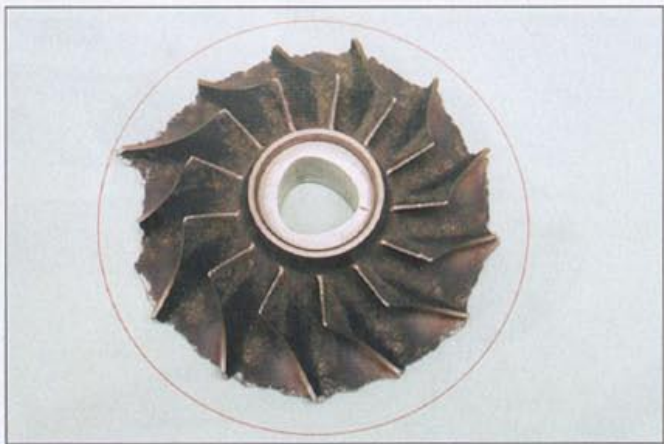
Fotografia 2 przedstawia skutki awarii koła wirnikowego (budowy zamkniętej – z pokrywą, konstrukcji spawanej), spowodowanej niewłaściwą obróbką cieplną po spawaniu. W kołach takich, w których blaszane łopatki spawane były do tarczy i pokrywy koła, następowały nagminnie pęknięcia spawów (natury zmęczeniowej). Pęknięcia nie powodowały jednak całkowitego zniszczenia koła, a podwyż-



Fot. 2 Awaria koła wirnikowego konstrukcji spawanej, spowodowana niewłaściwą obróbką cieplną po spawaniu. Widoczne pęknięcie łopatki na styku ze spoiną, druga łopatka zniszczona całkowicie

szony poziom drgań był zawsze sygnałem o zagrożeniu. Można zatem powiedzieć, że w tym przypadku pewność ruchu sprężarki jest ściśle uzależniona od sprawności systemu monitoringu drgań.

Szczególne miejsce w typoszeregu awarii znajdują zdarzenia kończące się całkowitym zniszczeniem układu przepływowego bądź nawet całej maszyny. Obejmują one przede wszystkim przypadki pęknięcia koła wirnikowego (lub odpadnięcia jego fragmentu z równoczesnym zaklinowaniem pozostałej części), uderzenia wodne oraz wsteczny ruch całej sprężarki. Dobry przykład zniszczenia koła wirnikowego sprężarki promieniowej typu przekładniowego pokazuje fotografia 3. Bezpośrednią przyczyną awarii było odpadnięcie fragmentu odlanej łopatki dyfuzora, który zaklinował się w jednym z kana-



Fot. 3 Całkowite zniszczenie koła wirnikowego półokręgowo wykonanego ze stopu lekkiego. Pierwotna średnica koła zaznaczona okręgiem. Zwracają uwagę nieprzytarte zewnętrzne krawędzie łopatek

łów pozostałej jego części, ścinając całą zewnętrzną część koła. Awaria ta na szczęście ograniczyła się do jednego z trzech stopni sprężarki, która została zatrzymana w trybie awaryjnym. Wymiana części ograniczyła się do nowego koła oraz łożyskowania wału. Pozostałe części sprężarki nie uległy uszkodzeniom.

Uderzenie wodne polega na zassaniu wody do układu przepływowego sprężarki. Kończy się ono niemal zawsze

zniszczeniem wirnika i często uszkodzeniem sprzęgła wysokoobrotowego oraz przekładni. Zjawisko to jest charakterystyczne raczej dla sprężarek jednowałowych, a przyczyną jest niesprawny układ drenażowy. Znacznie częściej mamy do czynienia z ruchem wstecznym sprężarki. Występuje on wtedy, gdy nie domyka się zawór zwrotny pomiędzy kolektorem tłocznym a odstawioną z ruchu sprężarką. Działa ona wtedy jako turbina, osiągając z powodu braku obciążenia bardzo wysokie obroty, prowadzące często do rozerwania kół wirnikowych, a zawsze do zniszczenia pracujących w odwrotną stronę pozbawionych smarowania łożysk.

Uwagi końcowe

Analizując przypadki awarii sprężarek przepływowych, można wyciągnąć dwa podstawowe wnioski:

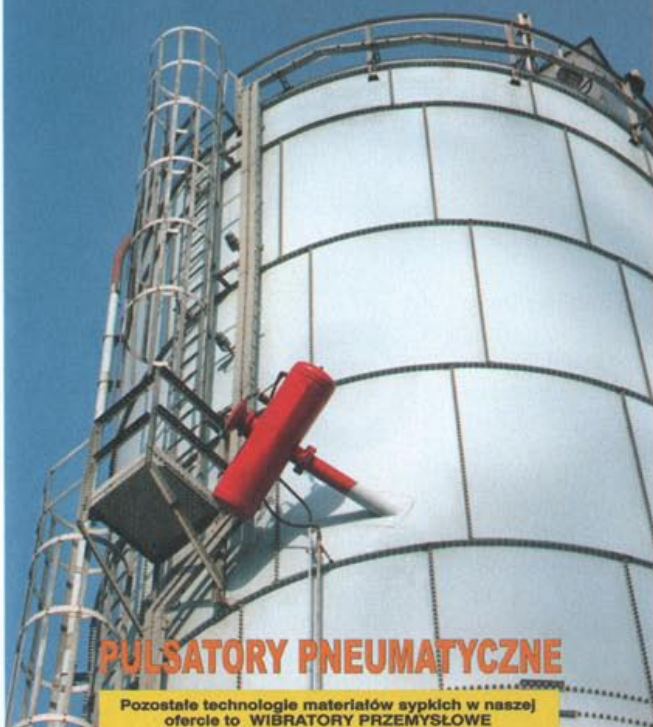
- do wystąpienia groźnej awarii konieczne jest jednocześnie wystąpienie dwu czynników: głównej przyczyny oraz dodatkowego, np. błędu obsługi bądź niesprawności systemu kontrolno-pomiarowego (AKP),
- znacznie rzadziej ulegają awarii sprężarki, które pracują przez większą część okresu eksploatacji w pobliżu swojego punktu znamionowego.

Z tego ostatniego wynika duża waga trafnego doboru sprężarek do rzeczywistych warunków pracy – opłaca się zatem zainwestowanie, na etapie doboru maszyn, w pomiary zużycia powietrza. Zdecydowanie opłaca się również przeprowadzenie cyklu możliwie szeroko pojętych szkoleń dla personelu obsługującego sprężarkę i personelu nadzoru.

Wobec braku piśmiennictwa dotyczącego zasad eksploatacji sprężarek autorzy zwracają uwagę Czytelników na amerykańskie normy API (wyszczególnione w spisie literatury). Normy te należy traktować niemal jak podręcznik doboru sprężarek i ich wyposażenia, albowiem stanowią one podsumowanie wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych. Korzystając z nich, należy jednak pamiętać, że dotyczą one przemysłu naftowego o specjalnych wymaganiach bezpieczeństwa i nie zawsze będzie nas stać na tak rozbudowane systemy nadzoru i zabezpieczeń, jakie konieczne są w tym przemyśle – do tego zagadnienia trzeba podejść dość elastycznie.

Literatura

- [1] API (American Petroleum Institute) Std 617 – Centrifugal Compressors for General Refinery Services.
- [2] API Std 670 – Noncontacting Vibration and Axial Position Monitoring System.
- [3] API Std 672 – Packaged, Integrally Geared, Centrifugal Plant and Instrument Air Compressors for General Refinery Services.
- [4] IMP PŁ – zbiór materiałów z dziedziny eksploatacji sprężarek z lat 1981 – 2003.
- [5] Jackson Ch.: How to Prevent Turbomachinery Thrust Failures, Hydrocarbon Processing, 73 – 77, 1975.
- [6] Kryłowicz W.: „Praca niestateczna sprężarek przepływowych”, Pneumatyka 2/2004, 4 – 46.
- [7] Wszelaczyński A.: „Eksploatacja sprężarek promieniowych”, PWT, Warszawa 1960.

INWETPrzedsiębiorstwo Wdrażania Innowacji
Spółka Akcyjna**PULSATORY PNEUMATYCZNE**

Pozostałe technologie materiałów sypkich w naszej ofercie to: WIBRATORY PRZEMYSŁOWE I POROWATE SPIEKI PRZEPUSZCZALNE

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

Próżnia jest jak magia ...

PIABInnovators in
Vacuum Technology**POMPY MULTIEŻEKTOROWE
AKCESORIA PRÓŻNIOWE
PRZYSSAWKI****Bovin**81-327 Gdynia, ul. Wolności 20, tel./fax: (0-58) 621-98-24, 621-99-64
BOVIN - Południe: 0 502-422-300, e-mail: piab@bovin.com.plwww.bovin.com.pl**HIROSS**Compressed Air Treatment
Osuszacze chłodnicze

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

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

Wysoce zintegrowana jednostka przygotowania powietrza – ONE

Czytelnicy tego magazynu doskonale wiedzą, jak zaawansowaną dziedziną stała się pneumatyka. Jak trudne jest stworzenie czegoś zupełnie nowego, potrzebnego, a czego nie ma jeszcze na rynku. Metal Work ma przyjemność zaprezentować produkt niezwykle i innowacyjny. Na pierwszy rzut oka mogący uchodzić za sprzęt stereo lub inny, niezidentyfikowany obiekt, lecz tak naprawdę jest to „tylko” jednostka przygotowania powietrza.

Każda aplikacja wykorzystująca jako medium sprężone powietrze wymaga jego przygotowania. Coraz rzadziej elementy przygotowania powietrza mają za zadanie jedynie oczyścić i sprowadzić powietrze do zadanego ciśnienia. Przeważnie wyposażane są w dodatkowe elementy pełniące różnorodne funkcje. Tak rozszerzone jednostki można zbudować z elementów poszczególnych rodzin jednostek przygotowania powietrza produkowanych przez Metal Work, takich jak solidna i wytrzymała „New Deal”, modułowa i wydajna „Skillair” czy miniaturowa „Bit”. Jednak najczęściej stacje przygotowania powietrza zawierają następujące elementy:

- zawór odcinający,
- filtr,
- reduktor ciśnienia z manometrem – często łączony z ww. filtrem w jedną jednostkę,
- zawory załączające i zawory łagodnego startu,
- przełącznik pneumoelektryczny,
- moduły rozgałęziające.

Pojawia się pytanie: dlaczego nie zawrzeć wszystkich tych funkcji w jednym bloku jako alternatywy do jednostek o budowie modułowej? Otóż przy konstruowaniu takiej jednostki (o ile chce się stworzyć produkt innowacyjny, a nie tylko umieścić wszyst-

kie elementy w jednej i niewątpliwie w takim przypadku monstrualnej obudowie) napotkać można na wiele problemów natury technicznej i technologicznej.

Ich rozwiązaniem jest ONE – nowa jednostka przygotowania powietrza – efekt poszukiwań działu konstrukcyjnego Metal Work.

Niniejszym mamy przyjemność przedstawić czytelnikom „Pneumatyki” cechy charakteryzujące naszą nową jednostkę:

Miniaturyzacja: ONE z wymiarami 180×140 mm zajmuje jedną trzecią przestrzeni systemu tradycyjnego, nie wymaga dostępu od góry czy z dołu celem regulacji ciśnienia czy wymiany wkładki filtracyjnej. Radykalne zmniejszenie przestrzeni na potrzeby serwisu.

Waga: ONE waży niecały 1 kg, co jest wartością od czterech do ośmiu razy mniejszą od wagi tradycyjnych systemów.

Przepływ nominalny: ponad 4000 Nl/min – trzy razy więcej w porównaniu do jednostek o zbliżonych rozmiarach.

Panel obsługowy: znajduje się na przedniej ścianie, umożliwiając użytkownikowi łatwy i swobodny dostęp oraz kontrolę wszystkich funkcji. Na panelu znajdują się:

- pokrętła nastaw ciśnienia, przełącznika pneumoelektrycznego oraz szybkości zadziałania zaworu łagodnego startu,
- sterowanie zaworu odcinającego,
- manometr,
- wskaźniki LED informujące o stanie pracy jednostki, zaworu elektrycznego i przełącznika,
- dostęp do wkładki filtracyjnej,
- opis objaśniający funkcję i stan pracy poszczególnych elementów,
- wskaźnik stopnia zabrudzenia wkładki filtracyjnej,
- otwory montażowe.

Nastawne porty przyłączeniowe: możliwość regulacji długości całkowitej jednostki. W wypadku montażu na przewodach rurowych daje to możliwość szybkiego demontażu



oraz eliminuje konieczność rozłączania rur.

Wymiana wkładki filtracyjnej: przez możliwość dostępu od czoła, znika konieczność operowania nad lub pod jednostką. Wymiana jest możliwa po odkręceniu pokrywy, a wbudowany automatyczny zawór odcina dopływ powietrza przy dokonywaniu tej czynności. Dodatkowym atutem jest ułożony obok wskaźnik informujący o konieczności jej wymiany.

Automatyczny spust kondensatu: ułożony za filtrem, do zbiornika dociera powietrze już oczyszczone. W ten sposób wyeliminowano problem wycieków powietrza spowodowanych przez zablokowanie zaworu spustowego zanieczyszczeniami stałymi.

Zawór łagodnego startu: innowacyjnym rozwiązaniem jest uniezależnienie wzrostu ciśnienia od natężenia przepływu. Zapobiega to nagłym skokom ciśnienia i w efekcie zapewnia płynny rozruch maszyny.

Jeden port upustowy: wspólny dla reduktora oraz zaworów odcinających, zezwala to na zastosowanie jednego tłumika lub przewodu odprowadzającego. Upust nadciśnienia do atmosfery odbywa się przez kanał główny, dzięki temu jednostka charakteryzuje się doskonałym przepływem podczas upustu i krótkim czasem odpowietrzania. Dodatkowo zastosowano zabezpieczenie, które nie pozwala na wydostawanie się oleju na zewnątrz.

Dodatkowe porty wyjściowe: oprócz głównego portu wyjściowego znajdują się trzy porty 1/4", z jednego możemy pobrać powietrze przefiltrowane, a z dwóch pozostałych powietrze przefiltrowane i zredukowane.



Fot. 2

1 – nastawny port zasilający, 2 – otwory montażowe, 3 – pokrywa wkładki filtracyjnej, 4 – regulacja ciśnienia, 5 – ręczny zawór odcinający, 6 – ręczne sterowanie zaworu elektrycznego, 7 – nastawa zaworu łagodnego startu, 8 – nastawa przełącznika pneumoelektrycznego, 9 – nastawny port wyjściowy, 10 – wskaźnik LED stanu pracy jednostki, 11 – wskaźnik LED ciśnienia poniżej wartości ustawionej na przełączniku, 12 – wskaźnik LED ciśnienia powyżej wartości ustawionej na przełączniku, 13 – złącze elektryczne M12, 14 – manometr, 15 – dodatkowe porty wyjściowe 1/4", 16 – port upustowy 1" z tłumikiem, 17 – zbiornik kondensatu, 18 – spust kondensatu z portem 1/8", 19 – wskaźnik zabrudzenia wkładki filtracyjnej

Złącze elektryczne: pojedyncze M12 o stopniu ochrony IP67. Przez złącze przekazywane są sygnały sterujące dla elektrycznego zaworu odcinającego oraz od przełącznika pneumoelektrycznego. Zastosowanie jednego przewodu elektrycznego znacznie skraca czas niezbędny do podłączenia jednostki.

Montaż tablicowy: przez umieszczenie panelu obsługowego na czołowej płaszczyźnie cała jednostka może zostać ukryta w konstrukcji maszyny.

Unifikacja: ONE ze swoimi wymiarami jest jedną z najmniejszych jednostek dostępnych na rynku o wydajności wyższej niż dużo większe jednostki. Daje to możliwości zasto-

sowania praktycznie we wszystkich aplikacjach oraz redukcję kosztów, m.in. stanów magazynowych.

„All in ONE” to slogan, który najlepiej charakteryzuje nowy, innowacyjny produkt Metal Work. Wysoki przepływ nominalny przy niewielkich gabarytach, zintegrowanie wszystkich elementów w jednym bloku oraz kontrola wszystkich funkcji na jednym wspólnym panelu czyni ONE bardzo atrakcyjnym produktem, a jego elastyczność pozwala na zastosowanie w dowolnym miejscu. Nie bez znaczenia oprócz cech użytkowych są również cechy wizualne – ONE wraz z innymi urządzeniami sterującymi może zostać zamontowany na pulpicie operatorskim. Skrzętnie chowane

dotychczas jednostki FRL „wyjdą z zakamarków” maszyn, podnosząc jednocześnie walory estetyczne samych urządzeń.

W celu uzyskania dokładniejszych informacji na temat ONE oraz innych produktów prosimy o kontakt z Działem Handlowym Metal Work Polska.

Artykuł promocyjny
Metal Work
Waldemar Skorczyk

Jak dają – to bierz!

Czyli na co może liczyć polski przedsiębiorca po przystąpieniu Polski do UE?

Przystąpienie Polski do Unii Europejskiej prócz zażartych dyskusji o charakterze ideologiczno-politycznym skłania także do zastanowienia się nad kwestiami ekonomicznymi. Niezmordowanie powraca do nas termin „beneficjent netto” w przepływach pieniężnych z Unią Europejską. Niniejszy artykuł nie ma na celu dogłębnej analizy tego zjawiska, ale podejmujemy w nim próbę przedstawienia Państwu szeregu możliwości, jakie pojawiły się dla polskich przedsiębiorców dzięki akcesji.

Jak powszechnie wiadomo, polska gospodarka rozwijałaby się znacznie dynamiczniej, gdyby nie chroniczny brak środków na inwestycje w przedsiębiorstwach. Wysokie stopy oprocentowania kredytów bankowych bynajmniej nie poprawiają tej sytuacji. Istotną pomocą w tym zakresie mogą się okazać środki, które Unia Europejska przeznaczyła na podnoszenie konkurencyjności przedsiębiorstw poprzez finansowanie ich rozwoju (inwestycje, usługi doradcze, promocja eksportu etc.).

Środki dostępne są w postaci BEZZWROTNYCH dotacji. Dotacje te pokrywają od 30 do 65% kosztów kwalifikowanych inwestycji, przy czym kwalifikowalność kosztów jest odmienna dla każdego z programów pomocowych (czasami kwalifikowany jest jedynie zakup maszyn, czasami włączone są także prace budowlane, a bywa, że refundacji podlegają jedynie koszty doradztwa).

W niektórych programach pomocowych wymagane jest jednak zaciągnięcie kredytu bankowego, gdy wnioskowana dotacja przekracza określony dla danego funduszu poziom. Uzyskanie kredytu jest jednak w takiej sytuacji łatwiejsze, gdyż z jednej strony bank wie, że przedsiębiorca ma znacznie większą szansę na odniesienie sukcesu, kiedy jego nakłady inwestycyjne nie obciążają tak sytuacji finansowej firmy. Przedsiębiorca, z drugiej strony, jest bardziej skłonny zaciągnąć kredyt, gdy ma świadomość, że realizowana przez niego inwestycja zwróci się w o połowę krótszym czasie!

Ponieważ procedury pozyskiwania środków z UE są dość skomplikowane i niezwykle czasochłonne, wychodząc naprzeciw oczekiwaniom rynku, istnieją firmy specjalizujące się w przygotowywaniu rozbudowanej dokumentacji na potrzeby funduszy unijnych. Specjaliści tych firm reprezentują wiele dziedzin nauki – są to specjaliści z zakresu wiedzy o Unii Europejskiej, finansów przedsiębiorstw, analitycy finansowi, księgowi i prawnicy. Wszyscy ci ludzie pracują razem dla dobra swoich klientów, wykorzystując wiedzę ze swoich dziedzin oraz doświadczenia płynące z pracy nad wieloma wnioskami.

Niewielu przedsiębiorców podejmuje próby składania wniosków o dotacje samodzielnie, gdyż wychodzą ze słusznego założenia, że angażując się w zgłębianie wytycznych dla wnioskodawców, uzupełnień do programów operacyjnych, samych programów operacyjnych, jak i uzupełniających ustaw, a także w tworzenie dokumentacji, nie będą w stanie jednocześnie zajmować się bieżącą działalnością firmy. Nie bez znaczenia jest też fakt, że nie leży w interesie przedsiębiorcy eksperymentowanie na sobie samym. Z tego punktu widzenia rozsądne jest zlecenie sporządzenia wniosku podmiotom, które zajmują się tym zawodowo.

Obecnie dostępne są jeszcze fundusze przedakcesyjne PHARE 2002, a wkrótce także PHARE 2003. W ramach programów PHARE funkcjonują podprogramy, które dzielimy na doradcze i inwestycyjne. Programy doradcze umożliwiają sfinansowanie przedsięwzięć związanych z przygotowaniem do wdrażania innowacyjnych technologii, uzyskaniem lub odnowieniem certyfikatu jakości/zgodności, wdrażaniem systemów zarządzania, pozyskiwaniem środków na finansowanie działalności przedsiębiorstwa (np. emisję obligacji, pozyskanie inwestora strategicznego itp.), a także związanych np. z planowaniem inwestycyjnym i wiele innych. W programach doradczych można liczyć na wsparcie na poziomie 30% – 50% kosztów kwalifikowanych (zależnie od lokalizacji siedziby firmy), przy czym górny pułap kwotowy dotacji różni się w zależności od programu, wahając się w przedziale 5 – 30 tys. euro.

Znacznie popularniejsze są jednak programy inwestycyjne, choć niestety w funduszu PHARE 2002 środki przeznaczone na wsparcie inwestycji to jedynie 40% wszystkich środków w tym programie. Obecnie funkcjonują trzy programy inwestycyjne w funduszu PHARE: Krajowy Fundusz Dotacji Inwestycyjnych, Regionalny Fundusz Dotacji Inwestycyjnych oraz program Bezpieczeństwo i Higiena Pracy w sektorze MSP.

Korzystając z programów inwestycyjnych, poziom wsparcia to 30 – 50% kosztów kwalifikowanych inwestycji, a kwota wsparcia nie może przekroczyć 50 tys. euro w wypadku RFDI i BHP w sektorze MSP. W wypadku KFDI jest to kwota aż 100 tys. euro. W tych programach nie jest wymagane zaciągnięcie kredytu bankowego. Poważną wadą jest jednak fakt, że koszt maszyny w ramach jednego rodzaju klasyfikacji środków trwałych nie może przekroczyć 30 tys. euro oraz że z inwestycją należy się wstrzymać aż do podpisania z funduszem umowy dotacji. Z funduszu PHARE można sfinansować zakup nowych maszyn i urządzeń, natomiast prace remontowo-budowlane nie podlegają refundacji.

Całe szczęście dla polskiego przedsiębiorcy, że na funduszu PHARE świat unijnych pieniędzy się nie kończy. W najbliższym czasie uruchomione zostaną kolejne programy inwestycyjne, pochodzące z innej puli środków. Fundusz PHARE czerpie ze środków przedakcesyjnych, natomiast od 1 maja mamy prawo do dodatkowej puli pie-

niędzy – funduszy strukturalnych. Do tych funduszy należą między innymi Działanie 2.2.1 oraz Działanie 2.3. Sektorowego Programu Operacyjnego Wzrost Konkurencyjności Przedsiębiorstw, a także Działanie 3.4. Zintegrowanego Programu Operacyjnego Rozwoju Regionalnego – Mikroprzedsiębiorstwa.

Programy te optymistycznie nastrajają do idei Unii Europejskiej przynajmniej pod względem możliwości pozyskania BEZZWROTNEGO finansowania zewnętrznego polskich inwestycji. Po raz pierwszy wprowadzono istotne udogodnienia dla przedsiębiorców: inwestycję można rozpocząć jeden dzień po złożeniu wniosku (oczywiście nie mając jeszcze pewności, czy dotacja zostanie przyznana, czy też nie). Nie ma już konieczności odwołania inwestycji do ok. 60 dni (jak w wypadku PHARE), w czasie których oczekuje się na decyzję funduszu.

W porównaniu z funduszami przedakcesyjnymi, które były dostępne do marca br., znacznie korzystniejsze są także pułapy refundacji kosztów. Uprzednio maksymalne dofinansowanie kształtowało się na poziomie 25% kosztów kwalifikowanych inwestycji, natomiast obecnie jest to nawet 65% (Mikroprzedsiębiorstwa)! Bardzo istotne jest, że maksymalna dotacja może sięgnąć nawet 1 250 tys. zł (Działanie 2.3.) lub jak w wypadku Działania 2.2.1 nie mieć ograniczeń w wysokości.

Kolejną innowacją, jeśli chodzi o fundusze pomocowe, jest możliwość zakupu używanych maszyn i urządzeń. W takim wypadku konieczne jest spełnienie następujących warunków: w okresie siedmiu lat poprzedzających złożenie wniosku o pomoc finansową nie zostały one nabyte z wykorzystaniem środków publicznych krajowych lub pochodzących z funduszy Unii Europejskiej, cena tego środka trwałego nie przekracza wartości rynkowej i jest niższa od ceny nowego środka trwałego, a także ma on właściwości techniczne niezbędne do realizacji przedsięwzięcia objętego wsparciem oraz spełnia obowiązujące normy i standardy.

Wszystkich Państwa, którzy planują w najbliższym czasie inwestycje, gorąco namawiamy do zainteresowania się tematyką pozyskiwania funduszy unijnych. Jest to prosty sposób znaczącego obniżenia kosztu nabycia nowych maszyn i urządzeń czy dokonania innych inwestycji rozwijających Państwa przedsiębiorstwo. Firma Poznańskie Centrum Doradztwa Finansowego INCEPTUM świadcząca usługi w zakresie kompleksowej obsługi firm, urzędów czy władz samorządowych, dysponując bogatym doświadczeniem w dziedzinie pozyskiwania funduszy unijnych, zajmie się Państwa planami inwestycyjnymi, począwszy od pomysłu, poprzez zebranie niezbędnej dokumentacji, złożenie wniosku o dotację aż po złożenie wniosku o płatność. Serdecznie zapraszamy do odwiedzenia naszych biur.

Artykuł promocyjny
PCDF INCEPTUM
Ewa Tymoczko

PCDF INCEPTUM
www.inceptum.pl
ul. Mickiewicza 18 A, 60-834 Poznań
tel. (061)848 12 59
fundusze@inceptum.pl
ul. Rybacka 14, 86-300 Grudziądz
tel. (056)46 49 642
grudziadz@inceptum.pl



**POZNAŃSKIE
CENTRUM
DORADZTWA
FINANSOWEGO
"INCEPTUM"**

Kompleksowa obsługa firm w zakresie pozyskiwania Funduszy Unijnych

ul. Mickiewicza 18A; Poznań; tel. (061)848 12 59
ul. Rybacka 14; Grudziądz; tel. (056)46 49 642
inceptum@inceptum.pl



www.lektorium.pl

**Redakcja Pneumatyki
zaprasza na nowe strony**

www.lektorium.pl

Branża pneumatyczna w Polsce

Region – Pomorze

Prezentujemy kolejny region Polski obejmujący tym razem województwa pomorskie i zachodniopomorskie. Podobnie jak w poprzednich zestawieniach, zamieszczamy tu firmy działające w branży pneumatycznej, niezależnie od ich rodzaju i wielkości. Znajdują się wśród nich producenci, dystrybutorzy, przedstawiciele itp.

Wszystkich zainteresowanych zamieszczeniem szerszych informacji na temat swojej działalności zachęcamy do publikacji na łamach Pneumatyki. Dziękujemy firmom uczestniczącym w zestawieniu za pomoc opracowaniu poniższego materiału i zapraszamy do dalszej współpracy.

POMORSKIE								
Lp.	Firma	Adres	Podstawowy zakres działalności					
			sprężarki	dmuchawy	uzdatnianie sprężonego powietrza	narzędzia pneumatyczne	słowniki, zawory	elementy instalacji pneumatycznych
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	ATLAS COPCO Polska. Sp. z o.o. Oddział	Przedstawiciel terenowy. Kontakt przez centralę: ul. Krakowska 61a, Sękocin Nowy, 05-090 Raszyn	x	x	x			
2.	BIBUS MENOS Sp. z o.o. Centrala	ul. Tadeusza Wendy 7/9, 81-341 Gdynia	x	x	x	x	x	x
3.	BOVIN Centrala	ul. Wolności 20, 81-327 Gdynia					x	x
4.	KAESER KOMPRESSOREN Sp. z o.o. Oddział	ul. Astronomów 5, 80-299 Gdańsk	x	x	x			x
5.	KOMNINO Producent Zbiorników Ciśnieniowych Centrala	Komnino, 76-213 Gardna Wielka						x
6.	LAV-POL FH Sp. jawna Z. Wiczorek & P. de Laval Oddział	ul. Rogaczewskiego 23, 84-200 Wejherowo	x		x	x	x	x
7.	PNEUMATIG Centrala	ul. Wielkopolska 158, 81-534 Gdynia	x	x	x	x	x	x
8.	POLREM Centrala	ul. Halicka 1, 81-506 Gdynia	x		x		x	x
9.	PRESSURA Narzędzia pneumatyczne Centrala	ul. Dębowa 3, 83-200 Starogard Gdański	x		x	x		x
10.	PRZEDSIĘBIORSTWO USŁUGOWE Remont Pomp i Sprężarek Centrala	ul. Kopernika 92a, 81-456 Gdynia	x	x	x			x
11.	REMO Zakład Produkcji i Handlowy Centrala	ul. Jacka Soplicy 1, 80-119 Gdańsk	x		x			
12.	ROTAL Sp. z o.o. Oddział	ul. 30 Stycznia 40, 83-110 Tczew	x		x			x
13.	SWED POLEXI Sp. z o.o. Centrala	ul. Polna 67, 83-330 Żukowo						x

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14.	WAN Spółdzielnia Wytwórnia Aparatów Natryskowych Centrala	ul. Łużycka 10, 81-963 Gdynia	x		x	x	x	x
15.	ZAKŁAD MECHANICZNY Remonty Kompresorów Gomerski Edward Centrala	ul. Krzemienieckiej 15, 80-448 Gdańsk	x					
16.	ŻURAW SC. Milewski A., Szwęch M. Centrala	ul. Unruga 111, 81-153 Gdynia				x		

ZACHODNIOPOMORSKIE

1.	COMPAIR Polska Oddział	Przedstawiciel terenowy, kontakt przez centralę: ul. Pachońskiego 65, 31-223 Kraków	x		x	x		x
2.	KOMPRESOR CENTRUM Centrala	ul. Rumuńska 19, 70-841 Szczecin	x	x	x	x		x
3.	METABO POLSKA Sp. z o.o. Centrala	ul. Gdyńska 28, 73-110 Stargard Szczeciński	x		x	x		x
4.	NOVA PHU P.D.Bitner Centrala	ul. Struga 10a, 70-777 Szczecin	x	x	x		x	x
5.	PNEUMATICA Pomorskie Centrum Pneumatyki Centrala	Jamno 109, 75-016 Koszalin	x		x	x	x	x
6.	UNIGOODS S.J – CECCATO Centrala	ul. Wieniawskiego 16-18, 73-110 Stargard Szczeciński	x		x	x		x

Uzupełnienie zestawienia z nr 5/2003 – Region Śląski i z nr 6/2003 – województwo mazowieckie,

Lp.	Firma	Adres	Podstawowy zakres działalności					
			sprężarki	dmuchawy	uzdatnianie sprężonego powietrza	narzędzia pneumatyczne	siłowniki, zawory	elementy instalacji pneumatycznych
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	BIBUS MENOS Sp. z o. o. biuro regionalne na Mazowszu	al. Jerozolimskie 314, 05-820 Piastów k. Warszawy	x	x	x	x	x	x
2.	BIBUS MENOS Sp. z o. o. biuro regionalne w Wielkopolsce	ul. Obornicka 227, 60-650 Poznań	x	x	x	x	x	x

Zbliżamy się do odbiorców

Rozmowa z Manlio Valdesem, wiceprezesem Ingersoll-Rand

Firma Ingersoll-Rand jest bardzo duża i znana na świecie. W Polsce nie wiemy o niej zbyt wiele.

Firma powstała w USA w 1871 r. jako producent urządzeń dla przemysłu wydobywczego węgla. W miarę upływu lat paleta produktów firmy IR zmieniała się i obejmowała maszyny i urządzenia dla wielu gałęzi przemysłu. Jedną z ważniejszych dziedzin to produkcja sprężarek i całych systemów sprężonego powietrza. Obecnie IR to międzynarodowe przedsiębiorstwo zatrudniające ponad 50 000 pracowników w 100 zakładach na całym świecie (połowa w USA i połowa w 40 krajach świata). Główna siedziba znajduje się w Woodcliff Lake (New Jersey, USA). Główne zakłady produkcyjne w przemyśle kompresorowym to Davidson i Mocksville (USA), Oberhausen (Niemcy), Unicov (Czechy), Shanghai (Chiny) i Vignate (Włochy). Najmłodszy z nich to zakład w Unicovie, który w sierpniu 2004 r. obchodzi drugą rocznicę uruchomienia produkcji. Myślę, że w Polsce będzie firma coraz bardziej widoczna.

Pana przyjazd do Polski i inne formy aktywności firmy na naszym rynku świadczą o tym, że jest to rynek bardzo interesujący dla producenta sprężarek.

Polska jest ważnym krajem, dużym rynkiem i oczywiście rzeczą jest, że chcemy zajmować na nim znaczącą pozycję. Mamy bardzo dobre produkty, ale w dzisiejszych czasach to nie wystarczy. Trzeba dotrzeć bardzo blisko potencjalnego odbiorcy z informacją na temat produktu, a także na temat warunków zakupu serwisu i ogólnie opieki, jaką możemy zapewnić. Klient oczekuje czegoś więcej niż samego produktu. Chciałby otrzymać rozwiązanie techniczne zapewniające mu poprawę efektywności w warunkach, które panują w jego przedsiębiorstwie. Dlatego potrzebna jest obecność naszego przedstawiciela na miejscu, przeprowadzona przez niego analiza problemu i wszechstronna pomoc w jego rozwiązaniu. Naszą aktywność w Polsce opieramy na sieci



Fot. 1 Wizyta przedstawicieli firmy Ingersoll-Rand w redakcji "Pneumatyki". Manlio Valdes (w środku) jest wiceprezesem sektora Systemów Przemysłowych Koncernu Ingersoll-Rand na Europę, Środkowy Wschód i Afrykę (IR Industrial Solutions Sector, ESA) z siedzibą w Brukseli. Pochodzi z Meksyku, doświadczenie zawodowe zdobywał, pracując na różnych stanowiskach w branży sprężonego powietrza zarówno na terenie Ameryki, jak i w Europie, poczynając od inżyniera do spraw wdrożeń, poprzez zarządzanie sprzedażą regionalną i nadzorowanie całego obszaru Ameryki Łacińskiej. Poprzednio zajmował stanowisko dyrektora działu obsługi posprzedażnej (Aftermarket ESA Business Unit Manager) na Europę, Afrykę i Środkowy Wschód. Ivan Stefanovic (z lewej) jest dyrektorem Regionu Europa Wschodnia i Centralna z siedzibą w Vignate (Włochy). Mirosław Gruschka (z prawej) jest kierownikiem Regionu Europa Centralna z siedzibą w Mülheim (Niemcy).

starannie dobranych przedstawicieli, którzy nie są nowicjuszami w dziedzinie sprężonego powietrza, lecz dysponują dużym doświadczeniem i znajomością polskich warunków. Znają też doskonale wszelkie aspekty techniczne oferowanych produktów.

Czy firma myśli o innych rodzajach aktywności w Polsce, np. ulokowaniu tu produkcji sprężarek lub części zamiennych?

Narazie nie mamy takich planów. Na świecie istnieje wiele fabryk naszego koncernu i tam jest skoncentrowany nasz potencjał produkcyjny i badawczy. Jak wspomniałem, również w sąsiedztwie Polski, w Czechach, dwa lata temu uruchomiona została duża i nowoczesna fabryka sprężarek Ingersoll-Rand. Polskę postrzegamy jako kraj z dużymi perspektywami rozwoju przemysłu i gospodarki. Myślę, że nasza firma może w znaczącym stopniu się przy-

czynić do tego rozwoju, dostarczając nowoczesne, energooszczędne i przyjazne dla środowiska rozwiązania technologiczne dla polskiego przemysłu. Będziemy konsekwentnie oferować nasze produkty w Polsce i współpracować z odbiorcami, przekonując ich do naszego wysokiego poziomu technicznego, solidności, wiarygodności oraz rozumienia ich potrzeb.

Czy możliwe jest zlecenie części badań polskim instytucjom badawczo-wdrożeniowym?

Wdrażane przez nas technologie są na bieżąco testowane w laboratoriach firmowych zarówno pod względem technicznym, jak i ekonomicznym. Zdajemy sobie jednak sprawę, że użytkownik sprężonego powietrza w Polsce jest dobrze wykształcony i ma duże doświadczenie praktyczne. Nie wystarczy mu prosta informacja o produk-

cie i wizyta przedstawiciela firmy. Jest on w stanie ocenić poprawność i efektywność proponowanych rozwiązań i do tego potrzebuje odpowiednich danych. Chcielibyśmy, żeby odbiorca dysponował nie tylko parametrami dostarczonymi przez producenta, ale także niezależnymi wynikami testów i opiniami polskich specjalistów, dlatego myślimy o zleceniu badań w polskich laboratoriach, na przykład na politechnikach, lub o innych formach współpracy ze środowiskami o dużym autorytecie.

Czy można mówić o jakichś światowych tendencjach w technologii sprężonego powietrza?

Ogólnie można powiedzieć, że tendencje rozwojowe polegają na dążeniu do maksymalnej efektywności produkcyjnej i coraz mniejszej szkodliwości dla środowiska naturalnego. Od strony technicznej sam termodynamiczny proces sprężania został już dawno zoptymalizowany i niewielkie są możliwości podniesienia jego sprawności. Możliwości dalszej poprawy efektywności tkwią w optymalizacji napędu i sterowania urządzeń do sprężonego powietrza, we właściwym doborze urządzeń do różnych zasto-

sowań oraz właściwym dostarczeniu sprężonego powietrza do punktu odbioru. Dyskutowane są różne podejścia do produkcji sprężonego powietrza. Jedno z nich polega na dostarczaniu samego sprężonego powietrza, a nie konkretnych urządzeń. Wyspecjalizowana firma jest w stanie wytwarzać powietrze po odpowiednio niskiej cenie i przy okazji uwolnić odbiorcę od kłopotów z utrzymaniem urządzeń. Z drugiej strony same urządzenia, na przykład sprężarki, są coraz doskonalsze i coraz mniej uciążliwe dla użytkownika. Dlatego można mówić o wielu kierunkach rozwoju technologii z uwzględnieniem różnych rodzajów odbiorców i różnego profilu zapotrzebowania na sprężone powietrze.

W jakim kierunku będzie się rozwijać firma IR w najbliższej przyszłości?

Zamierzamy być obecni na wszystkich rynkach na świecie i odpowiadać na wszelkie zapotrzebowanie. Oprócz rozwijania technologii dużą wagę przykładamy do budowy odpowiednich relacji z klientem. Tworzymy programy serwisowej obsługi gwarancyjnej i pogwarancyjnej, rozwijamy systemy diagnostyczne i komunikacyjne pomiędzy użytkownikiem i cen-

tralą serwisową, zapewniamy pomoc w projektowaniu systemów i w ich eksploatacji, analizy ekonomiczne, a także kompleksową usługę polegającą na dostawie sprężonego powietrza.

Czy w Polsce firma zamierza się skupić na wybranym rodzaju odbiorców?

Mamy technologię dla dowolnego rodzaju użytkowników sprężonego powietrza zarówno małych, jak i dużych. Nie znaczy to, że cały nasz asortyment od razu musi być obecny na polskim rynku. Wprowadzamy produkty reprezentujące sobą najnowocześniejszą technologię i pozwalamy użytkownikom przekonać się o tym. Przykładem jest sprężarka UNIGY, która nie jest produktem najtańszym pod względem inwestycyjnym, ale jest skierowana do wymagających odbiorców, którzy uwzględniają całociowy rachunek ekonomiczny i czas zwrotu inwestycji. Pod tym względem jesteśmy bardzo konkurencyjni na rynku. Zależy nam na budowaniu dobrego wizerunku firmy, dlatego traktujemy wszystkich klientów ze szczególną starannością i dążymy do tego, by każdy z nich czuł się komfortowo, eksploatując nasze urządzenia.

Rozmawiał Zdzisław Chrapkiewicz



The advertisement features a large, detailed image of an Ingersoll Rand industrial air compressor unit on the left. To its right, a large red arrow points towards a white box containing a list of contact numbers. The Ingersoll Rand logo is prominently displayed at the bottom left of the advertisement.

IR Ingersoll Rand

058 6609580

IR

022 6521155

073 786830

032 2581096

012 2859238

Oleje Mobil – nie tylko do samochodów sportowych

Oferta olejów Mobil to nie tylko samochodowa Formuła 1, ale także najwyższej klasy oleje przemysłowe, w tym oleje sprężarkowe.

Sprężarki powietrza są urządzeniami, wewnątrz których panują wysokie temperatury, duże różnice ciśnień, kondensuje się woda. Są to wyjątkowo trudne warunki pracy elementów mechanicznych, porównywalne z panującymi w silnikach spalinowych. Stosowanie odpowiednio dobranych olejów w decydującym stopniu wpływa na sprawność, niezawodność i trwałość urządzeń oraz na jakość sprężonego powietrza. Tam, gdzie stawką są olbrzymie koszty przestojów oraz jakość produkcji, należy polegać wyłącznie na środkach smarnych najwyższej jakości, do których należą oleje Mobil.

Mobil Rarus 400 Seria mineralnych olejów do sprężarek

Linia wysokowydajnych bezpopiołowych środków smarujących. Stworzone z wysokiej jakości bazowych olejów mineralnych i dodatków uszlachetniających, przeznaczone do sprężarek działających w łagodnych i średnich warunkach. Ze względu na wysokie parametry i dane znamionowe FZG Mobil Rarus 400 są wyjątkowymi środkami smarującymi do sprężarek, do smarowania skrzyń korbowych i cylindrów oraz łożysk i przekładni. Przewyższają wymagania norm DIN 51506 VD-L oraz wykazują bardzo wysoką odporność na utlenianie i tworzenie się osadów. Są one zalecane i zatwierdzone przez wielu wiodących producentów sprężarek.

Mobil Rarus 800 Seria syntetycznych olejów sprężarkowych

Linia najwyższej jakości olejów do sprężarek, pierwotnie przeznaczonych

do smarowania wysokowydajnych sprężarek tłokowych. Stworzone są one ze specjalnych syntetycznych olejów bazowych i pakietu dodatków uszlachetniających, który zapewnia wyjątkową ochronę sprzętu i niezawodność sprężarek pracujących w warunkach, w których produkty bazujące na oleju mineralnym nie spełniają oczekiwań. Unikatowa formuła olejów Mobil Rarus 800 zapewnia bardzo skuteczną ochronę przed zużyciem oraz wyjątkową odporność na utlenianie i degradację termiczną, znacznie przewyższającą pod tym względem oleje mineralne. Oleje Mobil serii Rarus 800 znacznie zmniejszają zagrożenie pożarami i wybuchami w porównaniu do produktów opartych na olejach mineralnych. Wykazują one w zasadzie brak osadów oraz wyższą temperaturę zapłonu, wpływając pozytywnie zarówno na działanie, jak i bezpieczeństwo. Dzięki właściwościom oddzielania wody w znacznym stopniu eliminują problem z tworzeniem się emulsji i wypływania do przewodów niskiego ciśnienia.

Mobil Rarus SHC 1000 Oleje syntetyczne do śrubowych i łopatkowych sprężarek powietrza

Seria wysokowydajnych olejów przeznaczonych głównie do smarowania wysokoobciążonych sprężarek śrubowych i łopatkowych. Zawierają one specjalne syntetyczne, bezparafinowe oleje węglowodorowe i zaawansowany technologicznie pakiet dodatków uszlachetniających, który zapewnia wyjątkową odporność na utlenianie i degradację termiczną, o wiele bardziej skuteczną niż w olejach do sprężarek powietrza opartych na mineralnych olejach bazowych. Są one szczególnie przydatne w ciężkich warunkach eksploatacyjnych, jak np. w warunkach wysokich temperatur końcowych sprężania, lub tam, gdzie pożądane są dłuższe przerwy pomiędzy wymianami oleju. Wpływają na zmniejszenie osadów na zaworach, skutecznie chronią sprzęt, zwiększają

niezawodność sprężarek. Wysoki wskaźnik lepkości zapewnia skuteczne smarowanie w wysokich temperaturach. Oleje serii Mobil Rarus SHC1000 znacznie zmniejszają też zagrożenie pożarami i wybuchami ze względu na wyższe temperatury zapłonu. Ich wyjątkowe właściwości oddzielania wody redukują problemy z koalescentami tworzącymi emulsje i problemy z filtrami, dzięki czemu nie są konieczne częste konserwacje.

Mobil Compoil FM 46 S Syntetyczny olej sprężarkowy do przemysłu spożywczego

Wysokiej jakości syntetyczny olej rekomendowany do smarowania śrubowych sprężarek powietrza stosowanych w przemyśle spożywczym. Zawiera specjalnie wyselekcjonowane węglowodory syntetyczne oraz pakiet dodatków uszlachetniających, spełniających wymagania amerykańskiej normy FDA 21 CFR 178.3570 (wcześniej Food and Drug Administration – odpowiednik Ministerstwa Zdrowia USA) oraz USDA (United States Department of Agriculture – odpowiednik Ministerstwa Rolnictwa USA) dla środków smarnych dopuszczonych do incydentalnych kontaktów z żywnością. Mobil Compoil FM 46 S formułowany jest na bazie bezparafinowych olejów syntetycznych, dzięki czemu zapewnia łatwy start w niskich temperaturach. Naturalnie wysoki wskaźnik lepkości gwarantuje doskonałe właściwości podczas eksploatacji w szerokim zakresie temperatur. W porównaniu do konwencjonalnych produktów na bazie oleju mineralnego Mobil Compoil FM 46 S gwarantuje również doskonałą odporność na utlenianie i stabilność termiczną oraz wydłużoną żywotność.

*Artykuł promocyjny
ExxonMobil Poland sp. z o.o.
Piotr Buczyński*

**ExxonMobil Poland sp. z o.o.
Warszawa, ul. Chmielna 85/87
tel. (022) 586 18 00**

System sprężonego powietrza zakładu farmaceutycznego

Studium projektowe

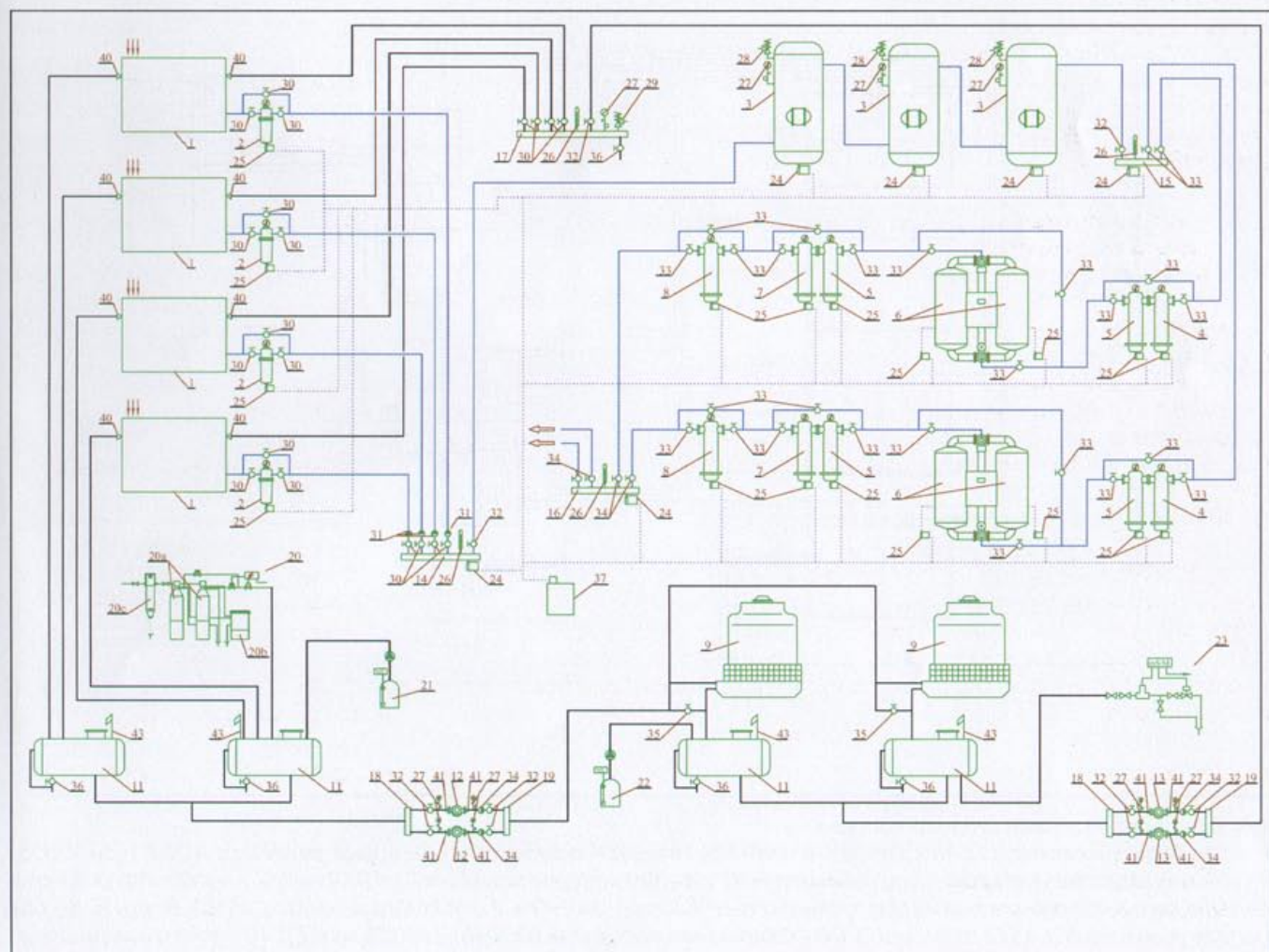
Zagadnienia związane z projektowaniem przemysłowych systemów sprężonego powietrza od wielu lat znajdują się w zakresie działalności Katedry Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej. Jej interesującym przykładem jest praca magisterska pod tytułem „System sprężonego powietrza^[1] zakładu farmaceutycznego” wykonana w roku akademickim 2003 – 2004.

Jakość powietrza w przemyśle farmaceutycznym. W zależności od przeznaczenia sprężonego powietrza jego parametry techniczne muszą spełniać określone warunki. Klasy jakości powietrza, a także odpowiadające im dopuszczalne zawartości drobin wody i oleju oraz cząstek stałych podane zostały w obowiązującej obecnie normie ISO 8573.

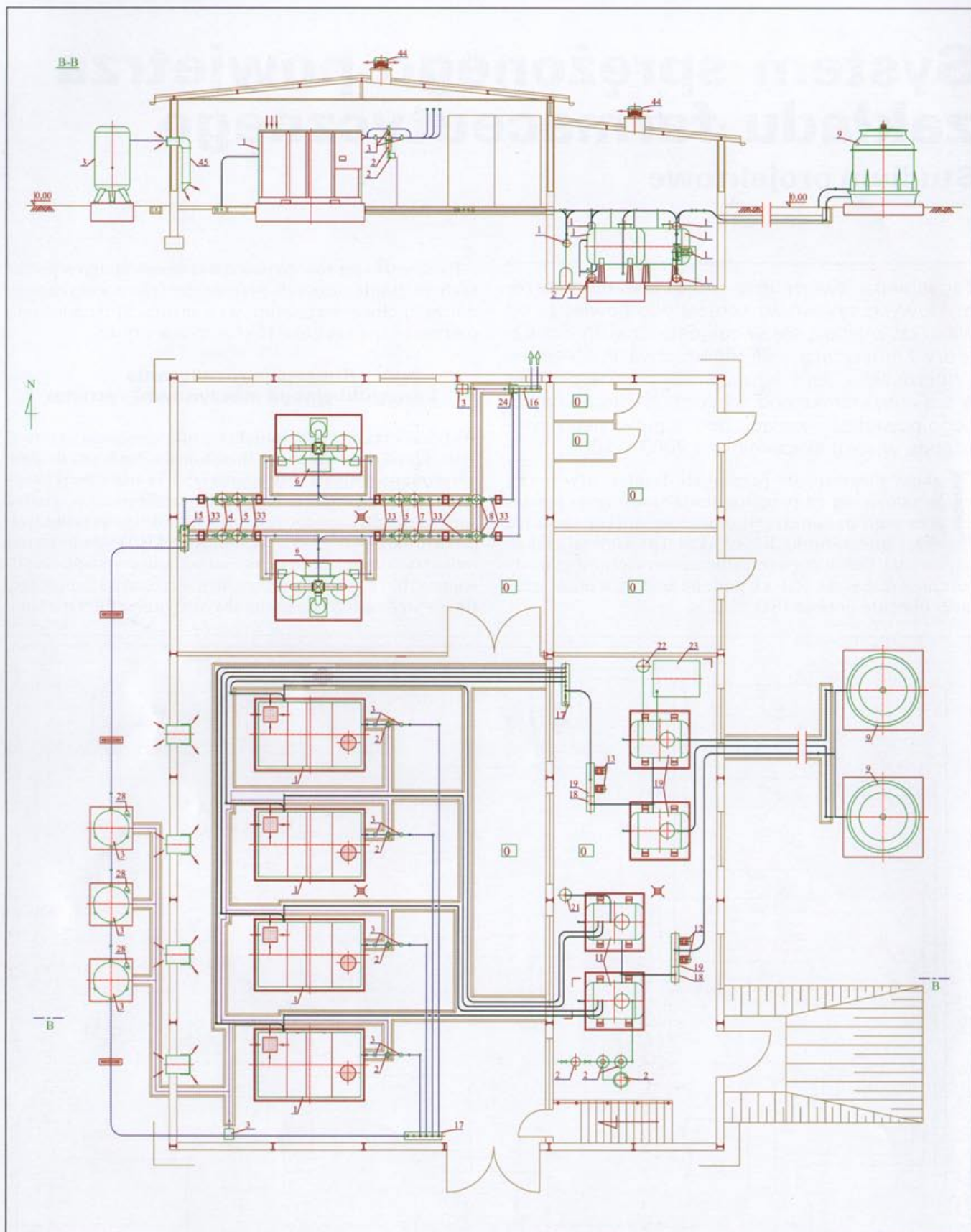
Parametry sprężonego powietrza stosowanego w procesach technologicznych przemysłu farmaceutycznego muszą spełniać szczególne wymagania. Musi mieć ono pierwszą klasę czystości i być sterylnie czyste.

Koncepcja rozwiązania konstrukcyjnego maszynowni systemu

Wybór koncepcji rozwiązania konstrukcyjnego maszynowni systemu poprzedziły studia literaturowe. Na ich podstawie opracowano schemat rozwiązania (rys. 1) oraz rysunki konstrukcyjne maszynowni (rys. 2). Do uzdatniania powietrza sprężonego zastosowano system urządzeń zaproponowanych przez firmę BOGE COMPRESSOREN [3]. W skład systemu wchodzi następujące elementy: odśrodkowe odkraplacze powietrza, filtry wstępne, mikrofiltry, osuszacze adsorpcyjne, filtry wstępne, filtry z węglem aktywnym oraz filtry sterylne.



Rys. 1 Schemat rozwiązania konstrukcyjnego maszynowni systemu (opis jak do rys. 2)



Rys. 2 Rzut i przekrój maszynowni systemu

1 – sprężarka powietrza ATLAS COPCO GA 200-7,5 Twin, 2 – odśrodkowy odkraplacz powietrza BOGE typu Z 375, 3 – zbiornik akumulacyjny sprężonego powietrza BOGE, 4 – filtr wstępny powietrza ZANDER serii V, 5 – mikrofiltr powietrza ZANDER serii X, 6 – osuszacz adsorpcyjny powietrza BOGE typu DAV 875, 7 – mikrofiltr powietrza ZANDER serii X, 8 – filtr sterylny powietrza ATLAS COPCO serii QG, 9 – chłdnia wentylatorowa WESTINGHOUSE serii TY, 10 – zbiornik akumulacyjny wody ochłodzonej, 11 – zbiornik akumulacyjny wody ogrzanej, 20 – urządzenie do zmiękczenia wody RNDOMAT, 21 – urządzenie dawkowania fosforanów MEDOMAT FP, 22 – urządzenie dawkowania reduktora tlenu MEDOMAT G

Sprężarki powietrza. W systemie zastosowano cztery sprężarki powietrza firmy ATLAS COPCO typu GA 200-7,5 Twin. Są to sprężarki śrubowe o podwójnym stopniu sprężania z wtyskiem oleju. Sprężarka i jej silnik zabezpieczone są przed przenoszeniem drgań mechanicznych i hałasu.

Każda sprężarka ma indywidualny system automatycznej regulacji. Stanowi go sterownik ELEKTRONIKON 1, który połączony jest z czujnikiem ciśnienia umieszczonym w króćcu wylotowym agregatu sprężarkowego. Istnieje możliwość podłączenia systemu indywidualnego do systemu sterowania nadrzędnego.

Urządzenia do uzdatniania sprężonego powietrza. Zadaniem odkraplaczy jest usunięcie z powietrza kropel wody i oleju. W urządzeniu zastosowano odkraplacze odśrodkowe BOGE typu Z 375.

Filtry wstępne i mikrofiltry instalowane są każdorazowo przed osuszaczami powietrza. Ich zadanie polega na oczyszczeniu powietrza w stopniu umożliwiającym jego dalszą obróbkę w osuszaczu adsorpcyjnym. Dobrano filtry wstępne ZANDER serii V oraz mikrofiltry ZANDER serii X.

Do osuszania powietrza przewidziano osuszacz adsorpcyjny BOGE typu DAV 875. Jest to osuszacz z regeneracją termiczną i chłodzeniem próżniowym. Urządzenia te w przypadku dużych przepływów powietrza są ekonomiczniejsze niż osuszacze z regeneracją zimną.

Do powietrza przepływającego przez osuszacz przedostają się niewielkie ilości sorbentu. Do jego usuwania zastosowano mikrofiltr ZANDER serii X. Znajdujące się jeszcze w powietrzu cząstki oleju zatrzymywane są w filtrze zawierającym warstwę węgla aktywnego. Zastosowano filtr węglowy ZANDER serii A.

W zakładzie farmaceutycznym nie można dopuścić do skażenia biologicznego sprężonego powietrza. Gwarantują to filtry sterylne ATLAS COPCO serii QD.

Zbiorniki akumulacyjne sprężonego powietrza. Zbiorniki akumulacyjne sprężonego powietrza spełniają dwa podstawowe zadania. Pierwsze polega na gromadzeniu sprężonego powietrza, co zapewnia bardziej elastyczną pracę systemu. Drugie zadanie to zapobieganie ewentualnym uderzeniom pneumatycznym. Może ono wystąpić w momencie jednoczesnego włączenia kilku sprężarek. W sys-

temie zastosowano trzy pionowe zbiorniki sprężonego powietrza BOGE.

Chłodnie wentylatorowe. Chłodnie wentylatorowe służą do chłodzenia wody chłodzącej sprężarki i chłodnice powietrza. Najczęściej są to wymienniki typu bezpośredniego, w których obok wymiany ciepła następuje także wymiana masy. W urządzeniu zastosowano dwie chłodnie wentylatorowe firmy WESTINGHOUSE serii TY.

Urządzenia do uzdatniania wody. Zmiękczenie wody uzupełniającej następuje w urządzeniu RNDOMAT. W skład urządzenia wchodzi także MEDOMAT FP służący do dawkowania fosforanów i MEDOMAT G do dawkowania reduktora tlenu.

Podsumowanie

Przytoczona praca jest przykładem możliwości rozwiązania konstrukcyjnego maszynowni dużego systemu sprężonego powietrza. W kraju jest wiele ośrodków zajmujących się tematyką sprężonego powietrza. Nie zawsze rozpowszechniana jest informacja o tych ośrodkach. Katedra Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej kształci specjalistów z tego zakresu. Może też podejmować prace projektowe na rzecz przemysłu.

Literatura

- [1] Suwalski J.: System sprężonego powietrza zakładu farmaceutycznego. Praca dyplomowa magisterska. Katedra Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.
- [2] ATLAS COPCO. Katalog urządzeń.
- [3] BOGE COMPRESOREN. Katalog urządzeń.
- [4] BWT. Katalog urządzeń.
- [5] ZANDER. ARA PNEUMATIK. Katalog urządzeń.

Jerzy K. Mikołajczak, Jan Suwalski
Katedra Klimatyzacji i Ciepłownictwa
Politechniki Wrocławskiej

Sprężarki śrubowe • Sprężarki tłokowe
Osuszacze, filtry • Przemysłowe systemy
schładzające wodę w obiegu zamkniętym

CECCATO
ARIA COMPRESSA



GENERALNY PRZEDSTAWICIEL CECCATO: P.U.H. „UNIGOODS” spółka jawna www.unigoods.com.pl
73-110 Stargard Szczeciński, ul. Wieniawskiego 16/18, tel. 091/573 37 35, 573 26 76, fax 091/834 04 90, serwis 0601/78 54 98
PUNKTY HANDLOWE: Łódź tel. 042/633 62 40, Gorzów tel. 095/722 39 93, Olsztyn tel. 089/535 71 18, Świecie tel. 052/33 00 350

Poszukujemy przedstawiciela handlowego
w Poznaniu, Warszawie, Wrocławiu



Sprężarki CRS 132



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

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

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

ZMIANA NUMERÓW
TELEFONÓW



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

SERWIS
CompRot-Serwis
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. 071 798 5900, fax 798 5909
e-mail: serwis@comprot.com.pl
www.comprot.com.pl



Nasz partner



Medale i wyróżnienia

Spis reklam

Okładka

I	Mobil
II	Prema
III	RUDA
IV	Metal Work

Amet	7
Anderol	6
Bovin	15
Comprot	28
dh Group	11
Fripol	8
Hiross	10,15
Inceptum	19
Ingersoll-Rand	23
In-Tech	10
Inwet	15
Kompress	9
Laska	3
MTK	29
Pneumatik S.A.	7
Unigoods	27

Artykuły promocyjne:

Inceptum	18
Metal Work	16
Mobil	24



**V MIĘDZYNARODOWE TARGI
HYDRAULIKI, PNEUMATYKI,
STEROWANIA I NAPĘDÓW**

**ZAPRASZAMY DO KATOWIC
19-21 października 2004**

Równolegle odbędą się Międzynarodowe Targi
Przemysłu Chemicznego



CHEMTARG

HONOROWY PATRONAT OBJAŁ:

Minister Gospodarki,
Pracy i Polityki Społecznej

Patronat medialny:

Pneumatyka
DWUMIESIĘCZNIK



Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.

40-955 Katowice, ul. Bytkowska 1b

tel. (032) 78-99-100, 78-99-194

fax (032) 254-02-27, 258-89-19

e-mail: hps@mtk.katowice.pl

www.mtk.katowice.pl

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

firma:

adres:

tel.

fax

e-mail:

Zapraszamy do prenumeraty dwumiesięcznika „Pneumatyka”

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

Prenumerata może być rozpoczęta w dowolnym momencie.

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

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

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

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

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

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

Zamawiam prenumeratę
„Pneumatyka”

☐ roczną (6 egz.) od nr
☐ półroczną (3 egz.) od nr
☐ wydanie bieżące nr.....
☐ wydanie archiwalne nr.....

☐ Jestem płatnikiem VAT. Proszę o wystawienie faktury VAT bez podpisu odbiorcy.
☐ Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych, zgodnie z Ustawą 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz.U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium.

podpis: _____
Adres zamawiającego: _____

tel. _____

NIP: _____

stempel
dzienny

opłata

nazwa odbiorcy
WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.
53 - 608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

I.k. nr rachunku odbiorcy
95 1060000760000409910133389

W P * waluta PLN kwota

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

nazwa zlecienniodawcy

nazwa zlecienniodawcy cd.

tytułem

tytułem cd.

Opłata:

pieczęć, data i podpis(y) zlecienniodawcy

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

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

Zamawiam prenumeratę
„Pneumatyka”

☐ roczną (6 egz.) od nr
☐ półroczną (3 egz.) od nr
☐ wydanie bieżące nr.....
☐ wydanie archiwalne nr.....

☐ Jestem płatnikiem VAT. Proszę o wystawienie faktury VAT bez podpisu odbiorcy.
☐ Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych, zgodnie z Ustawą 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz.U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium.

podpis: _____
Adres zamawiającego: _____

tel. _____

NIP: _____

stempel
dzienny

opłata

nazwa odbiorcy
WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.
53 - 608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

I.k. nr rachunku odbiorcy
95 1060000760000409910133389

W P * waluta PLN kwota

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

nazwa zlecienniodawcy

nazwa zlecienniodawcy cd.

tytułem

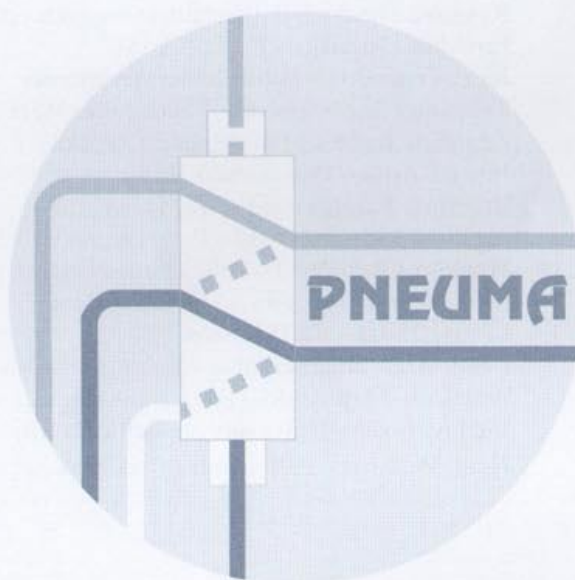
tytułem cd.

Opłata:

pieczęć, data i podpis(y) zlecienniodawcy

XIV Krajowa Konferencja PNEUMA 2004

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



CZĘŚĆ II

Komitet honorowy Konferencji

Zbigniew Skinder – rektor ATR Bydgoszcz

Bogusław Zalewski – prezes Zarządu Międzynarodowych Targów Poznańskich

Henryk Holka – dziekan Wydziału Mechanicznego ATR Bydgoszcz

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

Zdzisław Chrapkiewicz – redaktor naczelny dwumiesięcznika „Pneumatyka”

Izabela Tarasiewicz – redaktor naczelny dwumiesięcznika „Hydraulika i Pneumatyka”

Komitet naukowy Konferencji

Mirosław Werszko – Politechnika Wrocławska

– *przewodniczący*

Łukasz N. Węsierski – Politechnika Rzeszowska

– *wiceprzewodniczący*

Andrzej Balawender – Politechnika Gdańska

Józef Barycki – OBREiUP Kielce

Ryszard Dindorf, Politechnika Świętokrzyska Kielce

Jaroslav Homišin – TU Košice (SK)

Jerzy Iwaszko – Politechnika Warszawska

Krzysztof Janiszowski – Politechnika Warszawska

Zdzisław Kabza – Politechnika Opolska

Jerzy Kurek – Politechnika Warszawska

Bolesław Kuźniewski – WSM Szczecin

Tadeusz Mikulczyński – Politechnika Wrocławska

Mariusz Olszewski – Politechnika Warszawska

Kazimierz Peszyński – ATR Bydgoszcz

Janusz Pluta – AGH Kraków

Franciszek Siemieniako – Politechnika Białostocka

Wojciech Tarnowski – Politechnika Koszalińska

Václav Tesař – University of Sheffield (GB)

Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

Organizator Konferencji

Katedra Sterowania i Konstrukcji

Akademia Techniczno-Rolnicza

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

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

e-mail: sylas@atr.bydgoszcz.pl

Wykaz referatów

Metody dmuchowe zagęszczania mas formierskich	4
<i>Józef Barycki*, Tadeusz Mikulczyński**, Daniel Nowak**, Zdzisław Samsonowicz**</i>	
*OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach	
** Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej	
Wyznaczanie charakterystyk statycznych muskułu pneumatycznego typu MAS	6
<i>dr hab. inż. prof. pśk. Ryszard Dindorf</i>	
Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Zakład Mechatroniki	
Zastosowanie biblioteki wybranych złączy pneumatycznych na przykładzie modelowania instalacji pneumatycznych w systemie 3D MCAD UGS Solid Edge V15	10
<i>prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski*, dr inż. Kazimierz Peszyński*, mgr inż. Waldemar Topol**, mgr inż. Adam Budzyński*, Wojciech Bieniaszewski*</i>	
* ATR Bydgoszcz, Wydział Mechaniczny,	
** WZL 2 Bydgoszcz, Dział Głównego Technologa	
Masa efektywna jako parametr obiektu podlegającego hamowaniu	12
<i>dr inż. Włodzisław Kościelny</i>	
Politechnika Warszawska, Wydział Mechatroniki	
Modelowanie pneumatycznych układów napędowych z zaworem przekątnikowym	17
<i>dr inż. Zbigniew Sławomir Kulesza</i>	
Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny	
ERCO.Net – system racjonalnego zarządzania gospodarką mediów energetycznych	20
<i>dr inż. Andrzej Laskowski*, dr inż. Kazimierz Peszyński**</i>	
* NMG Sp. z o.o. Bydgoszcz, Dyrektor Pionu Technicznego	
** ATR Bydgoszcz, Wydział Mechaniczny	
Aktywna zastawa obrotowa z napędem pneumatycznym	24
<i>dr inż. Tomasz Piątkowski</i>	
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydział Telekomunikacji i Elektrotechniki,	
Badanie wrażliwości serwonapędu pneumatycznego na zmianę ciśnienia zasilania	27
<i>dr inż. Janusz Pluta, dr inż. Marek Sibiłak</i>	
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,	
Katedra Automatyzacji Procesów	
Program Pneuma^{KTA} – MiniCAD	30
<i>Franciszek Siemieniako*, Svyatoslav Karpovich, Jegor Mołodow**, Tomasz Hućcio*</i>	
* Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Automatyzacji	
** Białoruski Narodowy Uniwersytet Informatyki i Radioelektroniki w Mińsku	
Wpływ pola magnetycznego na parametry pracy MHD sprzęgła lepkiego	32
<i>dr inż. Jerzy Sawicki,</i>	
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Zakład Dynamiki i Mechaniki Płynów	
Analiza numeryczna rzeczywistego przepływu powietrza za dyszą osiowosymetryczną	34
<i>mgr inż. Sylwester Wawrzyniak, mgr inż. Krzysztof Nowicki</i>	
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydział Mechaniczny	
Wybrane elementy z badań nasad kominowych	37
<i>Zygmunt Szczerba, Łukasz N. Węsierski</i>	
Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza w Rzeszowie	
Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki	

Metody dmuchowe zagęszczania mas formierskich

Józef Barycki*, Tadeusz Mikulczyński**, Daniel Nowak**,
Zdzisław Samsonowicz**

*OBR Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach

** Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej

Zaprezentowano metody dmuchowe stosowane do wytwarzania form i rdzeni odlewniczych. Omówiono mechanizm procesu zagęszczania mas formierskich i rdzeniowych przez nadmuchiwanie, wstrzeliwanie oraz metodą impulsową. Stwierdzono, że podstawowym czynnikiem różniącym metody dmuchowe jest dynamika poszczególnych procesów. Największą dynamiką charakteryzuje się proces impulsowy. Opisano nową wielozaworową głowicę impulsową, której elementem charakterystycznym jest samoczynny zawór pneumatyczny. Dzięki temu zaworowi opracowana głowica charakteryzuje się bardzo dużą dynamiką wewnętrzną, o czym świadczą uzyskiwane szybkości narastania ciśnienia rzędu 200 MPa/s oraz twardość powierzchniowa zagęszczonej masy formierskiej rzędu 90 jednostek. Wyniki badań przemysłowych potwierdziły zalety nowej głowicy wielozaworowej. Pozwala ona na wytwarzanie form zapewniających uzyskiwanie odlewów o bardzo wysokiej jakości.

Wstęp

Podstawową technologią stosowaną do wytwarzania odlewów jest odlewanie w formach wykonywanych z klasycznych mas formierskich, które w swoim składzie zawierają osnowę piaskową (najczęściej kwarcową), lepiszcze (głównie bentonitowe) oraz wodę.

Wykonywanie formy z masy klasycznej składa się z wielu etapów elementarnych, do których należy zaliczyć: napełnianie skrzynki formierskiej masą, zagęszczanie masy formierskiej, wyjęcie modelu z form, umieszczenie rdzenia w formie, złożenie półform, górnej i dolnej, oraz obciążenie formy. Wymienione etapy elementarne w nowoczesnych odlewniach są wykonywane w sposób zmechanizowany lub zautomatyzowany.

Do mechanizacji i automatyzacji wytwarzania odlewów w formach piaskowych najczęściej są stosowane automatyczne linie odlewnicze [1, 2]. Automatyczną linią odlewniczą stanowi zespół maszyn i urządzeń powiązanych systemem transportowym, który wykonuje w sposób automatyczny wszystkie (lub prawie wszystkie) etapy elementarne związane z algorytmem procesu wykonywania odlewów.

Wykonywanie form odlewniczych jest realizowane w gniazdach formowania za pomocą automatów formierskich, które wykonują wszystkie etapy elementarne – związane z procesem formowania – w sposób automatyczny. O jakości wytwarzanych form odlewniczych decydują przede wszystkim właściwości masy formierskiej oraz metoda jej zagęszczania. Spośród metod stosowanych do zagęszczania mas formierskich istotne znaczenie mają metody dmuchowe, do których należy zaliczyć: nadmuchiwanie, wstrzeliwanie oraz zagęszczanie impulsowe [3]. Obecnie podstawowymi automatami formierskimi są automaty impulsowe. Ich stosowanie umożliwia wytwarzanie form, które zapewniają węższe tolerancje wymiarów oraz dużą gładkość powierzchni odlewów.

W Laboratorium Podstaw Automatyzacji Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej, we współpracy z Ośrodkiem Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach, są prowadzone prace nad konstrukcjami głowic impulsowych oraz procesem impulsowego zagęszczania mas formierskich [4, 5]. Ich efektem jest opracowanie nowej jedno- oraz wielozaworowej głowicy impulsowej i modelu matematycznego procesu impulsowego zagęszczania mas formierskich.

Charakterystyka formierskich maszyn dmuchowych

Początek rozwoju metod dmuchowych stosowanych do wykonywania form i rdzeni odlewniczych nastąpił w 1917 roku w USA, gdzie metodę nadmuchiwania wprowadzano do praktyki przemysłowej.

Wprowadzenie nowej odmiany metody dmuchowej – tzn. wstrzeliwania – odnotowano w 1949 roku, kiedy F. Hausberg opatentował strzelarkę.

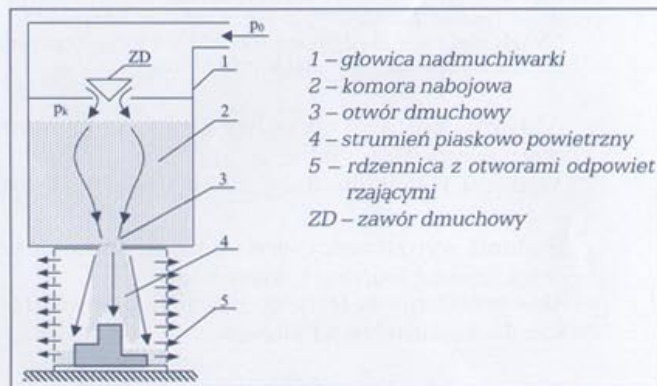
Nadmuchiarki i strzelarki są obecnie powszechnie stosowane do wytwarzania rdzeni o małej i średniej wielkości.

Nowoczesną odmianą metody dmuchowej, obecnie powszechnie stosowaną do wytwarzania form odlewniczych, jest metoda impulsowa. Zastosowanie metody impulsowej do wytwarzania form odlewniczych nastąpiło w latach 80., a gwałtowny rozwój formierek impulsowych w latach 90. ubiegłego stulecia.

Zagęszczanie masy formierskiej metodami dmuchowymi następuje w wyniku gwałtownego wyhamowania kolejnych cząstek lub warstw masy przemieszczanych w skrzynce formierskiej (lub rdzeniowej) w kierunku nieruchomej płyty modelowej za pomocą strumienia sprężonego powietrza. Czynnikiem nadającym cząstkom masy energię kinetyczną jest sprężone powietrze o ciśnieniu 0,6–0,7 MPa, które po zakończonym procesie zagęszczania opuszcza rdzennicę lub formę przez odpowiednio usytuowane otwory odpowietrzające.

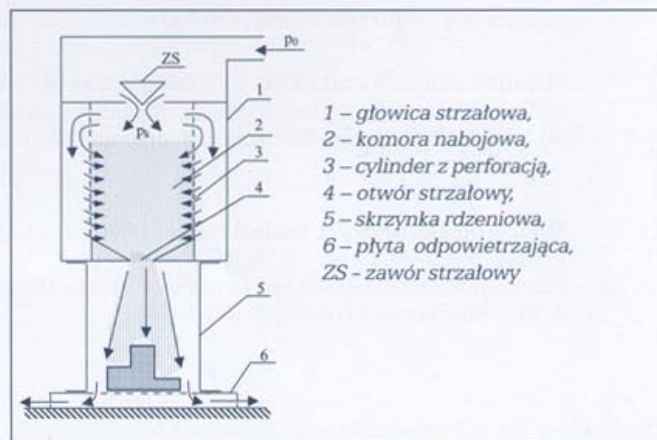
Proces nadmuchiwania

Schemat procesu nadmuchiwania pokazano na rys. 1. Zasada nadmuchiwania polega na doprowadzeniu w krótkim czasie do komory nabojeowej wypełnionej masą formierską lub rdzeniową sprężonego powietrza.



Rys. 1 Schemat procesu nadmuchiwania

W komorze tworzy się zawiesina masy i powietrza, które transportuje masę do rdzennicy przez otwór dmuchowy. Masa rdzeniowa (lub formierska) wypełnia wnękę rdzennicy, a sprężone powietrze jest odprowadzone przez otwory odpowietrzające. Zagęszczanie masy następuje w wyniku gwałtownego wyhamowania.



Rys. 2 Schemat procesu wstrzeliwania

wania strumienia piaskowo-powietrznego, który przemieszcza się z prędkością ok. 25 m/s, oraz działania podciśnienia na ziarna masy, powstającego podczas przepływu powietrza w kierunku otworów odpowietrzających.

Proces wstrzeliwania

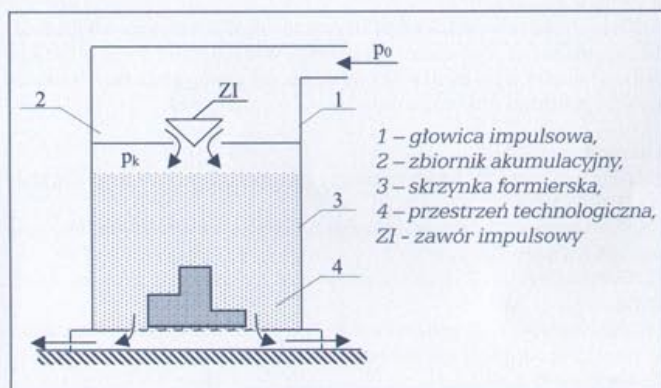
Na rys. 2 przedstawiono schemat procesu wstrzeliwania. Proces zagęszczania masy rdzeniowej (lub formierskiej) metodą wstrzeliwania polega na wystrzeleniu naboju masy z komory nabojowej do rdzennicy (lub skrzynki formierskiej) za pomocą nagłego uderzenia strumienia sprężonego powietrza.

Bardzo szybkie otwarcie zaworu ZS o dużej powierzchni powoduje nagły nacisk strumienia sprężonego powietrza na masę rdzeniową i jej przemieszczanie do rdzennicy, w czym pomaga fluidyzacja zachodząca na ściankach perforowanego cylindra komory nabojowej. Wstrzeliwanie różni się tym od nadmuchiwanie, że sprężone powietrze przemieszcza cały słup masy formierskiej, oddziałując na nią jak tłok powietrzny, a nie – jak się to dzieje w nadmuchiwarce – transportuje poszczególne cząstki masy.

Po przemieszczeniu masy z komory nabojowej do rdzennicy (lub skrzynki formierskiej) następuje jej deformacja, bez możliwości bocznych odształceń, które uniemożliwia rdzennica. Następstwem tego jest plastyczne płynięcie masy i jej umocnienie (zagęszczenie).

Proces impulsowy

Schemat procesu impulsowego zamieszczono na rys. 3. Zasada zagęszczania impulsowego polega na gwałtownym, realizowanym w bardzo krótkim czasie (rzędu kilku do kilkunastu ms), otwarciu zaworu impulsowego ZI głowicy impulsowej umieszczonej nad przestrzenią technologiczną, wewnątrz której znajduje się masa formierska.

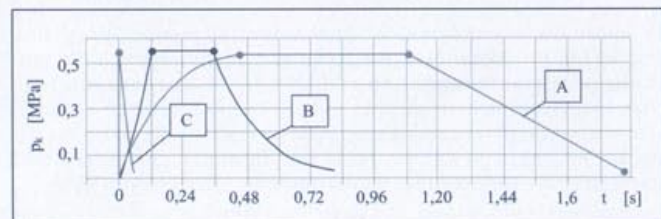


Rys. 3 Schemat procesu impulsowego

Spowodowany w ten sposób nagły wzrost ciśnienia w przestrzeni nad masą formierską (maksymalna wartość szybkości narastania ciśnienia sięga rzędu 200–300 MPa/s) powoduje nadanie słupowi masy dużej prędkości przemieszczania się w kierunku płyty modelowej i w efekcie dużą szybkość deformacji masy powodującą wysoki stopień jej zagęszczania.

Charakterystyka cyklu pracy maszyn dmuchowych

Na rys. 4 zaprezentowano zależności zmiany ciśnienia w przestrzeni nad masą formierską w funkcji czasu trwania procesu zagęszczania masy metodami dmuchowymi. Na podstawie analizy przedstawionych zależności łatwo zauważyć, że podstawowym czyn-



Rys. 4 Przykładowe zależności zmian ciśnienia p_k w przestrzeni nad masą formierską, zagęszczaną nadmuchiwarą (A), strzelarką (B) oraz maszyną impulsową (C), w funkcji czasu

nikiem różniącym metody dmuchowe zagęszczania mas formierskich jest różna szybkość narastania ciśnienia nad masą formierską. Szybkość narastania ciśnienia zależy przede wszystkim od dynamiki zaworów stosowanych w głowicach poszczególnych maszyn dmuchowych. Dynamikę zaworu można ocenić m.in. na podstawie czasu otwierania i wydajności.

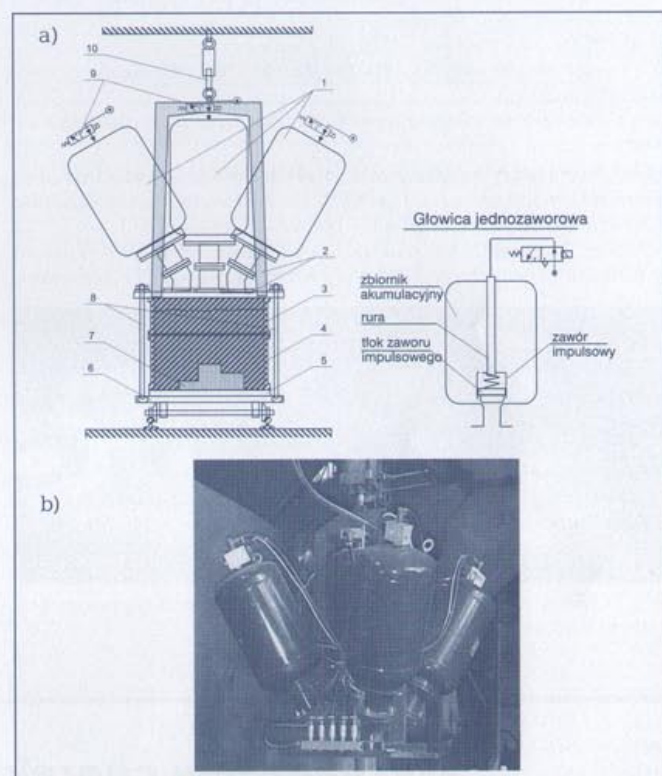
Ciągły rozwój rozwiązań konstrukcyjnych zaworów stosowanych do budowy głowic maszyn impulsowych spowodował, że obecnie podstawowymi maszynami stosowanymi do wykonywania form z klasycznych mas formierskich są formierki impulsowe.

Wobec powyższego zostały podjęte prace zmierzające do opracowania nowej wielozaworowej głowicy impulsowej, która charakteryzowałaby się bardzo dużą dynamiką wewnętrzną, pozwalającą na uzyskiwanie bardzo wysokiego stopnia oraz dużej jednorodności zagęszczania masy w całej objętości formy. Takie bowiem własności form odlewniczych umożliwiają wytwarzanie odlewów o bardzo wysokiej jakości.

Wielozaworowa głowica impulsowa

W wyniku podjętych prac koncepcyjnych i konstrukcyjnych opracowano nową wielozaworową głowicę impulsową, przeznaczoną do formowania w skrzynkach 600×500×200 mm.

Podstawowymi elementami głowicy wielozaworowej (rys. 5a) są zawory impulsowe, które dotychczas były stosowane w tzw. armat-



Rys. 5 Wielozaworowa głowica impulsowa – schemat (a): 1) jednozaworowa głowica impulsowa, 2) rama nośna z płytą roboczą głowicy, 3) nadstawka, 4) skrzynka formierska, 5) płyta modelowa, 6) płyta nośna z systemem transportu, 7) model, 8) doszczelniające śrubowe, 9) zawory rozdzielające; widok ogólny (b)

kach powietrznych. Prezentowaną głowicę wykonał Ośrodek Badań i Rozwoju Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach.

Głowica wielozaworowa została wyposażona w 5 gniazd z samoczynnymi zaworami impulsowymi, rozmieszczonymi w świetle płyty roboczej głowicy w taki sposób, aby został zapewniony równomierny stopień zagęszczania masy formierskiej w całej objętości formy. Wymaganą liczbę gniazd zaworowych wyznaczono na podstawie opracowanej zależności $n \geq 0,11 P_f / P_z$, w której P_f – pole powierzchni formy, P_z – pole powierzchni zaworu.

Głowica wielozaworowa z pięcioma gniazdami zaworowymi jest przeznaczona do formowania w skrzynkach 600×500×200±300 mm.

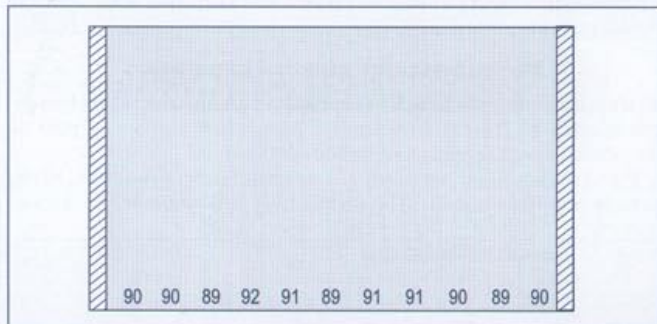
Przygotowanie do pracy 5-zaworowej głowicy impulsowej polega na doprowadzeniu sprężonego powietrza ze źródła zasilania,

poprzez zawory rozdzielające, do zbiorników akumulacyjnych głowic jednozaworowych. Osiągnięcie w zbiornikach zadanej wartości ciśnienia p_0 określa stan gotowości głowicy do pracy.

Zainicjowanie pracy głowicy następuje po przesterowaniu zaworów rozdzielających poszczególnych głowic jednozaworowych, które jest realizowane jednocześnie za pomocą jednego impulsu elektrycznego. Jeśli głowica jest umieszczona nad przestrzenią technologiczną, to następuje impulsowe zagęszczanie masy. Po zaniku impulsu wyzwalającego następuje samoczynne zamknięcie zaworów poszczególnych głowic jednozaworowych.

Głowicę wielozaworową zainstalowano na stanowisku badawczym w Oddziale Odlewni ZM LEGMET (rys. 5b).

Na rys. 6 pokazano efekty zagęszczania masy formierskiej z użyciem głowicy wielozaworowej. Na podstawie uzyskanych wyników badań można stwierdzić, że głowica wielozaworowa zapewnia bar-



Rys. 6 Twardość powierzchniowa w wybranych punktach powierzchni podziału formy

dzo dobre efekty zagęszczania, o czym świadczy twardość powierzchniowa wynosząca $T_A = 89-92$ jednostek, będąca rezultatem bardzo dobrej dynamiki głowicy i procesu formowania.

Na rys. 7 pokazano wybrane odlewy z żeliwa 200 i 250 wykonane w formach zagęszczanych głowicą wielozaworową. Na podstawie



Rys. 7 Odlewy z żeliwa 200 i 250 wykonane w formach zagęszczanych głowicą wielozaworową

oceny powierzchni i wymiarów odlewów można stwierdzić, że jakość powierzchni oraz dokładność wymiarowa jest porównywalna z uzyskiwanymi w formach wytwarzanych z użyciem maszyn impulsowych najlepszych producentów światowych.

Podsumowanie

Omówiono metody dmuchowe powszechnie stosowane w odlewnictwie do wytwarzania form i rdzeni odlewniczych. Nadmuchiarki oraz strzelarki są powszechnie stosowane w mechanizacji wytwarzania zwłaszcza rdzeni o małej i średniej wielkości, natomiast maszyny impulsowe są stosowane do wytwarzania form odlewniczych. Formierki impulsowe stanowią obecnie podstawowy park maszynowy odlewni używających klasycznych mas formierskich.

Metody dmuchowe polegają na nadaniu cząstkom masy formierskiej energii kinetycznej za pomocą sprężonego powietrza. Użytkowana w ten sposób energia jest zamieniana na deformację i zagęszczanie masy formierskiej.

W tradycyjnych maszynach dmuchowych (strzelarki i nadmuchiarki) cząstki masy formierskiej są transportowane z okresowo napełnionego zbiornika, tzw. komory nabojej, do rdzennicy lub skrzynki formierskiej poprzez otwory dmuchowe. W przypadku zagęszczania impulsem sprężonego powietrza przemieszczanie cząstek masy odbywa się jedynie w skrzynce formierskiej lub rdzennicy.

Opracowana, wykonana i zbadana w warunkach przemysłowych nowa wielozaworowa głowica impulsowa charakteryzuje się bardzo dużą dynamiką wewnętrzną. Pozwala ona na uzyskiwanie szybkości narastania ciśnienia w przestrzeni technologicznej nad masą formierską rzędu 200 MPa/s. Efektem bardzo dobrej dynamiki głowicy impulsowej jest bardzo duża twardość powierzchniowa zagęszczonej masy formierskiej w formie odlewniczej, wynosząca $T_A \approx 90$ jednostek.

Na podstawie wyników badań przemysłowych można stwierdzić, że zagęszczanie impulsowe zapewnia wytwarzanie form o bardzo dobrej jakości, a przez to wykonywanie odlewów o bardzo wysokiej jakości powierzchni oraz dokładności wymiarowej.

Literatura

- [1] Chudzikiewicz R.: *Mechanizacja i automatyzacja odlewni*, Warszawa, WNT, 1980.
- [2] Samsonowicz Z.: *Automatyzacja procesów odlewniczych*, Warszawa, WNT, 1985.
- [3] Gregoraszczyk M.: *Maszynoznawstwo Odlewnicze*, Kraków, AGH, 2002.
- [4] Mikulczyński T., Bogdanowicz J.: *The assessment of effectiveness of moulding sands of a single-valve impulse head*, Acta Metalurgica Slovaca, 1998, 2.
- [5] Bogdanowicz J., Mikulczyński T.: *Influence of selected factors on effectiveness of air impulse moulding*, Archiwum Budowy Maszyn, 1999, vol. 46, nr 3.

Wyznaczanie charakterystyk statycznych muskułu pneumatycznego typu MAS

dr hab. inż. prof. pśk. Ryszard Dindorf

Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Zakład Mechatroniki, e-mail: dindorf@eden.tu.kielce.pl

W pracy przedstawiono metodę analitycznego wyznaczania charakterystyk statycznych muskułu pneumatycznego (*Fluidic Muscle*) typu MAS firmy Festo poprzez określenie ich współczynników materiałowych w zależności od ciśnienia. W metodzie tej wykorzystuje się parametry graniczne charakterystyk statycznych wyznaczane w programie *MuscleSIM*. Określa się także wykładnik najlepszego dopasowania charakterystyki statycznej otrzymanej

ze wzoru do charakterystyki otrzymanej za pomocą programu *MuscleSIM*. Po dobraniu współczynników materiałowych dla muskułu pneumatycznego typu MAS-10-300 wyznaczono jego charakterystyki izobaryczne ($p = \text{const}$), izotoniczne ($F = \text{const}$) i izometryczne ($h = \text{const}$). Przedstawiono także schemat stanowiska badawczego, na którym będą weryfikowane charakterystyki statyczne i dynamiczne muskułów pneumatycznych typu MAS.

Wstęp

Muskuły (mięśnie) pneumatyczne w porównaniu z typowymi siłownikami pneumatycznymi (tłokowymi) mają inną charaktery-

stykę siły, która zależy od ciśnienia panującego wewnątrz muskułu, długości początkowej i stopnia skrócenia muskułu oraz jego właściwości materiałowych. Muskuly pneumatyczne generują dużą siłę osiową w stosunku do ich masy i przekroju poprzecznego, wykonują płynne ruchy bez efektu ruchu skokowego, odkształcają się w kierunku promieniowym, nie występuje w nich zjawisko stick-slip oraz wykazują naturalne właściwości tłumienia ruchu. Przy wzroście ciśnienia muskuł pęcznieje i skracą się, wtedy zmienia się jego charakterystyka siły od długości początkowej i stopnia skrócenia. Sztuczny muskuł pneumatyczny zbudowany jest z odkształcalnej promieniowo membrany w kształcie rurki, wykonanej z gumy, lateksu lub silikonu, oplecionej rozciągliwą w kierunku promieniowym elastyczną nitką. Przez zmianę ciśnienia można regulować stopień skrócenia muskułu pneumatycznego (położenie punktu zaczepu muskułu) oraz wartość siły ciągnącej muskułu. Właściwości muskułu pneumatycznego sprawiają, że jest on idealny jako element napędowy w robotach mobilnych, antropomorficznych i humanoidalnych oraz w protezach, ortezach i egzoskeletonach. Najczęściej stosowane są sztuczne muskuly McKibben firmy Shadow Robot Group oraz muskuly pneumatyczne Fluidic Muscle firmy Festo. Stosowane są także inne typy sztucznych mięśni pneumatycznych: Plated PAM, RPM, Yarrott Muscle, ROMAC Muscle, Morin Muscle, Kukuij Muscle, Baldwin Muscle, Paynter Hyperboloid Muscle. Wykorzystanie muskułów pneumatycznych w różnych urządzeniach technicznych wymaga ich łączenia w różne struktury kinematyczne: przeciwstawne, szeregowo, równoległe i szeregowo – równoległe [6]. Strukturę przeciwstawną tworzą dwa muskuly agonistyczny (współdziałający) i antagonistyczny (odciągający) [1, 4]. System BMDS (Bi-Muscular Driving System) tworzy napęd złożony z dwóch przeciwstawnie działających sztucznych mięśni, który jest porównywalny do pracy mięśni biologicznych. Muskuly pneumatyczne jako elementy wykonawcze mogą być również stosowane w manipulatorach i robotach o strukturze równoległej oraz w urządzeniach automatyzacji produkcji, w których wymagana jest duża dynamika ruchu przy małym skoku. Niekonwencjonalne projekty Axela Thallera zastosowania muskułów pneumatycznych (Fluidic Muscle) firmy Festo przedstawiono w serii Moderne Klassiker [7], projekty te dotyczą m.in. maszyny powietrznej, elementów przestrzennych konstrukcji architektonicznych, napędu pojazdu miejskiego, amortyzatorów skateboardu. Niektóre z tych projektów zostały już zrealizowane, np. lekki pojazd napędzany trzema muskulami pneumatycznymi [8]. Inne projekty, takie jak: Airbug, Airhopper, City-Cyc, Aircruiser Rennflitzer, prezentowane były na Międzynarodowych Targach w Hanowerze w 2001 r. Również w Polsce na Międzynarodowych Targach Gdańskich i Targach AUTOMATICON w Warszawie firma Festo prezentowała różne przykłady zastosowania muskułów pneumatycznych typu MAS.

Wyznaczanie charakterystyk statycznych muskułów typu MAS

Charakterystyki statyczne muskułu pneumatycznego typu MAS (rys. 1a) wyznaczone są na podstawie jego schematu obliczeniowego (rys. 1b).

Muskuly pneumatyczne (Fluidic Muscle) wytwarzane są przez firmę Festo w trzech typach: MAS-10, MAS-20 i MAS-40 (o średnicy wewnętrznej $D = 10, 20$ i 40 mm i dowolnej długości). Firma Festo zaleca przy doborze i obliczaniu parametrów muskułów pneumatycznych typu MAS do korzystania z diagramów lub programu komputerowego *MuscleSIM*. Charakterystyki muskułów typu MAS przedstawione na diagramach ograniczone są obszarami wyznaczonymi przez: maksymalną dopuszczalną siłę ciągnącą F_{max} , maksymalne względne skrócenie h_{max} , maksymalną dopuszczalną wartość ciśnienia p_{max} wewnątrz muskułu, maksymalne dopuszczalne wydłużenie muskułu. Tak ograniczone pole diagramu wskazuje zalecany obszar doboru parametrów pracy muskułu typu MAS.

Do obliczania siły ciągnącej F muskułów pneumatycznych wykorzystuje się wzór wyznaczony z zależności geometrycznych splotu muskułu McKibben [2, 5], który przedstawiono w postaci ogólnej:

$$F = p D^2 [\alpha (1-h)^n - \beta] \quad (1)$$

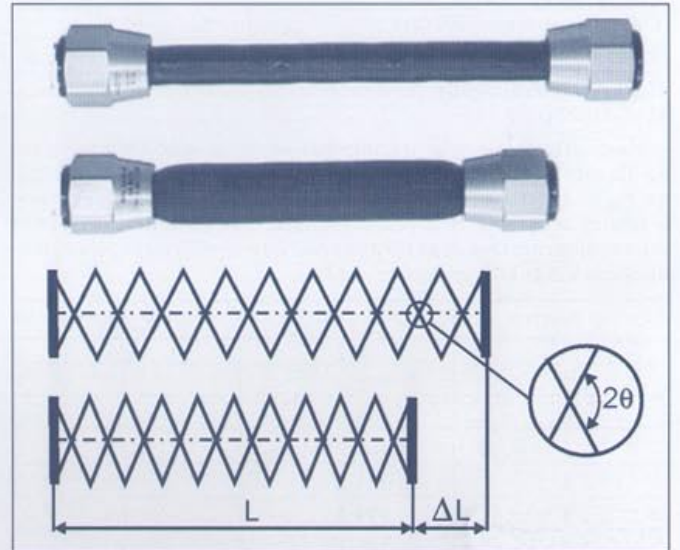
gdzie:

D – wewnętrzna średnica muskułu,

p – ciśnienie panujące wewnątrz muskułu,

n – wykładnik najlepszego dopasowania charakterystyki statycznej, α, β – współczynniki materiałowe muskułu, h – względne skrócenie muskułu, $h = \Delta L / L_n$, L_n – nominalna długość muskułu, ΔL – skrócenie muskułu.

Do obliczania siły i wyznaczania charakterystyk statycznych muskułów pneumatycznych McKibben stosuje się wzór (1) o stałych współczynnikach α i β oraz stałym wykładniku n . Wartości współczynników α i β oraz wykładnika $n = 2$ wynikają z zależności geometrycznych splotu, kąta splotu θ i analizy energetycznej muskułu pneumatycznego [2, 4]. Firma Festo podaje w swoich materiałach informacyjnych podobne zależności geometryczne dla muskułów typu MAS oraz podobny wzór do wyznaczania siły ciągnącej muskułu. Jednak zastosowanie wzoru (1) do wyznaczania charakterystyk statycznych muskułu MAS bez dokładnej znajomości jego współczynników materiałowych nie jest możliwe. Zastosowanie



Rys. 1 Widok (a) i schemat obliczeniowy (b) muskułu pneumatycznego (Fluidic Muscle) typu MAS

natomiast przybliżonych wartości współczynników materiałowych nie daje także podobnych wyników jak na diagramach zamieszczanych w katalogach firmy Festo. Stwierdzono więc, że wzór (1) o stałych współczynnikach α i β oraz wykładniku $n = 2$ nie sprawdza się w obliczaniu siły i wyznaczaniu charakterystyk statycznych muskułów pneumatycznych typu MAS. Występujące we wzorze (1) współczynniki materiałowe α i β oraz wykładnik n można w przybliżeniu określić za pomocą programu komputerowego *MuscleSIM* lub dokładnie na podstawie badań doświadczalnych. W pracy wprowadzono zmienne współczynniki $\alpha(p)$ i $\beta(p)$ w zależności od wartości ciśnienia panującego wewnątrz muskułu. Wartości współczynników $\alpha(p)$ i $\beta(p)$ będą więc określone ze wzoru (1) i programu *MuscleSIM*, z uwzględnieniem warunków granicznych:

$$\begin{cases} F = F_{max} & \text{dla } h = 0 \\ F = 0 & \text{dla } h = h_{max} \end{cases} \quad (2)$$

korzystając przy tym ze wzoru na stopień skrócenia muskułu h :

$$h = \frac{L_n - L}{L_n} 100\% \quad (3)$$

oraz ze wzoru na długość muskułu przy maksymalnym jego względnym skróceniu h_{max} :

$$L_0 = L_n (1 - h_{max}) \quad (4)$$

gdzie:

L – długość muskułu,

h_{max} – maksymalny dopuszczalny stopień skrócenia muskułu,

L_0 – długość muskułu przy jego maksymalnym stopniu skrócenia h_{max} .

Przeprowadzono analizę statyczną muskułu pneumatycznego MAS-10-300, którego podstawowe parametry zamieszczono w tabelcy 1.

Parametry	Wartości
Średnica wewnętrzna D	10 mm
Długość nominalna L_n	300 mm
Maksymalne dopuszczalne ciśnienie p	8 bar
Maksymalny stopień skrócenia h_{max}	20%
Maksymalna siła F_{max}	400 N
Maksymalne obciążenie bezciśnieniowe G	30 kg
Częstotliwość pracy f	3 Hz
Dopuszczalne prędkości $v_{min} - v_{max}$	0,05–1,5 m/s
Maksymalna histereza*	< 5%
Dopuszczalna temperatura	+5°C ... +60°C
Maksymalne wydłużenie	< 5% w temp. otoczenia

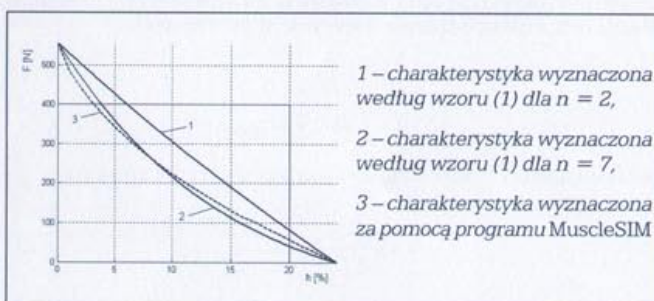
Tabela 1 Zestawienie parametrów muskułu pneumatycznego MAS-10-300 [9]

Na podstawie programu komputerowego *MuscleSIM* wyznaczono dla muskułu pneumatycznego MAS-10-300 parametry graniczne F_{max} i h_{max} dla różnych wartości ciśnienia p , które zestawiono w tabelcy 2. Parametry te posłużyły następnie do obliczenia wartości współczynników $\alpha(p)$ i $\beta(p)$ na podstawie wzoru (1) z uwzględnieniem warunków granicznych (2).

p [bar]	F_{max} [N]	h_{max} [%]
8	746,2	26
7	650,6	25
6	555,6	24
5	461,2	22
4	361,2	19
3	274,4	15
2	182,1	8
1	90,7	3

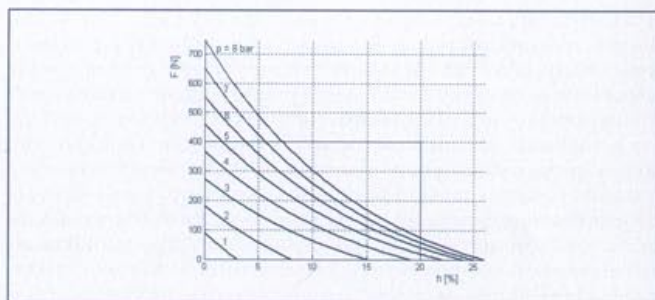
Tabela 2 Zestawienie parametrów granicznych muskułu MAS-10-300

Znając wartości współczynników $\alpha(p)$ i $\beta(p)$, wyznaczono charakterystyki statyczne $F(h)$ dla $p = 6$ bar i różnych wartości wykładnika n . W ten sposób poszukiwano takiej wartości wykładnika n , dla którego charakterystyki statyczne muskułu pneumatycznego wyznaczone według wzoru (1) oraz określone na podstawie programu *MuscleSIM* będą najbardziej zbliżone. Z badań porównawczych przeprowadzonych dla muskułu typu MAS-10-300 otrzymano wykładnik najlepszego dopasowania charakterystyk statycznych $n = 7$. Porównanie charakterystyk statycznych $F(h)$ muskułu pneumatycznego typu MAS-10-300 przy ciśnieniu $p = 6$ bar dla dwóch wartości wykładnika $n = 2$ i 7 przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2 Porównanie charakterystyk statycznych $F(h)$ muskułu MAS-10-300 przy ciśnieniu $p = 6$ bar

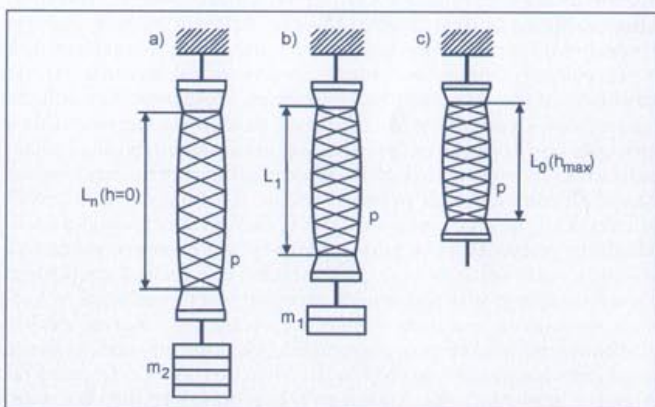
Charakterystyki statyczne $F(h)$, siły w funkcji stopnia skrócenia muskułu, wyznaczone dla stałych wartości ciśnienia $p = \text{const}$ wewnątrz muskułu przedstawiono na rys. 3. Charakterystyki te można nazwać charakterystykami izobarycznymi mięśnia pneumatycznego. Na diagramie rys. 3 zaznaczono obszar dopuszczalnego zakresu pracy muskułu pneumatycznego MAS-10-300, który ograniczony



Rys. 3 Charakterystyki $F(h)$ siły w funkcji stopnia skrócenia muskułu dla $p = \text{const}$

jest siłą ciągnącą $F = 400$ N, stopniem skrócenia $h = 20\%$ i maksymalnym ciśnieniem $p_{max} = 8$ bar (patrz tabela 1).

Zasadę wyznaczania charakterystyk izobarycznych ($p = \text{const}$) muskułu pneumatycznego ilustruje rys. 4. Przy stałym ciśnieniu panującym wewnątrz muskułu mierzy się stopień jego skrócenia w zależności od siły ciągnącej (siły pochodzącej od masy obciążającej).



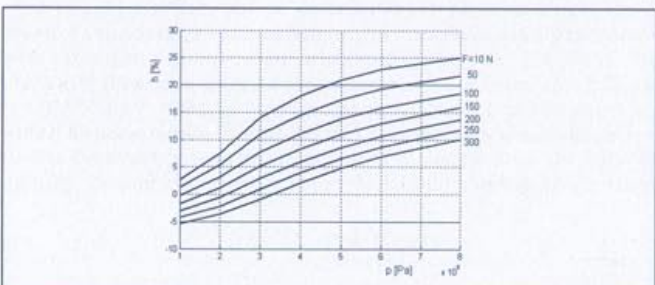
Rys. 4 Zasada wyznaczania charakterystyk izobarycznych ($p = \text{const}$) muskułu pneumatycznego: a) maksymalna siła $F = F_{max}$ przy zerowym stopniu skrócenia $h = 0$, b) stan pośredni, c) zerowa siła $F = 0$ przy maksymalnym stopniu skrócenia $h = h_{max}$

Z praktycznego punktu widzenia interesujące są charakterystyki $h(p)$, stopnia skrócenia muskułu w funkcji ciśnienia dla stałej siły ciągnącej $F = \text{const}$, które można wyznaczyć ze wzoru:

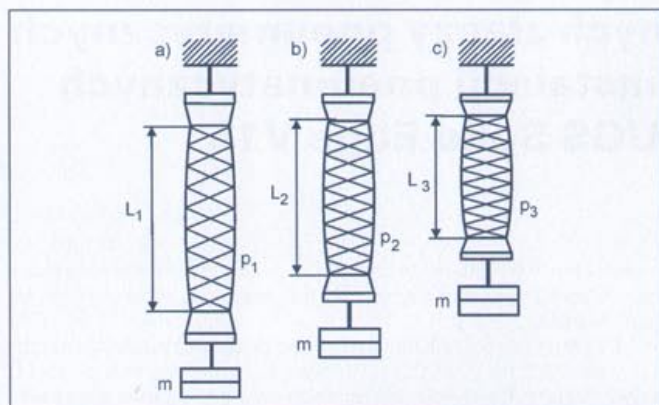
$$h = 1 - \left[\frac{1}{\alpha(p)} \left(\frac{F}{pD^2} + \beta(p) \right) \right]^{\frac{1}{n}} \quad (5)$$

Charakterystyki $h(p)$, stopnia skrócenia muskułu w funkcji ciśnienia wyznaczone ze wzoru (7) dla $F = \text{const}$ przedstawiono na rys. 5.

Charakterystyki muskułu MAS-10-300 przedstawione na rys. 5 można nazwać izotonicznymi, ponieważ powstały przy stałym napięciu muskułu $F = \text{const}$ przy jednoczesnej zmianie stopnia skrócenia $h = \text{var}$ muskułu. Charakterystyki te ogranicza się maksymalnym dopuszczalnym względnym skróceniem $h = 20\%$ i maksymalnym dopuszczalnym względnym wydłużeniem $h = -5\%$. Zasadę



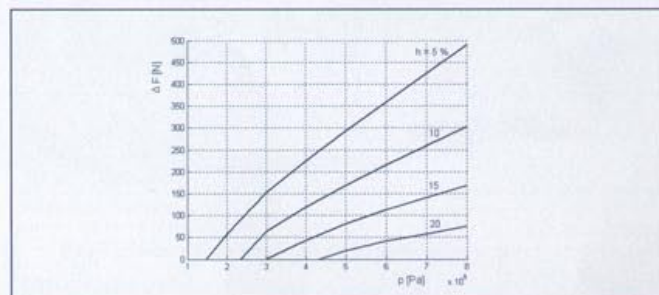
Rys. 5 Charakterystyki $h(p)$ stopnia skrócenia muskułu w funkcji ciśnienia dla $F = \text{const}$



Rys. 6 Zasada wyznaczania charakterystyk izotonicznych ($F = \text{const}$) muskułu pneumatycznego

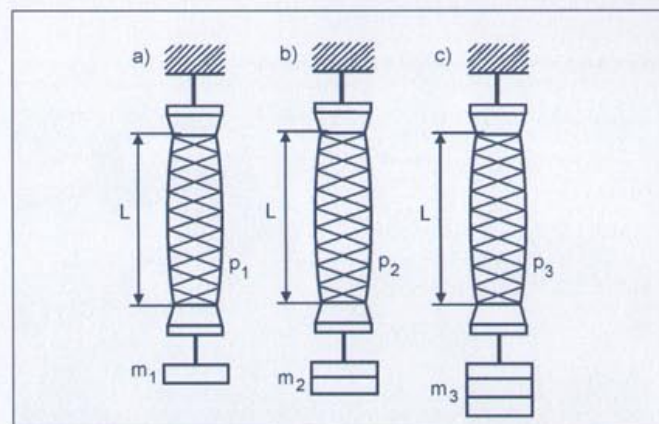
wyznaczania charakterystyk izotonicznych ($F = \text{const}$) muskułu pneumatycznego ilustruje rys. 6. Przy stałym obciążeniu muskułu mierzy się stopień jego względnego skrócenia w zależności od ciśnienia panującego wewnątrz muskułu.

Charakterystyki $\Delta F(p)$, przyrostu siły w funkcji ciśnienia wewnątrz muskułu wyznaczone dla $h = \text{const}$ przedstawiono na rys. 7.



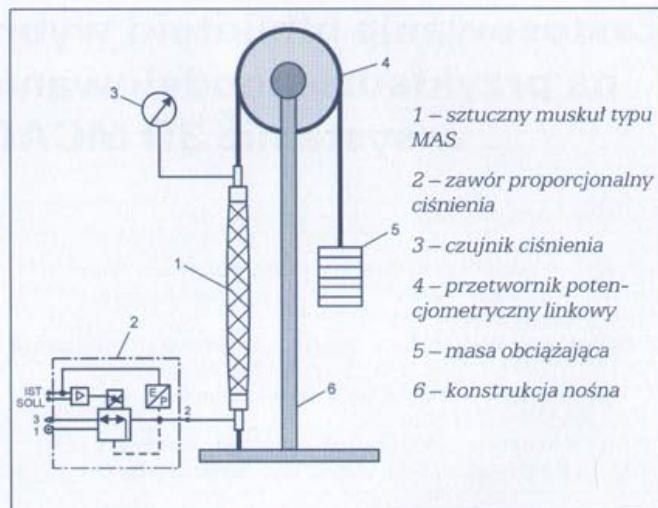
Rys. 7 Charakterystyki $\Delta F(p)$ przyrostu siły w funkcji ciśnienia wewnątrz muskułu dla $h = \text{const}$

Charakterystyki muskułu MAS-10-300 przedstawione na rys. 7 są charakterystykami izometrycznymi, ponieważ powstały przy stałym stopniu skrócenia $h = \text{const}$, przy jednoczesnej zmianie napięcia $F = \text{var}$ muskułu. Zasadę wyznaczania charakterystyk izometrycznych ($h = \text{const}$) muskułu pneumatycznego ilustruje rys. 8. Przy stałym stopniu skrócenia muskułu mierzy się zmianę ciśnienia wewnątrz muskułu pneumatycznego i zmianę napięcia muskułu.



Rys. 8 Zasada wyznaczania charakterystyk izometrycznych ($h = \text{const}$) muskułu pneumatycznego

Do weryfikacji doświadczalnej charakterystyk muskułów pneumatycznych typu MAS budowane jest stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiono na rys. 9. W skład stanowiska badawczego wchodzi: sztuczny muskuł typu MAS-10-N300-AA z osprzętem (adapter przyłączeniowy), zawór proporcjonalny ciśnienia typu MPPE-3-1/8-10-010 z mo-



Rys. 9 Schemat stanowiska badawczego muskułów pneumatycznych
dudem wartości zadanej MPZ-1-24DC-SGH-6-SW, czujnik ciśnienia typu HD, potencjometr linkowy typu HPS-M-MA, masa obciążająca oraz konstrukcja nośna.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono metodę wyznaczania charakterystyk statycznych muskułu pneumatycznego (Fluidic Muscle) typu MAS firmy Festo. Metoda ta polega na określaniu współczynników materiałowych w zależności od ciśnienia na podstawie wartości parametrów granicznych określonych w programie *MuscleSIM*. W metodzie tej określa się także wykładnik najlepszego dopasowania charakterystyki statycznej wyznaczonej według wzoru (1) do charakterystyki określonej za pomocą programu *MuscleSIM*. Po dobraniu współczynników materiałowych dla muskułu pneumatycznego typu MAS-10-300 wyznaczono jego charakterystyki izobaryczne ($p = \text{const}$), izotoniczne ($F = \text{const}$) i izometryczne ($h = \text{const}$). Przedstawiono także schemat stanowiska badawczego, na którym będą weryfikowane charakterystyki statyczne i dynamiczne muskułów pneumatycznych typu MAS. Charakterystyki statyczne służą do określania sztywności muskułów pneumatycznych, które wykorzystuje się w badaniach dynamicznych [3, 5] oraz w planowaniu trajektorii węzłów kinematycznych z mięśniami pneumatycznymi.

Literatura

- [1] Dindorf R., Łaski P.: Muskuły pneumatyczne. Budowa, parametry, zastosowanie. *Pneumatyka* nr 2, 2003.
- [2] Dindorf R.: Muskuły pneumatyczne. Charakterystyki statyczne. *Pneumatyka* nr 4, 2003.
- [3] Dindorf R.: Muskuły pneumatyczne. Charakterystyki dynamiczne. *Pneumatyka* nr 5, 2003.
- [4] Dindorf R.: Muskuł pneumatyczny jako element napędowy. *Napędy i Sterowanie* nr 7-8, 2003.
- [5] Dindorf R.: Static and dynamic models of pneumatic muscle actuator. *Proc. The 18th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, September 30 – October 1, 2003.*
- [6] Dindorf R.: Model i charakterystyki muskułów pneumatycznych. *Pomiary Automatyka Robotyka* nr 2, 2004.
- [7] Dale-Hampstead A.: *Der Pneumatische Muskel von Axel Thallemer.* Verlag Form GmbH, Frankfurt am Main 2001.
- [8] Schwarz S.: *Entwicklung eines Zukunftsantriebs auf der Basis Fluidic Muscle zum Einsatz in Leichtfahrzeugen.* Diplomarbeit FHTE, Esslingen 2000.
- [9] Katalog FESTO. *Muscle for automation. Info 501*, 2003.

Zastosowanie biblioteki wybranych złączy pneumatycznych na przykładzie modelowania instalacji pneumatycznych w systemie 3D MCAD UGS Solid Edge V15

prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski*, dr inż. Kazimierz Peszyński**, mgr inż. Waldemar Topol***, mgr inż. Adam Budzyński****, Wojciech Bieniaszowski*****

*ATR Bydgoszcz, Wydział Mechaniczny, e-mail: fliz@mail.atr.bydgoszcz.pl

**ATR Bydgoszcz, WM, e-mail: peszyn@atr.bydgoszcz.pl

***WZL 2 Bydgoszcz, Dział Głównego Technologa

e-mail: gltech@wzl2.mil.pl

****ATR Bydgoszcz, WM, e-mail: budyn@atr.bydgoszcz.pl

*****ATR Bydgoszcz, WM, e-mail: bienias@atr.bydgoszcz.pl

W pracy opisano wybrane metody przyspieszenia komputerowo wspomaganych prac związanych z projektowaniem i konstruowaniem instalacji pneumatycznych. Szczególnie uwzględniono modelowanie przewodów pneumatycznych, prowadzonych pomiędzy modelami złączy pobranych uprzednio z autorskiej biblioteki normaliów. Przedstawiono przykład raportu z automatycznie umieszczonymi wartościami wybranych parametrów geometrycznych modelu elastycznego przewodu pneumatycznego, którego kształt określony jest krzywą *b-spline*, aproksymującą dokładną trajektorię prostokreślną. Zademonstrowano sposób geometrycznej obróbki końcówek modeli elastycznych przewodów pneumatycznych, umieszczonych w gniazdach modeli złączy typu *Push In*. Przedstawiono przykład wygenerowania inteligentnych modeli złączy, samoczynnie skracających przewód w miejscu wstawienia złącza, a także zwężających nowo powstałą końcówkę modelu przewodu. Zwrócono uwagę na radykalne przyspieszenie prac konstrukcyjnych, będące wynikiem zastosowania opisanych narzędzi i metod ich zastosowania.

Ułatwienie pozycjonowania w pliku złożenia wielokrotnie wstawianych modeli złączy

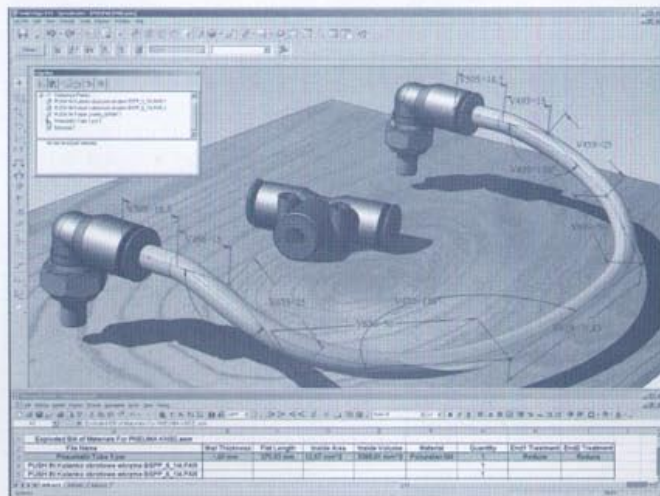
W plikach *.par* modeli złączy można trwale zapisać informacje dotyczące geometrycznych relacji przestrzennych, umożliwiając konkretną orientację przestrzenną modelu złącza, a w jej konsekwencji parametryczny montaż z pozostałymi komponentami pliku złożenia części. Dzięki temu ponowne umieszczenie modelu złącza w pliku modułu *SE Assembly* odbywa się półautomatycznie, zwalniając Użytkownika od obowiązku ponownego określania relacji przestrzennych.

Modelowanie trajektorii modeli przewodów pneumatycznych

Program Solid Edge wyróżnia się spośród konkurencyjnych aplikacji 3D MCAD mid-range ogromnymi możliwościami modelowania złożonych trajektorii przestrzennych, dzięki czemu aplikacja ta nie ma sobie równych pod względem modelowania elementów instalacji pneumatycznych, w tym przewodów. Proces modelowania przewodów pneumatycznych można rozpocząć od wygenerowania oraz przestrzennego wymiarowania zbioru odcinków łączących króćce lub gniazda wybranych złączy, pobranych uprzednio z biblioteki. Trajektorię prostokreślną można stworzyć manualnie lub wygenerować automatycznie zaledwie po wskazaniu początkowego i końcowego punktu przewodu. Podczas tworzenia automatycznego trajektorii zostaje tak zaproponowana, aby model przewodu nie kolidował z żadną z części znajdujących się w pliku złożenia modułu *SE Assembly*. Poza tym, podczas automatycznego generowania trajektorii modelu przewodu proponowanych jest kilka jej wariantów, z których Użytkownik może wybrać wariant optymalny z Jego punktu widzenia, posiadając dodatkowo wiele możliwości jej dalszej edycji. Odcinki łączące początkowy i końcowy punkt przewodu instalacji mogą bez dalszych modyfikacji stanowić zgrubną trajektorię instalacji hydraulicznej o sztywnych przewodach, którymi mogą być np. gięte rury metalowe. Większość przewodów pneumatycznych jest jednak wykonana z materiałów elastycznych, np. poliuretanu, wobec

czego celem ich realistycznego zamodelowania należy w określony sposób aproksymować trajektorię prostokreślną wybraną krzywą typu *b-spline*.

Użytkownik Solid Edge otrzymuje do dyspozycji wiele narzędzi służących do pozyskania informacji dotyczących wartości najważniejszych parametrów geometrycznych modelu przewodu pneumatycznego, np. długości przewodu, pola jego przekroju po-



Rys. 1 Przykład modelu przewodu pneumatycznego, powstałego na podstawie krzywej *b-spline*: a) krzywa generująca kształt przewodu powstaje poprzez aproksymację trajektorii prostokreślną, b) raport, w którym umieszczono wartości najważniejszych parametrów geometrycznych modelu przewodu pneumatycznego

przecznego, łącznego pola powierzchni oraz objętości jego wnętrza. Na rys. 1a zaprezentowano model przewodu pneumatycznego wygenerowanego na podstawie krzywej *b-spline*, aproksymującej dokładnie zwiarymowaną trajektorię prostokreślną. Na rys. 1b przedstawiono przykład raportu *.xls*, dotyczącego wartości najważniejszych parametrów geometrycznych modelu przewodu



Rys. 2 Przykład modelu przewodu pneumatycznego, którego końcówkom nadano kształt wynikający z geometrii gniazda modelu złącza *Push In*, pobranego z biblioteki

pneumatycznego, rozciągającego się pomiędzy wybranymi złączami, pobranymi z biblioteki.

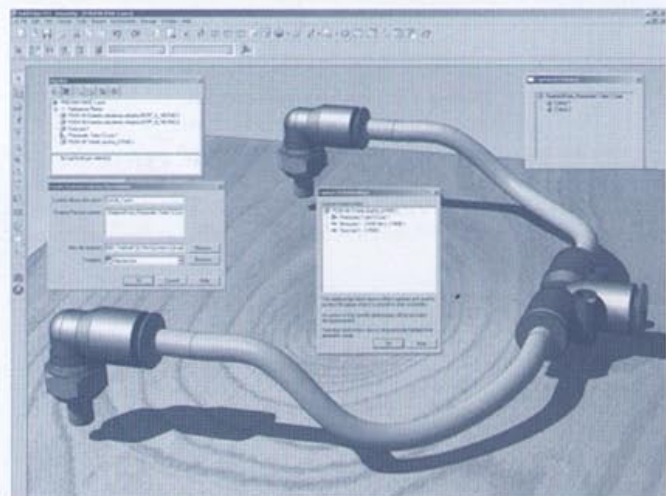
Generowanie modeli złączy automatycznie modyfikujących geometrycznie modele przewodów

Cechą charakterystyczną złączy *Push In* jest konieczność umieszczenia końcówki przewodu pneumatycznego wewnątrz gniazda złącza. Korzystający z biblioteki normaliów Użytkownik Solid Edge ma możliwość manualnego zwężenia końcówek przewodu w sposób uzasadniony kształtem gniazda modelu złącza. Fakt ten może być przydatny np. w celu prowadzenia dalszych obliczeń instalacji, np. analizy przepływu sprężonego powietrza dokonanej z zastosowaniem metod numerycznych CFD (ang. *Computational Fluid Dynamics*). Na rys. 2 przedstawiono model przewodu pneumatycznego, którego końcówkom nadano kształt odpowiadający bezpośrednio geometrii gniazda modelu wybranego złącza typu *Push In*.

Ze względu na radykalne przyspieszenie prac związanych z komputerowo wspomaganiem konstruowaniem instalacji pneumatycz-

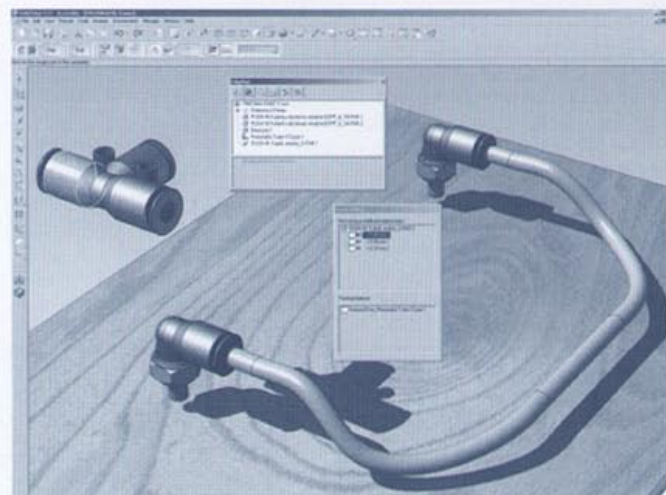
biotek systemowych. W wyniku powyższego, z chwilą półautomatycznego umieszczenia w wybranym miejscu modelu przewodu, tak wzbogaconego o informacje modelu złącza, automatycznie zostają wykonane operacje bryłowe, skutkiem których jest przycięcie przewodu w miejscu osadzenia złącza oraz zwężenie jego nowo powstałej końcówki.

Na rys. 3 przedstawiono proces generowania biblioteki systemowej dla trójnika zwykłego typu *Push In*. W wyniku umieszczenia w pliku złożenia udoskonalonego w ten sposób modelu trójnika (rys. 4) model przewodu pneumatycznego może zostać podzielony na dwie części składowe, tj. część wchodzącą i wychodzącą z trójnika, a ich końcówki zostają automatycznie zwężone w sposób wynikający z geometrii gniazd modelu złącza. Na rys. 5 zaprezentowano efekt



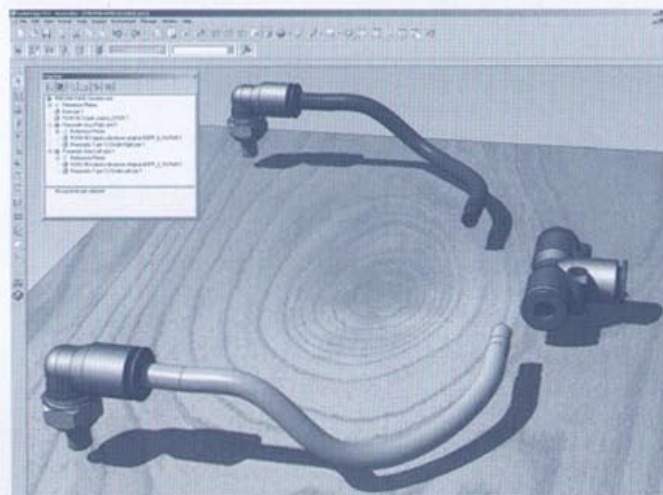
Rys. 3 Interface użytkownika systemu Solid Edge podczas generowania tzw. biblioteki systemowej dla modelu trójnika zwykłego typu *Push In*

nych obróbka geometryczna końcówek modeli przewodów pneumatycznych może odbywać się automatycznie, wynikając bezpośrednio z kształtu gniazda modelu złącza pobranego z biblioteki. Użytkownik Solid Edge ma możliwość trwałego przypisania modelom złączy informacji dotyczących wartości parametrów zwężania



Rys. 4 Proces umieszczania w pliku złożenia inteligentnego modelu trójnika

końcówek umieszczanych w nich modeli przewodów. Operacja ta, uwzględniająca opcjonalnie opisane wyżej trwale przypisanie modelom złączy relacji przestrzennych, wykorzystywanych podczas ich umieszczania w pliku złożenia, nosi nazwę generowania tzw.



Rys. 5 Efektem osadzenia w pliku złożenia inteligentnego modelu trójnika może być podział przewodu pierwotnego na przewody pochodne oraz zwężenie ich nowo powstałych końcówek – przewody wraz z kolankami rozsunęto celowo

osadzenia w wybranym miejscu modelu przewodu inteligentnego modelu trójnika (komponenty złożenia celowo rozsunęto celem zademonstrowania podziału przewodu na dwa przewody pochodne oraz zwężenia nowo powstałych końcówek).

Wnioski

Dzięki przedstawionym wybranym narzędziom systemu 3D MCAD UGS Solid Edge V15, służącym do zautomatyzowania oraz udoskonalenia czynności wielokrotnie powtarzanych podczas procesu konstruowania 3D instalacji pneumatycznych, zastosowanie biblioteki wielokrotnie skraca czas trwania pracy Użytkownika. Wykorzystując przedstawione metody stosowania nowoczesnych narzędzi modelowania złożonych trajektorii przewodów pneumatycznych, Użytkownik jest w stanie wykonać swą pracę znacznie wydajniej niż w systemach 2D. Jednym z ważniejszych czynników zwiększających wydajność i ergonomię pracy Użytkownika jest wyjątkowa wizualność pracy w systemie UGS Solid Edge V15, zwiększająca intuicyjność sposobu myślenia konstruktora. Przedstawiony system 3D MCAD oraz dostępne w nim narzędzia stają się w tej chwili obowiązującym standardem w nowoczesnych firmach w Polsce (np. WZL nr 2 w Bydgoszczy) i w świecie.

Literatura

- [1] Kazimierz G.: *Solid Edge 8/9*. Helion, Gliwice 2001.
- [2] Biblioteka normaliów pneumatycznych – NORGREN 2004.

Masa efektywna jako parametr obiektu podlegającego hamowaniu

dr inż. Włodzisław Kościelny

Politechnika Warszawska, Wydział Mechatroniki,

e-mail: wjk@mchtr.pw.edu.pl

W artykule zdefiniowano pojęcie masy efektywnej obiektów podlegających wyhamowywaniu, ze szczególnym uwzględnieniem obiektów wprawianych w ruch przez napędy pneumatyczne. Zestawiono praktyczne wzory do wyznaczania masy efektywnej dla najczęściej występujących w praktyce obiektów ruchomych.

Wprowadzenie

W urządzeniach automatyzacji i robotyzacji dyskretnych procesów produkcyjnych występuje wiele elementów i zespołów wprawianych w ruch (szczególnie często przez siłowniki pneumatyczne) i następnie zatrzymywanych przez różnego rodzaju amortyzatory. Zatrzymanie (wyhamowanie) obiektu związane jest z przejściem przez amortyzator energii tego obiektu. Zatem istotnym zagadnieniem jest dobór do wyhamowywanego obiektu amortyzatora, odpowiedniego pod względem ilości pochłanianej energii. Wyznaczenie ilości energii, którą winien przejmować amortyzator w procesie wyhamowywania danego obiektu, jest często sprawą trudną. Dla ułatwienia tego zadania wprowadza się pojęcie masy efektywnej. Niżej przedstawiono metodykę wyznaczania masy efektywnej dla szeregu typowych obiektów podlegających wyhamowywaniu i sposób wyznaczania energii, jaką winien przejąć amortyzator w procesie wyhamowywania danego obiektu.

Masa efektywna

Wyhamowywany obiekt od chwili zetknięcia się z tłoczyskiem amortyzatora, oddziałując nań siłą równoważącą siłę hamującą, wykonuje nad amortyzatorem pracę kosztem swojej energii.

W przypadku kiedy na wyhamowywany obiekt nie działają podczas hamowania siły (momenty) napędzające – obiekt typu masa swobodna – praca ta, po osiągnięciu prędkości zerowej, jest równoważna początkowej energii kinetycznej E_k obiektu. Dla ruchu liniowego

$$E_k = 0,5 \cdot m \cdot v_0^2 \quad (1)$$

gdzie:

m – masa wyhamowywanego obiektu,

v_0 – prędkość obiektu na początku hamowania (prędkość uderzenia obiektu w ruchomy element amortyzatora).

Natomiast w przypadku, kiedy podczas hamowania na obiekt oddziałują siły (momenty) napędzające, amortyzator musi przejąć nie tylko energię kinetyczną ruchomego obiektu, lecz także energię E_p równą pracy, jaką wykonają siły (momenty) napędzające na drodze hamowania. Uwzględnienie składnika E_p przy doborze amortyzatora jest konieczne, ponieważ wartość energii E_p może często być większa niż energii kinetycznej E_k danego obiektu.

W przypadku obiektu o ruchu prostoliniowym

$$E_p = \int_0^x F(x) \cdot dx \quad (2)$$

gdzie:

x – bieżąca wartość drogi w procesie hamowania,

xh – długość drogi hamowania; przy właściwym doborze amortyzatora i jego nastaw długość drogi hamowania winna być równa skokowi s amortyzatora,

F – siła napędzająca wyhamowywany obiekt.

Należy zaznaczyć, że jako siłę napędzającą należy traktować nie całą siłę oddziaływania napędu na ruchomy obiekt, lecz tylko tę jej część, która nie jest zrównoważona siłami tarcia lub innymi oporami działającymi na ruchomy obiekt, a więc tę część, którą zrównoważyć musi amortyzator. W przypadku obiektu napędzanego przez siłownik pneumatyczny i braku oporów ruchu działających na obiekt siłą napędzającą jest siła czynna siłownika.

Dla obiektów innych niż masa swobodna wprowadza się pojęcie masy efektywnej m_e . Masa efektywna w odniesieniu do danego obiektu jest to taka hipotetyczna masa swobodna, która uderzając

w tłoczysko amortyzatora z taką samą prędkością v_0 jak dany obiekt, przekazałaby mu taką samą ilość energii. Zatem

$$0,5 \cdot m_e \cdot v_0^2 = E_k + E_p \quad (3)$$

skąd

$$m_e = \frac{2(E_k + E_p)}{v_0^2} \quad (4)$$

Parametr, jakim jest masa efektywna danego obiektu, upraszcza metodykę wyznaczania ilości energii E , jaką w procesie hamowania winien przejąć amortyzator

$$E = E_k + E_p = 0,5 \cdot m_e \cdot v_0^2 \quad (5)$$

Masa efektywna obiektów napędzanych pneumatycznie

Zwykle hamowanie obiektu wprawianego w ruch przez siłownik pneumatyczny rozpoczyna się w fazie ruchu ze stałą prędkością – wtedy siła czynna siłownika ma wartość zero. W trakcie hamowania siła czynna wzrasta. Maksymalną wartość siły czynnej siłownika wyznacza się ze wzoru

$$F_{\max} = A \cdot p_z \cdot \eta \quad (6)$$

gdzie:

A – powierzchnia czynna tłoka w komorze napełnianej,

p_z – ciśnienie zasilania,

η – współczynnik sprawności siłownika uwzględniający straty na tarcie.

Zwykle w końcowym momencie hamowania siła czynna siłownika pneumatycznego nie osiąga wartości maksymalnej. Ponadto, sposób narastania siły czynnej zależy od przebiegu procesu hamowania, a więc od właściwości zastosowanego amortyzatora. Przykładowo na rys. 1 pokazano wyniki symulacji procesu hamowania obiektu o masie 51,8 kg (łącznie z masą ruchomych części siłownika) wprawianego w ruch przez siłownik o średnicy tłoka 63 mm i ciśnieniu zasilania 1 MPa. Hamowanie odbywa się ruchem jednostajnie opóźnionym na drodze 25 mm. Przytoczone wyniki uzyskano na podstawie modelu matematycznego napędu pneumatycznego, przedstawionego w pracy [2].

Na rys. 1 pokazano zależności przedstawiające zmiany:

- prędkości ruchu tłoka w funkcji czasu; widoczne liniowe malenie prędkości w czasie hamowania; dla chwili odpowiadającej położeniu kursora (początek hamowania) nad wykresem podane są wartości czasu i prędkości ($y = v_0 = 0,7002$ m/s),
- ciśnienia w komorach siłownika w funkcji czasu; narastająca różnica ciśnień w fazie hamowania powoduje wzrost siły czynnej siłownika; w końcowym momencie hamowania ciśnienie w komorze napełnianej nie osiągnęło wartości ciśnienia zasilania, a więc siła czynna nie osiągnęła wartości maksymalnej,
- siły czynnej siłownika w funkcji czasu hamowania,
- energii przejętej przez amortyzator w funkcji drogi hamowania; końcowa wartość przejętej energii $E_k + E_p = 27,4$ J.

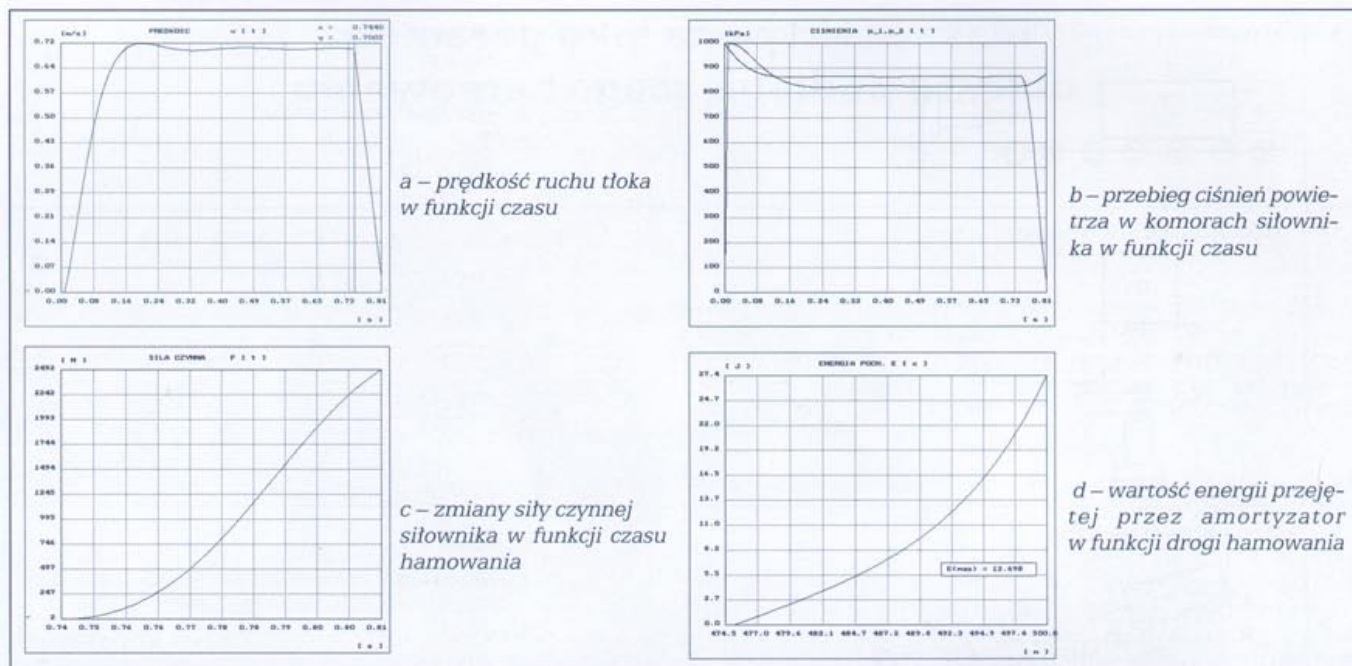
W przypadku procesu hamowania odpowiadającego rys. 1, zgodnie ze wzorem (1), wartość energii kinetycznej wyhamowanego zespołu wynosi $E_k = 12,698$ J. Zatem $E_p \approx 14,7$ J.

Dla oszacowania wartości energii E_p , przyjmując stałą wartość siły czynnej równą połowie wartości maksymalnej, czyli

$$E_p = 0,5 \cdot s \cdot F_{\max} = 0,5 \cdot s \cdot A \cdot p_z \cdot \eta \quad (7)$$

otrzymuje się zwykle zawyżoną wartość tej energii.

Przy założeniu wartości $\eta = 0,8$, dla przykładowych parametrów napędu, ze wzoru (7) uzyskuje się $E_p \approx 31$ J. Oczywiście oszacowanie nadmiarowe ilości przejmowanej przez amortyzator energii jest korzystne ze względów bezpieczeństwa. Można więc przyjąć dla obiektu wprawianego w ruch przez siłownik pneumatyczny, że:



Rys. 1 Przykładowe wyniki symulacji procesu hamowania siłownikowego napędu pneumatycznego

$$m_e = m + \frac{s \cdot F_{\max}}{v_0^2} \quad (8)$$

gdzie:

m – masa części ruchomych,

s – skok amortyzatora,

$F_{\max}$ – maksymalna wartość siły czynnej siłownika,

v_0 – prędkość uderzenia.

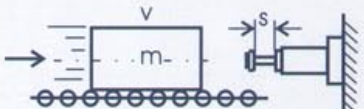
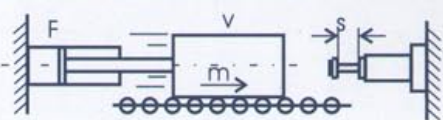
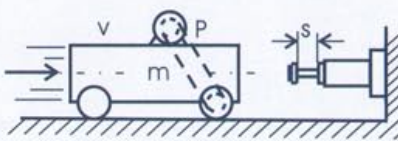
Typowe modele dynamiki obiektów podlegających wyhamowywaniu

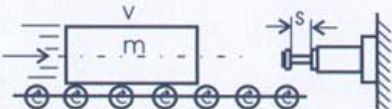
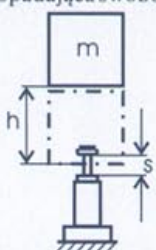
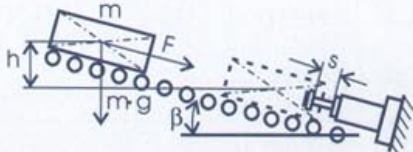
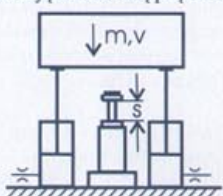
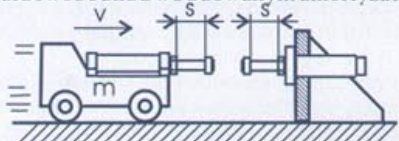
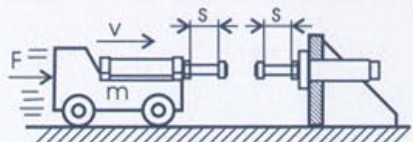
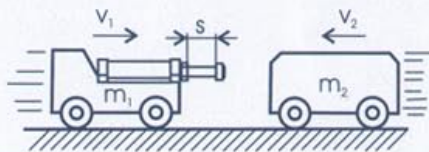
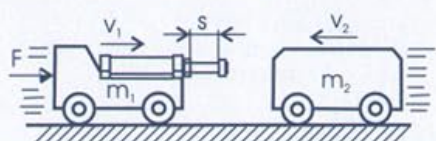
Oprócz zespołów wprawianych w ruch przez napędy pneumatyczne, związanych z napędem w trakcie hamowania, w wielu urządzeniach zachodzi potrzeba wyhamowywania zespołów, które są przesuwane, podnoszone, wychylane, rozpędzane przez napędy pneumatyczne lub inne i następnie poruszają się samodzielnie. Właściwości dynamiczne rzeczywistych obiektów podlegających

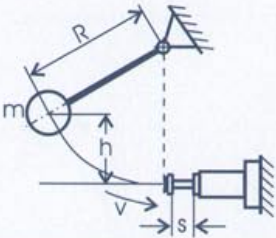
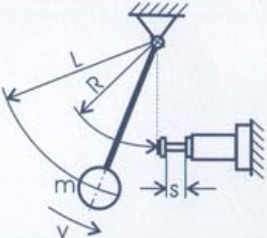
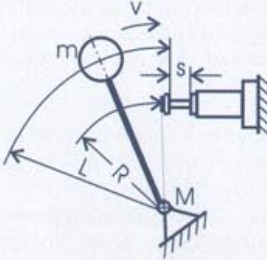
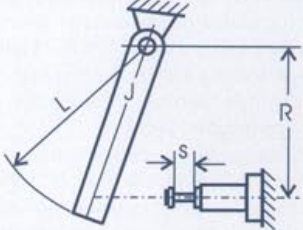
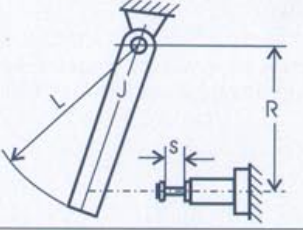
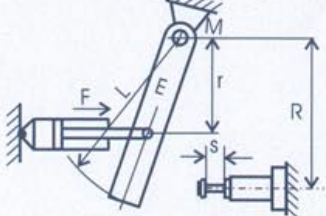
wyhamowywaniu w większości praktycznych przypadków można przybliżyć do właściwości jednego z modeli zestawionych w tabeli 1. W tabeli podano także wzory umożliwiające wyznaczenie masy efektywnej poszczególnych obiektów podlegających wyhamowywaniu.

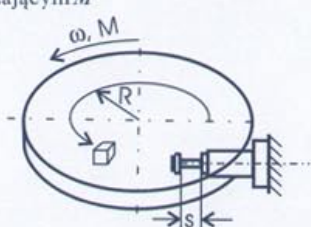
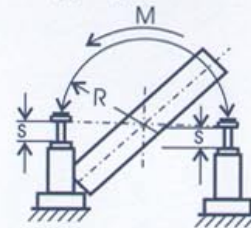
Elementarnym, a przy tym szczególnie ważnym modelem wyhamowywanego obiektu jest swobodna masa m , zbliżająca się do tłoczyska amortyzatora wzdłuż jego osi z prędkością v_0 , na którą to masę podczas hamowania działa tylko siła hamująca amortyzatora – model 1 w tabeli 1. Model ten odpowiada wielu obiektom rzeczywistym, dla których można założyć, że ich masa jest skupiona w środku ciężkości i na które podczas hamowania, oprócz siły hamującej, oddziałują tylko siły się równoważące.

Inne modele wymienione w tabeli 1 odpowiadają przypadkom, w których na obiekty o ruchu liniowym podczas hamowania oddziałują dodatkowe siły, oraz różnym obiektom o ruchu obrotowym.

Lp.	Model wyhamowywanego obiektu	Parametry modelu
1	Masa m bez siły napędzającej (masa swobodna)  s – skok amortyzatora (droga hamowania)	$E_t = 0,5 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = 0$ $m_e = m$
2	Masa ze stałą siłą napędzającą F 	$E_t = 0,5 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = F \cdot s$ $v_0 = v$ $m_e = \frac{2(E_t + E_p)}{v^2}$
3	Masa z napędem silnikowym 	$E_t = 0,5 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = \frac{1000 \cdot P \cdot \zeta \cdot s}{v}$ (wg [1]) P – moc silnika [kW] ζ – współczynnik wyhamowania silnika; $1 < \zeta < 3$, najczęściej $\zeta = 2,5$ $v_0 = v$ $m_e = \frac{2 \cdot (E_t + E_p)}{v^2}$

4	Masa na napędzanych rolkach 	$E_i = 0,5 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = m \cdot \mu \cdot g \cdot s$ $\mu - \text{współczynnik tarcia}$ $g - \text{przyspieszenie ziemskie}$ $v_0 = v$ $m_r = \frac{2(E_i + E_p)}{v^2}$
5	Masa opadająca swobodnie 	$E_i = m \cdot g \cdot h$ $E_p = m \cdot g \cdot s$ $v_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ $m_r = \frac{2(E_i + E_p)}{v_0^2}$
6	Masa na równi pochyłej 	$E_i = m \cdot g \cdot h$ $E_p = m \cdot g \cdot s \cdot \sin \beta$ $v_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ $m_r = \frac{2(E_i + E_p)}{v_0^2}$
7	Masa opadająca ze stałą prędkością v 	$E_i = 0,5 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = m \cdot g \cdot s$ $v_0 = v$ $m_r = \frac{2(E_i + E_p)}{v^2}$
8	Masa swobodna z wbudowanym amortyzatorem 	$E_i = 0,25 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = 0$ $v_0 = \frac{v}{2}$ $m_r = 2 \cdot m$
9	Masa z amortyzatorem i z siłą napędzającą F 	$E_i = 0,25 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = F \cdot s$ $v_0 = \frac{v}{2}$ $m_r = \frac{2(E_i + E_p)}{v_0^2}$
10	Masa swobodna m ₁ z amortyzatorem uderza w drugą masę swobodną m ₂ 	$v_0 = v_1 + v_2$ $m_r = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$
11	Masa m ₁ z amortyzatorem i z siłą napędzającą F uderza w masę swobodną m ₂ 	$v_0 = v_1 + v_2$ $m_r = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} + \frac{2 \cdot F \cdot s}{(v_1 + v_2)^2}$

12	Wahadło swobodne z masą skupioną m uderzającą w amortyzator 	$E_k = m \cdot g \cdot h$ $E_p = 0$ $v_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ $m_r = \frac{2(E_k + E_p)}{v_0^2}$
13	Wahadło swobodne z masą skupioną m oddziałującą na amortyzator poprzez przekładnię 	$E_k = m \cdot g \cdot h$ $E_p = 0$ $v_0 = v \cdot \frac{R}{L}$ $m_r = \frac{2E_k}{v_0^2}$
14	Wahadło z masą skupioną m i momentem napędzającym M 	$E_k = 0,5 \cdot m \cdot v^2$ $E_p = \frac{M \cdot s}{R}, \quad M - \text{moment napędowy}$ $v_0 = v \cdot \frac{R}{L}$ $m_r = \frac{2(E_k + E_p)}{v_0^2}$
15	Wahadło swobodne o momencie bezwładności J 	$E_k = 0,5 \cdot J \cdot \omega^2$ ω – początkowa kątowna prędkość hamowania $E_p = 0$ $v_0 = \omega \cdot R$ $m_r = \frac{2E_k}{v_0^2}$
16	Wahadło o momencie bezwładności J z momentem napędzającym M 	$E_k = 0,5 \cdot J \cdot \omega^2$ ω – początkowa kątowna prędkość hamowania $E_p = \frac{M \cdot s}{R}$ $v_0 = \omega \cdot R$ $m_r = \frac{2(E_k + E_p)}{v_0^2}$
17	Wahadło o momencie bezwładności J z siłą napędzającą F 	$E_k = 0,5 \cdot J \cdot \omega^2$ ω – początkowa kątowna prędkość hamowania $E_p = \frac{F \cdot r \cdot s}{R}$ $v_0 = \omega \cdot R$ $m_r = \frac{2(E_k + E_p)}{v_0^2}$

18	Stół obrotowy o momencie bezwładności J ustawiony w płaszczyźnie poziomej lub pionowej z momentem napędzającym M 	$E_p = 0,5 \cdot J \cdot \omega^2$ ω – początkowa kątowna prędkość hamowania $E_p = \frac{M \cdot s}{R}$ $v_0 = \omega \cdot R$ $m_e = \frac{2(E_p + E_s)}{v_0^2}$
19	Masa zamocowana obrotowo o momencie bezwładności J z momentem napędzającym M 	$E_p = 0,5 \cdot J \cdot \omega^2$ ω – początkowa kątowna prędkość hamowania $E_p = \frac{M \cdot s}{R}$ $v_0 = \omega \cdot R$ $m_e = \frac{2(E_p + E_s)}{v_0^2}$

Tablica 1

Podane w tablicy 1 wzory odnoszące się do modeli 8–11 wymagają objaśnienia.

W przypadku modeli 8 i 9 założono, że zostały użyte pary jednakowych amortyzatorów, zatem podczas hamowania wytracana przez ruchomy obiekt energia rozkłada się po połowie na dwa amortyzatory. Podobnie jest z prędkością uderzenia – wskutek cofania się tłoczyska amortyzatora związanego z masą prędkość tłoczyska amortyzatora prawego jest połową prędkości hamowanego obiektu.

W przypadku modelu 10 należy ustalić, jaką energię przejmuje amortyzator.

W chwili, w której tłoczek amortyzatora zostanie całkowicie wciśnięte, obydwa zderzające się obiekty będą poruszać się z tą samą prędkością v . Na podstawie zasady zachowania pędu można zapisać

$$m_1 \cdot v_1 - m_2 \cdot v_2 = (m_1 + m_2) \cdot v$$

skąd

$$v = \frac{m_1 \cdot v_1 - m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2}$$

Przejęta przez amortyzator energia E_s to różnica między sumą początkowych energii kinetycznych obu obiektów i energią kinetyczną obiektów złączonych.

$$E_s = 0,5 \cdot m_1 \cdot v_1^2 + 0,5 \cdot m_2 \cdot v_2^2 - 0,5 \cdot (m_1 + m_2) \cdot v^2 = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot (v_1 + v_2)^2}{2 \cdot (m_1 + m_2)}$$

stąd

$$m_e = \frac{2 \cdot E_s}{v_0^2} = \frac{2 \cdot E_s}{(v_1 + v_2)^2} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

Podsumowanie

Analizując przytoczone w tablicy 1 modele, można stwierdzić, że pomimo różnorodnej formy fizycznej należą one do jednej z zaledwie dwóch grup:

- obiektów o charakterze masy swobodnej – modele 1, 8, 10, 12, 13 i 15,
- obiektów, na które podczas hamowania oddziałuje stała siła (moment) napędzająca – wszystkie pozostałe modele.

Właściwości dynamiczne pierwszej grupy modeli jednoznacznie określają wartość masy efektywnej i prędkość początkową hamowania. Dla obiektów z siłą lub momentem napędzającym charakterystyka właściwości dynamicznych przez określenie wartości prędkości początkowej i masy efektywnej jest jednoznaczna tylko w przypadku stałej wartości napędzającej siły lub momentu,

co zakłada się w tablicy 1. W przypadku rzeczywistych obiektów podlegających wyhamowywaniu mogą wystąpić w mniejszym lub większym stopniu odstępstwa od tego założenia. Szczególnie dotyczy to wyhamowywania napędów pneumatycznych [2, 3, 6, 7].

Literatura

- [1] Industrie-Stossdämpfer. Katalog firmy ACE.
- [2] Kościelny W.: Hamowanie silowników pneumatycznych. XIV Krajowa Konferencja PNEUMA 2004.
- [3] Kościelny W. i inni: Metodyka efektywnego kształtowania absorpcji energii w urządzeniach automatyzacji z napędem pneumatycznym. Raport KBN nr 8S505 003 07, Warszawa 1994–96.
- [4] Kościelny W., Woźniak C.: Poszukiwanie algorytmu działania hydraulicznych pochłaniaczy energii do napędów pneumatycznych. Maszyny Górnicze, nr 6/68 – 1997.
- [5] Kościelny W.: Projektierung von hydraulischen Stossdämpfern. Drittes Deutsch-Polnisches Seminar „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik. September 1999.
- [6] Kościelny W.: Hydraulické tlmiče nárazov pre objekty s hnacou silou. Hydraulika a Pneumatika, 1/1999.
- [7] Niegoda J., Barski J.: Zastosowanie amortyzatorów hydraulicznych w napędach pneumatycznych. VII Seminarium Napędy i Sterowanie 2001, Gdańsk 2001/1999.
- [8] Stossdämpfer und Ölbremesen. Katalog firmy ENIDINE
- [9] Will R., Kirst R.: Industrie Stossdämpfer. Ölhydraulik und Pneumatik Nr 1/1991.

Pracę wykonano częściowo w ramach projektu badawczego nr 4 T11A 027 22, finansowanego przez Komitet Badań Naukowych w latach 2002–2004

Modelowanie pneumatycznych układów napędowych z zaworem przełącznikowym

dr inż. Zbigniew Sławomir Kulesza

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny

e-mail: kuleszbi@pb.bialystok.pl

W artykule opisano działanie i zastosowanie zaworu przełącznikowego w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów. Opracowano uproszczony model matematyczny zaworu przełącznikowego oraz jego implementację komputerową w postaci bloku symulacyjnego w opracowywanym oprogramowaniu SimObjs. Oprogramowanie to służyć będzie do prowadzenia obliczeń symulacyjnych wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych. Przedstawiono modele matematyczne dwóch typowych obwodów hamulcowych wyposażonych w zawór przełącznikowy. Modele te zapisano w postaci modeli numerycznych. W niedalekiej przyszłości przeprowadzone zostaną badania eksperymentalne oraz symulacyjne przedstawionych układów.

Wstęp

Pneumatyczne układy hamulcowe współczesnych pojazdów samochodowych i przyczep są coraz bardziej złożone. Prawidłowe działanie hamulców wymaga, oprócz możliwości sterowania przez kierującego, także odpowiedniego czasu zadziałania układu hamulcowego. Konieczność przyspieszenia sygnałów ciśnienia decydujących o przebiegu procesu hamowania wymaga wprowadzenia do układów zaworów przełącznikowych, przyspieszających proces napowietrzania i odpowietrzania siłowników.

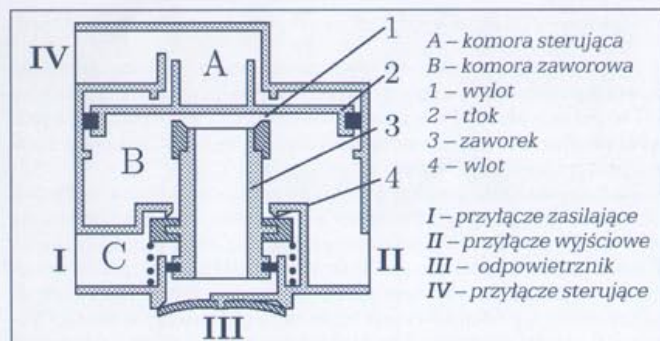
Badaniu zjawisk dynamicznych zachodzących w elementach pneumatycznych układów hamulcowych pojazdów, ze szczególnym uwzględnieniem zaworów przełącznikowych, poświęcona była praca [7]. Przedstawiono w niej model matematyczny obwodu napędowego z zaworem przełącznikowym oraz wyniki badań eksperymentalnych i komputerowych.

W niniejszym artykule przedstawiono własny uproszczony model zaworu przełącznikowego oraz modele dwóch typowych obwodów hamulcowych wyposażonych w ten zawór. W modelach tych uwzględniono pojemność wewnętrzną przewodu sterującego oraz wykorzystano hiperboliczną funkcję natężenia przepływu, zaproponowaną w pracy [5]. Jednym z wyników pracy doktorskiej [3] jest program komputerowy o nazwie SimObjs, umożliwiający modelowanie zjawisk dynamicznych w wieloobwodowych pneumatycznych układach napędowych. Model zaworu przełącznikowego zaprezentowany w niniejszym artykule zostanie wykorzystany jako element składowy tego programu.

Przedmiot badania

Na rys. 1 przedstawiono schemat budowy zaworu przełącznikowego [1, 2].

Zawór działa następująco [4]. Podczas uruchamiania układu hamulcowego A, powódne powietrze ciśnienia przesyła przylącze IV do komory A, powodując natężenie przepływu. Wskutek tego tłok 2, a wraz z nim zaworek 3 przesuwa się do dołu. Wylot 1 zostaje



Rys. 1 Schemat budowy zaworu przełącznikowego

zamknięty, natomiast wlot 4 otwarty. Z przylącza zasilającego I powietrze przepływa przez komorę B do przylącza II, a dalej do siłowników hamulcowych. Zależnie od odmiany zaworu ciśnienie w komorze B jest równe lub nieco wyższe od ciśnienia w A. Wzrastające ciśnienie w komorze B napiera na dolną stronę tłoka 2. Jeśli to ciśnienie jest większe niż ciśnienie panujące w komorze A (a więc przy przylączu sterującym IV), to tłok 2 przesunie się ku górze. Wlot 4 zostanie zamknięty. W położeniu równowagi sił od ciśnienia w komorach A i B oba przeloty 1 i 4 są zamknięte.

Jeśli nastąpi częściowe obniżenie ciśnienia w przewodzie sterującym, tłok 2 ponownie przemieści się do góry, otwierając przy tym wylot 1. Nadwyżka ciśnienia z przylącza II zostanie zredukowana przez odprowadzenie części powietrza odpowietrznikiem III. Przy zmniejszeniu ciśnienia sterującego w przylączu IV ciśnienie panujące w komorze B przesunie tłok 2 w jego górne położenie. Wylot 1 zostanie otwarty. Siłowniki hamulcowe połączone z przylączem 2 zostaną odpowietrzone przez odpowietrznik III.

Ze względu na to, że do uruchomienia zaworu jest potrzebny niewielki wydatek powietrza (napęlnianie komory A nad tłokiem 2), przewód do przylącza IV jest dłuższy i o mniejszym przekroju niż przewody do przepływu zasadniczego, tzn. do przylącza I i II, przy czym czas zadziałania zaworu jest bardzo krótki. Przez umieszczenie zaworu w bezpośredniej bliskości siłowników hamulcowych i zbiornika powietrza, pomimo sterowania go zaworem hamulcowym położonym w znacznej odległości, są zapewnione minimalne czasy zadziałania układu hamulcowego.

Produkowane zawory przełącznikowe zwykle wyposażone są w dwa przylącza wyjściowe II.

Model matematyczny

Na rys. 2a przedstawiono model fizyczny zaworu przełącznikowego z jednym przylączem wyjściowym. Tworzy go układ kilku połączonych komór oraz oporów pneumatycznych. Komora o objętości V_1 odpowiada komorze C na przylączu zasilającym I, komora o objętości V_2 – komorze zaworowej B na przylączu wyjściowym II, a komora o objętości V_4 – komorze A na przylączu sterującym IV zaworu przełącznikowego (rys. 1 i 2a). Komory V_1 i V_2 połączone są ze sobą za pomocą oporu o zmiennym przekroju efektywnym f_e^d . Opór ten odpowiada zmiennemu oporowi wlotu 4 pomiędzy zaworkiem 3 a korpusem zaworu przełącznikowego (rys. 1). Dodatkowo komora V_2 połączona jest poprzez opór o zmiennym przekroju efektywnym f_e^s z atmosferą. Opór f_e^s odpowiada zmiennemu oporowi wylotu 1 pomiędzy tłokiem 2 a zaworkiem 3 (rys. 1). Przekroje efektywne oporów f_e^d i f_e^s zmieniają się w sposób zależny od przemieszczenia s tłoka sterującego T , co jest zaznaczone za pomocą linii przerywanej biegnącej od tłoka T do tych oporów.

W granicach dopuszczalnych przemieszczeń $0 \leq s \leq s_{max}$ na tłok T działają następujące siły:

- od góry: siła pochodząca od ciśnienia sterującego p_4 ,
- od dołu: siła pochodząca od ciśnienia wyjściowego p_2 (doprowadzanego z komory V_2) i siła sprężystości sprężyny o sztywności c .

Siła pochodząca od sprężyny odpowiada sile działającej na tłok 2 od sprężyny podpierającej zaworek 3 (rys. 1). W odróżnieniu od pracy [7] założono, że przemieszczenia s tłoka T są na tyle małe, że zmiany objętości komór V_2 i V_4 są pomijalne, tzn. $V_2 = \text{const}$ i $V_4 = \text{const}$ oraz pominięto siły oporów działających na tłok a także bezwładność tłoka, tzn. przyjęto, że jego masa $m=0$ (por. [6]). Można tak przyjąć, gdyż w produkowanych zaworach przemieszczenie maksymalne s_{max} tłoka wynosi ok. 3,5 mm, a jego masa m ok. 0,05 kg [7].

Warunek równowagi sił działających na tłok T może zostać zapisany następująco:

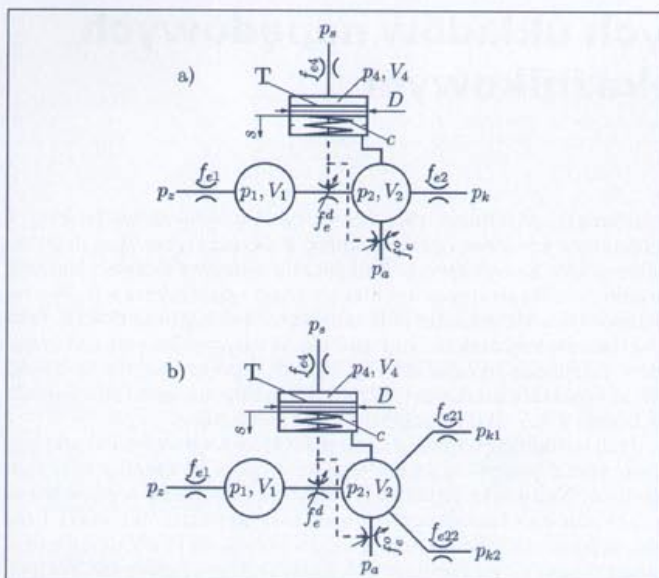
$$(p_4 - p_2) \frac{\pi D^2}{4} = cs \quad (1)$$

gdzie:

D – średnica tłoka, m,

c – sztywność sprężyny podpierającej, N/m,

s – przemieszczenie tłoka, m.



Rys. 2 Model fizyczny zaworu przekątnikowego: a) z jednym przyłączem wyjściowym, b) z dwoma przyłączami wyjściowymi

Stąd przemieszczenie tłoka s może zostać wyrażone następująco:

$$s = \frac{(p_1 - p_2) \pi D^2}{4c} \quad (2)$$

Przyjęto, że w granicach dopuszczalnych przemieszczeń $0 < s < s_{\max}$ przekrój efektywny f_e^d zmienia się proporcjonalnie do przemieszczenia s tłoka, tzn. że:

$$f_e^d = \begin{cases} 0 & \text{dla } s \leq 0 \\ f_{e\max}^d \frac{s}{s_{\max}} & \text{dla } 0 < s < s_{\max} \\ f_{e\max}^d & \text{dla } s \geq s_{\max} \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

$s_{\max}$ – maksymalne przemieszczenie tłoka T , m,
 $f_{e\max}^d$ – maksymalny przekrój efektywny oporu łączącego komorę V_1 z komorą V_2 , m^2 .

Przyjęto, że przekrój efektywny f_e^a zmienia się w sposób skokowy, w zależności od wartości ciśnienia p_2 i p_4 , tzn.:

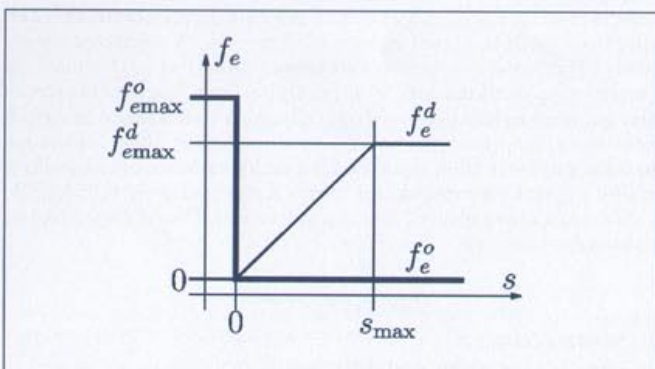
$$f_e^a = \begin{cases} f_{e\max}^a & \text{dla } p_2 > p_4 \\ 0 & \text{dla } p_2 \leq p_4 \end{cases} \quad (4)$$

gdzie:

$f_{e\max}^a$ – maksymalny przekrój efektywny oporu łączącego komorę V_2 z atmosferą, m^2 .

Zauważmy, że warunkowi $p_2 > p_4$ na podstawie wzoru (2) odpowiada $s < 0$, a warunkowi $p_2 \leq p_4$ odpowiada $s \geq 0$.

Na podstawie powyższych rozważań na rys. 3 przedstawiono przebiegi zmian przekrojów efektywnych f_e^d i f_e^a w zależności od przemieszczenia tłoka s .



Rys. 3 Przebiegi zmian przekrojów efektywnych f_e^d i f_e^a

Ponadto do modelowania przyjęto założenia identyczne jak w pracy [3], z których najważniejsze to:

1. Sprężone powietrze traktowane jest jako gaz doskonały.
2. Pomijana jest wymiana ciepła z otoczeniem przez ścianki elementów.
3. Wpływ zmian temperatury na ciśnienia panujące w poszczególnych komorach jest pomijalny.
4. Połączenia poszczególnych elementów pneumatycznych są doskonale szczelne.
5. Poszczególne elementy pneumatyczne są nieodkształcalne.
6. Strumień sprężonego powietrza przez opór miejscowy opisywany jest za pomocą funkcji Mietluka-Awtuszko [5].

Po przyjęciu takich założeń, na podstawie pracy [3], model rozpatrywanego zaworu (rys. 2a) może zostać zapisany za pomocą następującego układu równań różniczkowych:

komora V_1 :

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_1} g(p_1, p_a) + \frac{\alpha^d}{V_1} g(p_1, p_2) \quad (5)$$

komora V_2 :

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\alpha^d}{V_2} g(p_2, p_1) + \frac{\alpha^a}{V_2} g(p_2, p_a) + \frac{\alpha_2}{V_2} g(p_2, p_4) \quad (6)$$

komora V_4 :

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{\alpha_4}{V_4} g(p_4, p_1) \quad (7)$$

W powyższych wzorach $g(p, p_j)$ oznacza zmodyfikowaną funkcję natężenia przepływu [3], która dla funkcji Mietluka-Awtuszko ma postać:

$$g(p, p_j) = \begin{cases} p_j \frac{p_j - p}{1,13 p_j - p} & \text{dla } p_j > p \\ -p \frac{p - p_j}{1,13 p - p_j} & \text{dla } p_j < p \end{cases} \quad (8)$$

Ponadto przyjęto następujące oznaczenia:

$$\alpha^d = 0,654 f_e^d \sqrt{RT\kappa^3}$$

$$\alpha^a = 0,654 f_e^a \sqrt{RT\kappa^3}$$

$$\alpha_i = 0,654 f_{ei} \sqrt{RT\kappa^3} \quad i=1,2,4$$

f_e^d, f_e^a – zmienne efektywne pola przekroju poprzecznego kanałów wlotowego i wylotowego, m^2 ,

$f_{ei} = \mu_i f_i$ – efektywne pole przekroju poprzecznego kanału ($i=1,2,4$), m^2 ,
 μ_i – współczynnik wydatku kanału, $i=1,2,4$,

f_i – pole przekroju poprzecznego kanału ($i=1,2,4$), m^2 ,

p_1, p_2, p_4 – ciśnienie bezwzględne w odpowiednich komorach układu, Pa,

V_1, V_2, V_4 – objętości odpowiednich komór układu, m^3 ,

p_a, p_k, p_i – ciśnienie bezwzględne zasilające, wyjściowe i sterujące, Pa,

$R = 287,14$ stała gazowa, $\frac{Nm}{kgK}$,

$T = 293$ – temperatura bezwzględna powietrza, K,

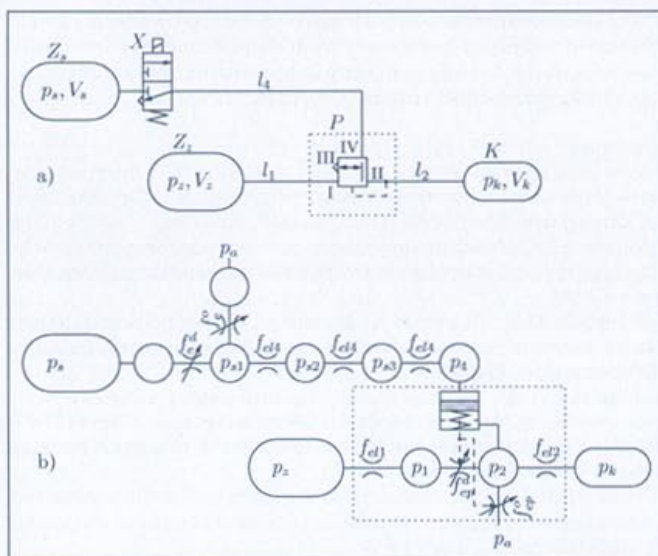
$\kappa = 1,4$ – wykładnik adiabaty.

W przypadku zaworu przekątnikowego z dwoma przyłączami wyjściowymi, przedstawionego na rys. 2b równanie (6) przyjmie postać:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\alpha^d}{V_2} g(p_2, p_1) + \frac{\alpha^a}{V_2} g(p_2, p_a) + \frac{\alpha_{21}}{V_2} g(p_2, p_{k1}) + \frac{\alpha_{22}}{V_2} g(p_2, p_{k2}) \quad (9)$$

Na podstawie powyższych równań zapisano modele numeryczne zaworu przekątnikowego w opracowanym programie SimObjs [3] w postaci obiektów o nazwach V1RelayValve (zawór z jednym przyłączem wyjściowym) i V1RelayValve2 (zawór z dwoma przyłączami wyjściowymi).

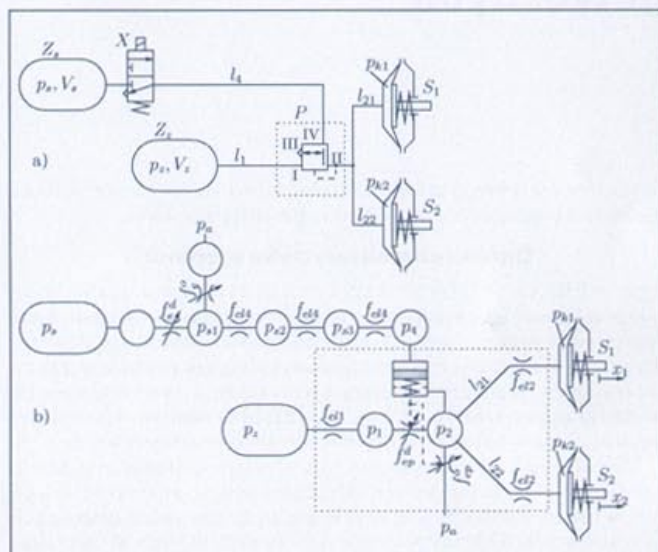
Badanie zaworu przekątnikowego przeprowadzono w dwóch obwodach napędowych. Pierwszy z tych obwodów, przedstawiony na rys. 4a, zbudowany jest następująco. Zawór przekątnikowy P zasilany jest sprężonym powietrzem ze zbiornika Z_s , podłączonego do wejścia I przewodem l_1 . Do jednego z wyjść II zaworu P , przewodem l_2 podłączony jest element wykonawczy w postaci komory K o stałej objętości. Drugie wyjście zaworu P jest zaślepione. Po przesterowaniu zaworu x sprężone powietrze ze zbiornika Z_s



Rys. 4 Obwód napędowy z zaworem przełącznikowym i z elementem wykonawczym o stałej objętości komory: a) schemat, b) model fizyczny

przepływa przewodem l_4 do przyłącza sterującego IV zaworu przełącznikowego P. Powoduje to zadziałanie zaworu P oraz przepływ sprężonego powietrza ze zbiornika Z_z do komory elementu wykonawczego K.

Na rys. 4b przedstawiono model fizyczny pierwszego z badanych obwodów.



Rys. 5 Obwód napędowy z zaworem przełącznikowym i z dwoma siłownikami membranowymi: a) schemat, b) model fizyczny

Drugi z badanych obwodów napędowych, przedstawiony na rys. 5a, zbudowany jest podobnie jak pierwszy, z tym że do przyłączy wyjściowych II zaworu przełącznikowego P podłączone są za pomocą dwóch jednakowych przewodów l_{21} i l_{22} dwa jednakowe siłowniki membranowe S_1 i S_2 .

Zgodnie z zaleceniami podanymi w pracy [3] przewód sterujący l_4 przedstawiono jako układ szeregowo połączonych komór i oporów o strukturze $n=3$ i $r=1$ (gdzie n oznacza liczbę segmentów, a r – typ modelu przewodu). Przewody l_1 i l_2 przedstawiono jako pneumatyczne opory miejscowe.

Do zbudowania modelu numerycznego obydwu obwodów wykorzystano oprogramowanie SimObjs [3]. Obok przedstawiono model numeryczny drugiego obvodu w postaci kodu źródłowego w języku Perl.

```
use strict;
use warnings;
use SimObjs;
local *ORGSTDOUT;
$SimConsts::tinf1=0;
```

```
open(ORGSTDOUT, ">&STDOUT");
```

```
my $zb1=V0Chamber->new("zb1", "Zbiornik 1",
    "0.08d0", "0.0d0", "tgas");
my $l1=VNPipe->new("l1", "Rura 1",
    3, 1, "5.0d0", "0.010d0", "0.2d0",
    "0.0d0", "tgas");
```

```
my $zb2=Chamber->new("zb2", "Zbiornik 2",
    "0.02d0", "0.0d0", "tgas");
```

```
my $l2=NPipe->new("l2", "Rura 2",
    0, 0, "1.0d0", "0.026d0", "0.05d0",
    "0.0d0", "tgas");
```

```
my $l3=NPipe->new("l3", "Rura 3",
    0, 0, "1.0d0", "0.026d0", "0.05d0",
    "0.0d0", "tgas");
```

```
my $l4=NPipe->new("l4", "Rura 4",
    0, 0, "1.0d0", "0.026d0", "0.05d0",
    "0.0d0", "tgas");
```

```
my $s1=Modcyl->new("s1", "Si³ownik 1",
    "0.145d0", "0.114d0",
    "0.02d0", "1.0d-5", "21429.4d0",
    "1.0d9", "1.0d5", "0.75d0", "0.0d0", "tgas");
```

```
my $s2=Modcyl->new("s2", "Si³ownik 2",
    "0.145d0", "0.114d0",
    "0.02d0", "1.0d-5", "21429.4d0",
    "1.0d9", "1.0d5", "0.75d0", "0.0d0", "tgas");
```

```
my $rel=V1RelayValve2->new("rel",
    "Zawór przełącznikowy 1",
    "1.08356d-4", "1.08356d-4", "1.08356d-4",
    "1.6d3", "0.08d0", "3.5d-3",
    "0.026d0", "0.05d0", "0.026d0", "0.05d0",
    "0.0d0", "tgas");
```

```
my $cst1=Const->new("cst1", "Obc.si³.", "0.0d0");
```

```
$zb1->setatol("atolp"); $zb2->setatol("atolp");
$s1->setatol("atolp"); $s2->setatol("atolp");
$l1->setatol("atolp"); $l2->setatol("atolp");
$l3->setatol("atolp"); $l4->setatol("atolp");
$rel->setatol("atolp");
```

```
$zb1->setxbeg("pstart"); $zb2->setxbeg("pstart");
$l1->setxbeg("pend"); $l2->setxbeg("pend");
$l3->setxbeg("pend"); $l4->setxbeg("pend");
$s1->setxbeg("pend", "xstart", "vstart");
$s2->setxbeg("pend", "xstart", "vstart");
$rel->setxbeg("pend");
```

```
$zb1->conn(0, $l1, 0); $rel->conn(0, $l1, 1);
$zb2->conn(0, $l2, 0); $rel->conn(1, $l2, 1);
$s1->conn(0, $l3, 1); $s1->conn(1, $cst1, 0);
$s2->conn(0, $l4, 1); $s2->conn(1, $cst1, 0);
$rel->conn(2, $l3, 0); $rel->conn(3, $l4, 0);
```

```
SimObj->SetSolver("f77");
SimObj->Isco();
SimObj->Seti();
```

```
open(STDOUT, ">", "modpar.f");
SimObj->PrintModPar();
close(STDOUT);
```

```
open(STDOUT, ">", "sim.f");
SimObj->PrintSim();
close(STDOUT);
open(STDOUT, ">&ORGSTDOUT");
```

Podsumowanie

Przedstawione modele numeryczne pozwalają prowadzić symulację zjawisk dynamicznych, zachodzących w omawianych układach. W szczególności chodzi tu o wyznaczenie przebiegu ciśnienia

w komorze elementu wykonawczego i siłowników membranowych oraz przebiegów przemieszczenia trzpieni siłowników po skokowym otwarciu zaworu przełącznikowego, co odpowiada sytuacji gwałtownego hamowania pojazdu. Symulacja komputerowa pozwoli ocenić skuteczność tego hamowania już na etapie projektowania układu. Ponadto można będzie przeprowadzić obliczenia pozwalające określić optymalne umiejscowienie zaworu przełącznikowego w wybranych obwodach napędowych oraz optymalne wartości parametrów geometrycznych tych obwodów. Chodzi tu zwłaszcza o wyznaczenie optymalnej długości i średnicy przewodów: sterującego, zasilającego i wyjściowego.

W opracowanym modelu zaworu przełącznikowego występuje szereg parametrów, których wartości nie są znane lub są trudne do wyznaczenia. Są to np.: objętości komór zasilającej V_1 , zaworowej V_2 i sterującej V_4 , przewodności efektywne f_e^d i f_e^s kanałów, sztywność sprężyny zaworu. W celu wyznaczenia, lub oszacowania ich wartości należy przeprowadzić badania eksperymentalne. Badania eksperymentalne pozwolą też ocenić jakość opracowanych modeli matematycznych. Chodzi tu zwłaszcza o porównanie obliczonych i eksperymentalnych przebiegów ciśnienia i przemieszczenia trzpieni. Po pomyślnej weryfikacji opracowanych modeli możliwe będzie rozszerzenie opracowywanego oprogramowania SimObjs o nowy, zweryfikowany doświadczalnie blok zaworu przełącznikowego.

W najbliższej przyszłości planowane jest przeprowadzenie badań eksperymentalnych i symulacyjnych dwóch omówionych obwodów napędowych o różnych wartościach parametrów geometrycznych (długość i średnica przewodów połączeniowych).

Literatura

- [1] Instalacja pneumatyczna Jelcz 415, 416, 416, 620. Instrukcja napraw. Wydawnictwa Przemysłu Maszynowego „Wema”, Warszawa 1988.
- [2] Katalog wyrobów POLMO Praszka. ARW „Fine Grain”, Kielce 1994.
- [3] Kulesza Z.S.: Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2003.
- [4] Łomako D.M., Stańczyk T. L., Grzyb J.: Pneumatyczne układy hamulcowe w pojazdach samochodowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2002.
- [5] Метлюк Н. Ф., Автушко В. П.: Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. Машиностроение, Москва 1980.
- [6] Ньюк Н.: Повышение быстродействия пневматических тормозных приводов. Канд. дисс. Минск 1983.
- [7] Opasiewicz W.: Charakterystyki dynamiczne wybranych elementów układu powietrznego uruchamiania hamulców. Rozprawa doktorska, Politechnika Łódzka, Łódź 1990.

ERCO.Net – system racjonalnego zarządzania gospodarką mediów energetycznych

dr inż. Andrzej Laskowski*, dr inż. Kazimierz Peszyński**

*NMG Sp. z o.o. Bydgoszcz, Dyrektor Pionu Technicznego
e-mail: alaskowski@nmg.pl

**ATR Bydgoszcz, Wydział Mechaniczny
e-mail: peszyn@atr.bydgoszcz.pl

W referacie przedstawiony został opis systemu monitorowania i zarządzania środowiskiem energetycznym w przedsiębiorstwie. Omówione zostały podstawowe moduły systemu, które umożliwiają konfigurację mediów, wielkości mierzonych, urządzeń pomiarowych, stref czasowych i taryf oraz przetwarzanie i akwizycję danych archiwalnych i ich prezentację w postaci różnego rodzaju raportów, wykresów i zestawień bilansowych, pozwalając w sposób ciągły w czasie rzeczywistym monitorować przyłącza i poszczególne punkty pomiarowe. Wyniki uzyskane w rezultacie wdrożenia systemu w firmach o różnym profilu działalności przedstawione są na kolejnych rysunkach.

Wstęp

System ERCO.Net – produkt firmy NMG Sp. z o.o. w Bydgoszczy jest nowoczesnym narzędziem umożliwiającym skuteczne i racjonalne zarządzanie środowiskiem energetycznym w celu zoptymalizowania kosztów wytworzenia, dostawy i zużycia mediów energetycznych, a więc energii elektrycznej, ciepła, wody, gazu ziemnego, sprężonego powietrza itp., które stanowią znaczącą pozycję w strukturze ogólnych kosztów przedsiębiorstwa.

Program – obsługujący system ERCO.Net i wykorzystujący bazę danych SQL – instalowany jest na serwerze pracującym pod kontrolą systemu Windows 2000/XP. System komunikuje się z urządzeniami pomiarowymi różnych mediów energetycznych za pomocą specjalnych programów komunikacyjnych, natomiast użytkownicy systemu mają dostęp do informacji na serwerze poprzez sieć komputerową. Odczyt danych z urządzeń pomiarowych w czasie rzeczywistym zapewnia funkcja tzw. podglądu on-line. System ERCO.Net umożliwia prowadzenie w sposób ciągły kontroli prawidłowości przebiegu procesów przemysłowych, pozwala zoptymalizować zużycie mediów energetycznych oraz zapewnia

uzyskanie rzetelnych informacji odnośnie do rzeczywistego stanu gospodarki energetycznej w danym przedsiębiorstwie.

Ogólna charakterystyka systemu

System ERCO.Net [2] stworzony został na bazie nowoczesnej techniki pomiarowej i informatycznej przy założeniu otwartości na zmiany sprzętowe i programowe. Wieloletnie doświadczenie w doborze urządzeń pomiarowych i teletransmisyjnych, jak również w zakresie instalacji, zasilania, montażu i wdrażania zaowocowało niezawodnym rozwiązaniem techniczno-informatycznym, spisującym się doskonale w bardzo trudnych warunkach przemysłowych.

Moduły analityczne systemu umożliwiają sporządzanie zestawień bilansowych, raportów rozliczeniowych, wyznaczanie wskaźników efektywnościowych, szybki wgląd do zestawień globalnych i częściowych. Odczyt w czasie rzeczywistym pozwala uzyskać informację odnośnie do wartości chwilowych i uśrednionych wielkości dynamicznych, np. temperatury, ciśnienia, wilgotności, objętościowego i masowego strumienia przepływu, mocy, prędkości itp.

System ERCO.Net realizując takie podstawowe funkcje, jak:

- akwizycja, gromadzenie i archiwizacja danych historycznych,
 - monitorowanie on-line wartości wielkości mierzonych bezpośrednio z urządzeń pomiarowych i/lub poprzez sterowniki PCD, zbieranie danych o przekroczonych limitach, awariach, zdarzeniach,
 - analiza danych, symulacje i prognozy, bilansowanie i rozliczanie zużycia mediów energetycznych,
- jest narzędziem bardzo przydatnym dla wytwórców i dostawców mediów technologicznych i energetycznych, służb marketingowych i zarządzających, którzy uzyskują narzędzie pozwalające podejmować szybkie i trafne decyzje, zmierzające do wzrostu sprzedaży oraz minimalizacji kosztów własnych.

Podstawowe moduły systemu

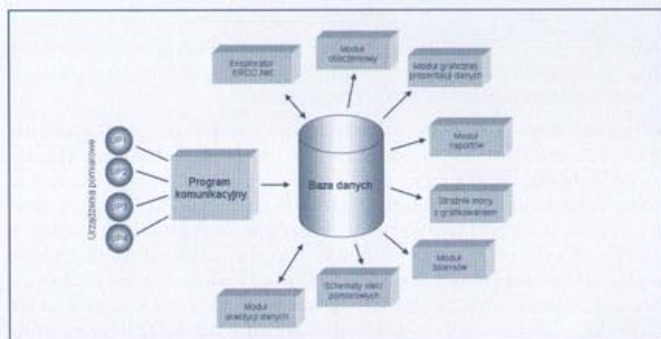
System ERCO.Net składa się z ośmiu podstawowych modułów programowych (rys. 1):

ERCO.base (Eksplorator ERCO.Net) – podstawowa aplikacja pracująca w środowisku Windows, w której definiuje się parametry

urządzeń, składniki taryf, strefy czasowe, struktury bilansowe i sieci pomiarowe oraz użytkowników systemu. Aplikacja ta umożliwia akwizycję danych pomiarowych. Może ona pracować w wersji jednostanowiskowej bądź wielostanowiskowej wersji sieciowej. Nie ma ograniczeń na liczbę oraz rodzaj obsługiwanych urządzeń pomiarowych. W zależności od licencji dostępna jest wersja na 25, 50, 75, 100 i więcej urządzeń lub bez ograniczeń.

ERCO.graph (*Graficzna prezentacja danych*) – aplikacja umożliwiająca prezentację danych w postaci wykresów. W jej ramach można sporządzić różnego rodzaju zestawienia graficzne dla jednej lub wielu serii danych, które można przemieszczać względem siebie, wykonywać pewne operacje matematyczne, np. sumowanie, odejmowanie, mnożenie, dzielenie, wyznaczać średnie profile zużycia lub zapotrzebowania, np. sprężonego powietrza, powiększać wybrany element wykresu, modyfikować opis i kopiować na siebie wykresy.

ERCO.rp_st (*Moduł raportów*) – aplikacja umożliwiająca standardowo sporządzenie ok. 10 różnego rodzaju raportów. Wszystkie one są standardowymi, najczęściej używanymi przez służby utrzymania ruchu zestawieniami, np. raport wartości maksymalnych, zmianowy, zużycia, interwałowy, przekroczeń, czasu pracy, kompletności danych itp. Ponadto użytkownik może zamówić dowolną ilość indywidualnych zestawień i raportów.



Rys. 1 Schemat strukturalny systemu ERCO.Net

ERCO.online (*Podgląd bieżący z opcją grafikowania wstępnego*) – aplikacja pozwalająca realizować podgląd parametrów przyłączy energetycznych w czasie rzeczywistym oraz prognozować możliwość wystąpienia przekroczenia wartości umownych z sygnalizacją optyczną i dźwiękową. Na wykresach prezentowane są przebiegi zmian wartości chwilowej oraz średniej, np. ciśnienia, temperatury, wilgotności względnej, objętościowego lub masowego strumienia przepływu itp. Możliwe jest wygenerowanie prognozy zużycia danego medium i porównywanie jej w sposób dynamiczny na indykatorze przekroczeń ze zużyciem rzeczywistym.

ERCO.netmeasure (*Schematy sieci pomiarowych*) – aplikacja umożliwiająca utworzenie w postaci graficznej schematów sieci pomiarowych różnych mediów energetycznych. Dzięki połączeniu on-line z urządzeniami pomiarowymi i/lub rejestratorami danych pomiarowych, odnoszącymi się do wybranego medium energetycznego, aplikacja umożliwia śledzenie w tzw. panelach pomiarowych chwilowych poborów danego medium oraz jego parametrów. Możliwe jest indywidualne rejestrowanie i wizualizowanie wielkości mierzonych i ich przekroczeń.

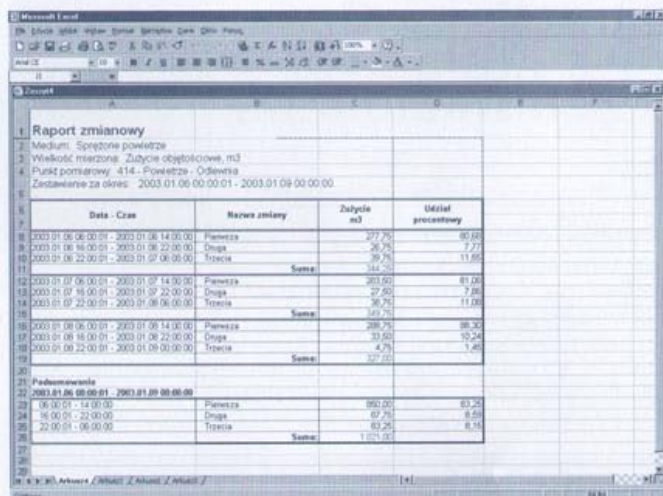
ERCO.balance (*Moduł bilansów*) – aplikacja umożliwiająca zdefiniowanie struktury organizacyjnej zakładu w postaci wielopoziomowego drzewa z podziałem na obiekty i węzły bilansowe. Struktura ta uwzględnia sieci pomiarowe odnoszące się do różnych mediów energetycznych. Pozwala ona sporządzić różnego rodzaju zestawienia bilansowe zarówno globalne, jak i cząstkowe, w formie tabelarycznej i graficznej w postaci wykresów Sankey'a, porównawczych i bipolarnych oraz wybrać rodzaj bilansu (kosztowy i/lub ilościowy).

- **ERCO.driver** (*Program komunikacyjny*) – aplikacja umożliwiająca komunikację z urządzeniami pomiarowymi i/lub rejestratorami danych pomiarowych w czasie rzeczywistym lub ściąganie danych off-line. Dostępne są różne rodzaje łączności, np. modem, radiomodem, złącze optyczne, port komunikacji szeregowej itd.
- **ERCO.exchange** (*Moduł akwizycji danych*) – aplikacja umożliwiająca wymianę danych z innymi systemami wdrożonymi w danej firmie. Możliwe jest użycie wielu plików wymiany, które zawierają

dane z wielu punktów pomiarowych. W ramach aplikacji realizowany jest eksport danych gromadzonych przez system *ERCO.Net* do plików umieszczanych na serwerze FTP, import danych wystawianych na serwerze FTP przez inny system i ich zapis do bazy danych *ERCO.Net*'a (dane zapisywane są do wcześniej skonfigurowanych punktów pomiarowych), import danych wystawianych na serwerze FTP przez inny system i wysyłanie ich do modułów typu on-line, np. Podglądu bieżącego. Monitorowany jest stan poszczególnych zadań oraz istnieje możliwość ich automatycznego i ręcznego wykonywania.

Monitorowanie i zarządzanie gospodarką mediów energetycznych

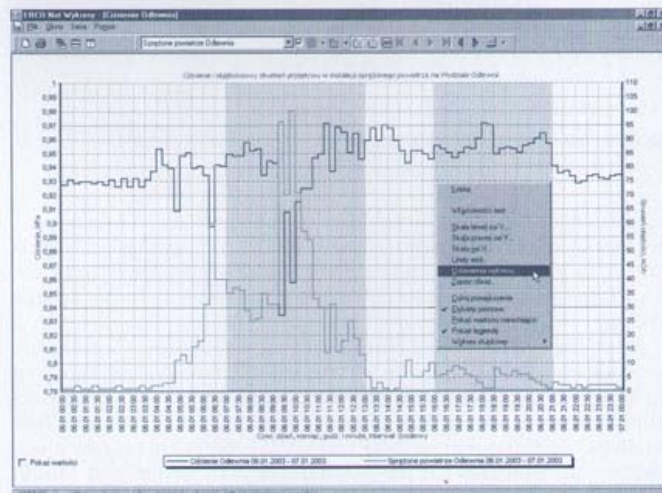
Racjonalne zarządzanie gospodarką mediów energetycznych prowadzi do redukcji zużycia energii realizowanego w sposób planowy i pod kontrolą. Umożliwia rejestrację bieżącego zużycia energii, osiągnięcie oszczędności dzięki zastosowaniu techniki, poprawę stanu środowiska pracy środkami technicznymi.



Rys. 2 Raport zmianowy zużycia sprężonego powietrza

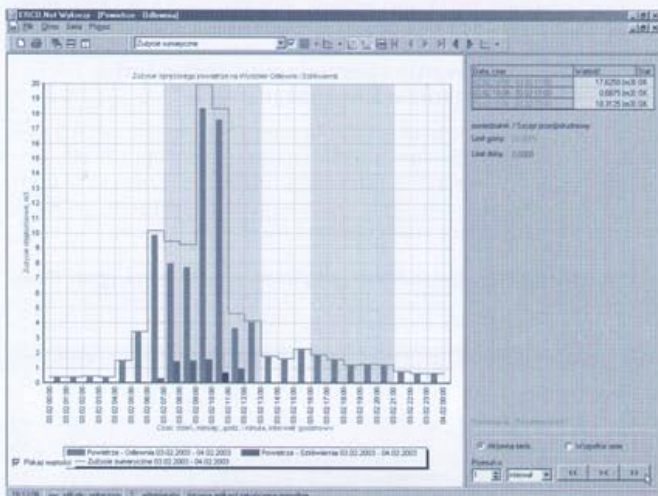
System *ERCO.Net* pozwala kontrolować koszty związane z użytkowaniem energii oraz przewidywać jej zużycie. Uzyskane informacje umożliwiają opracowywanie projektów przedsięwzięć energooszczędnych, kreowanie efektów ekonomicznych, określenie strategii użytkowania.

Dane archiwalne [2] przechowywane w bazie systemu pozwalają sporządzić różnego rodzaju raporty wykorzystywane przez służby utrzymania ruchu, np. raport zużycia sprężonego powietrza z podziałem na zmiany pracownicze (rys. 2), a ich przedstawienie



Rys. 3 Wykres zmian ciśnienia i objętościowego strumienia przepływu w instalacji sprężonego powietrza – zaznaczone wartości limitu dolnego i górnego dla ciśnienia oraz wyświetlone menu, umożliwiające modyfikację wykresu

w postaci wykresu (rys. 3) umożliwia nie tylko graficzną prezentację, ale stanowi również podstawę do przeprowadzenia analizy i opracowania planów racjonalnego zużycia. Możliwość przesuwania serii danych względem siebie (rys. 4) pozwala porównywać zużycie np. dwóch lub więcej wydziałów albo linii produkcyjnych oraz symulować takie przesunięcie w czasie ich zapotrzebowania na sprężone powietrze, aby nie miało to ujemnego wpływu na produkcję i jednocześnie sumaryczny pobór sprężonego powietrza



Rys. 4 Wykres objętościowego zużycia sprężonego powietrza dla dwóch wydziałów produkcyjnych przedsiębiorstwa

był bardziej optymalny. Można to osiągnąć np. przesunięciem w czasie rozpoczęcia i zakończenia pracy na danej zmianie w odniesieniu do wybranego wydziału lub linii technologicznej. Możliwość wyznaczenia średniego profilu zużycia (rys. 5) na podstawie danych archiwalnych z możliwością ich filtrowania pozwala



Rys. 5 Rzeczywiste i prognozowane zużycie sprężonego powietrza

prognozować zapotrzebowanie na sprężone powietrze, a następnie porównać zgodność prognozy ze zużyciem rzeczywistym. Opcja ta jest szczególnie przydatna, w przypadku gdy dana firma nie ma własnego źródła sprężonego powietrza i musi dokonywać jego zakupu.

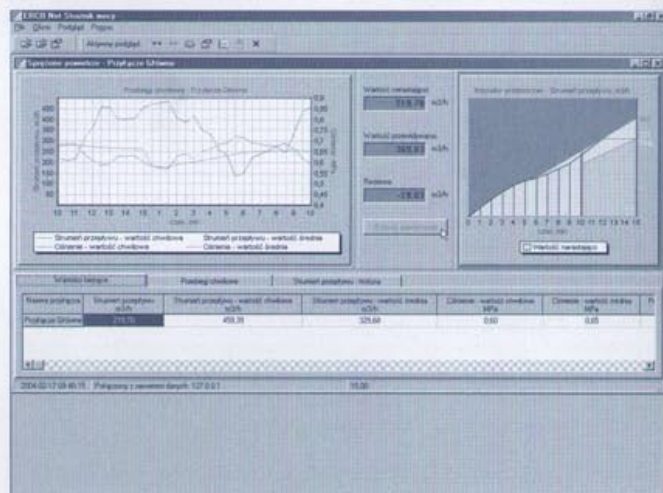
Jeżeli dokonywany jest zakup sprężonego powietrza lub innego medium energetycznego, np. ciepła, energii elektrycznej lub gazu ziemnego, i przekroczenie pewnych wartości umownych powoduje znaczny wzrost opłaty za ponadplanowy pobór, ewentualnie wielkość zużycia ograniczona jest wydajnością agregatów sprężarkowych, wówczas bardzo przydatnym narzędziem jest Moduł podglądu bieżącego. Indykator przekroczeń (rys. 6) pozwala w sposób dynamiczny w czasie rzeczywistym śledzić pobór danego medium, np. sprężonego powietrza, z jednoczesną prognozą tego poboru na koniec pewnego okresu umownego, np. kwadransu w wypadku energii elektrycznej i sprężonego powietrza, dziesięć

minut w wypadku gazu ziemnego lub godziny w wypadku ciepła. Jeżeli pobór sprężonego powietrza jest zgodny z planowanym, wówczas wartość prognozowana znajduje się w strefie bezpiecznej – linia prognozy w polu zielonym (rys. 6). Natomiast gdy wartość prognozowana będzie znajdować się w strefie ostrzegania – linia



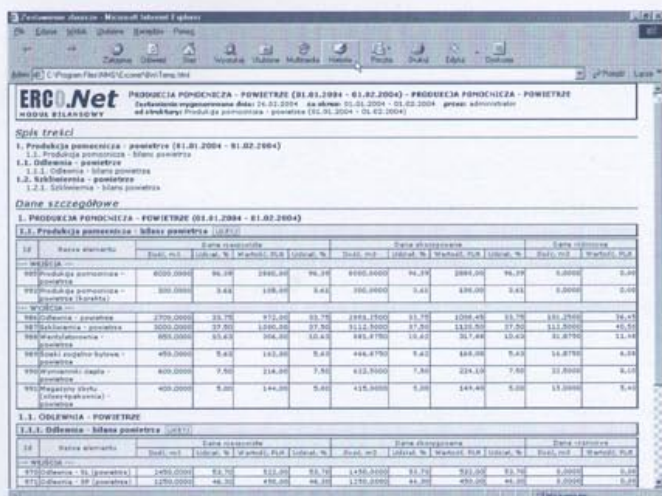
Rys. 6 Podgląd bieżący przyłącza głównego sprężonego powietrza – pobór prognozowany w strefie bezpiecznej

prognozy w polu żółtym, lub zaistnieje możliwość przekroczenia wartości umownej – linia prognozy w polu czerwonym, to system – po upływie pewnego czasu opóźnienia, który można zmieniać – sygnalizuje użytkownikowi zaistniały stan (rys. 7) pulsującą ramką i/lub alarmem dźwiękowym. Uzyskana informacja umożliwia podjęcie odpowiednich decyzji, np. odnośnie do czasowego wyłączenia mniej istotnych odbiorców. Ponadto moduł Podglądu bieżącego prezentuje w sposób dynamiczny w czasie rzeczywistym na wykresach i w tablicy chwilowe i średnie wartości parametrów, np. prędkości i strumienia przepływu, ciśnienia, temperatury i wilgotności sprężonego powietrza.

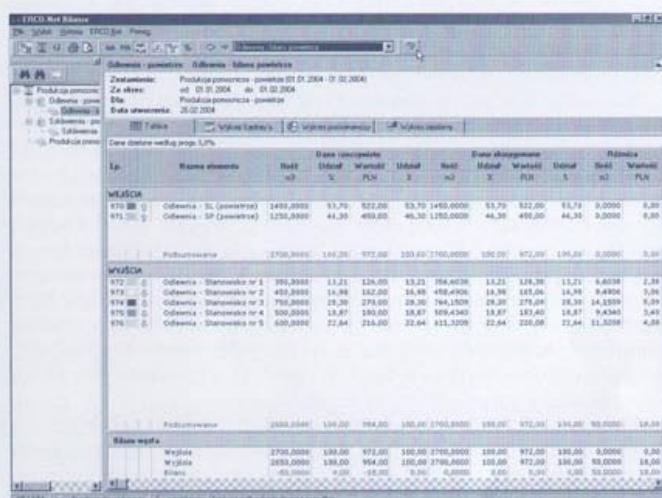


Rys. 7 Podgląd bieżący przyłącza głównego sprężonego powietrza – pobór prognozowany w strefie przekroczenia (włączona sygnalizacja)

Moduł bilansów [1] jest narzędziem, które pozwala zdefiniować strukturę organizacyjną zakładu w postaci wielopoziomowego drzewa z podziałem na obiekty główne oraz obiekty podrzędne, np. zakład, wydziały, budynki, linie produkcyjne, gniazda obróbcze itp. Struktura ta uwzględnia sieci pomiarowe odnoszące się do różnych mediów energetycznych, np. sprężonego powietrza, ciepła, energii elektrycznej, gazu ziemnego, wody, ścieków. Umożliwia również wydzielenie wielkości mierzonych, np. sprężonego powietrza lub ciepła zakupionego i wyprodukowanego, energii elektrycznej czynnej i bierniej, wody z ujęcia własnego i sieci wodociągowej itp. Zdefiniowanie i przypisanie danej wielkości mierzonej składnika kosztowego pozwala uwzględnić

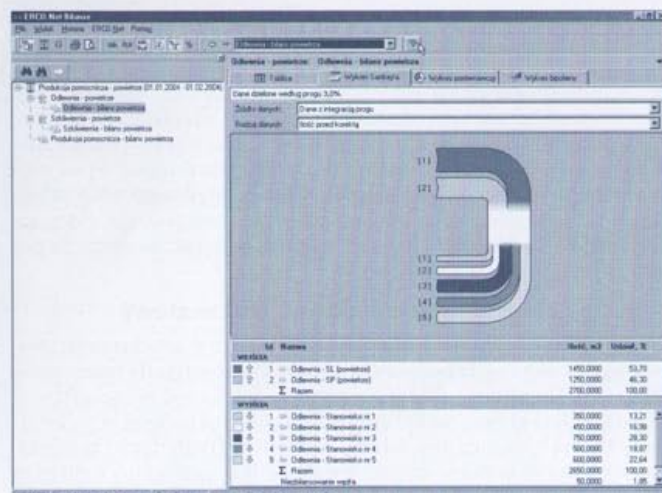


Rys. 8 Bilans zbiorczy wszystkich węzłów instalacji sprężonego powietrza w postaci tabelarycznej – dane ilościowe i kosztowe przed i po korekcie dla strumieni na dopływie i odpływie



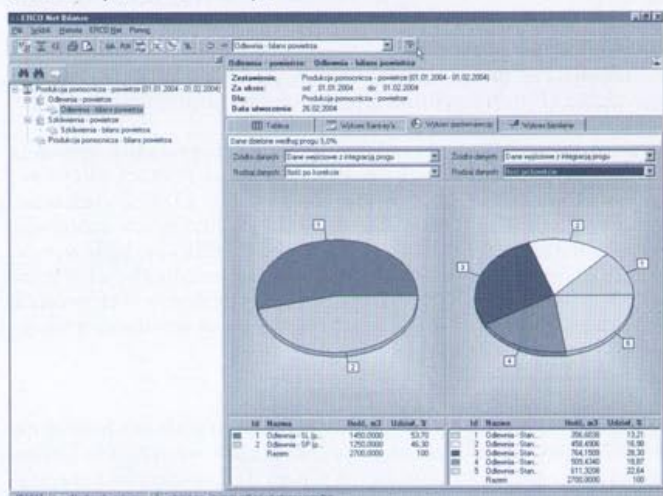
Rys. 9 Zestawienie bilansowe węzła instalacji sprężonego powietrza w postaci tabelarycznej – dane ilościowe i kosztowe przed i po korekcie dla strumieni na dopływie i odpływie

różnice w cenach jednostkowych tego samego medium wytworzonego, zakupionego lub sprzedanego. Utworzona struktura organizacyjna stanowi podstawę do sporządzenia różnego rodzaju



Rys. 10 Zestawienie bilansowe węzła instalacji sprężonego powietrza w postaci graficznej – wykres Sankey'a (dane ilościowe przed korektą dla strumieni na dopływie i odpływie)

zestawień bilansowych zarówno globalnych – w skali całego przedsiębiorstwa (rys. 8), jak i cząstkowych, obejmujących poszczególne jednostki organizacyjne w ramach firmy w formie tabelarycznej (rys. 9) i graficznej w postaci wykresów Sankey'a (rys. 10), porównawczych (rys. 11) i bipolarnych oraz wybrać rodzaj bilansu (kosztowy i/lub ilościowy), a mianowicie:



Rys. 11 Zestawienie bilansowe węzła instalacji sprężonego powietrza w postaci graficznej – wykres porównawczy (dane ilościowe po korekcie dla strumieni na dopływie i odpływie)

- zużycia oraz kosztów zużycia mediów energetycznych (np. sprężonego powietrza, energii elektrycznej, ciepła, wody, gazu ziemnego), wielkości mierzonych (np. sprężonego powietrza wyprodukowanego i zakupionego, energii elektrycznej czynnej i biernej, wody przemysłowej i pitnej), składników (np. powietrza do napędu pneumatycznych urządzeń technologicznych lub wykorzystywanego w transporcie pneumatycznym, energii elektrycznej używanej do oświetlenia, napędu maszyn, zasilania komputerów, ciepła wykorzystywanego do celów technologicznych lub ogrzewania) w całym zakładzie lub wybranym wydziale w postaci bilansu, ewentualnie rachunku do rozliczeń wewnętrznych,
- procentowego udziału kosztów zużycia poszczególnych mediów energetycznych, wielkości mierzonych i składników w całym zakładzie i poszczególnych jednostkach organizacyjnych firmy,
- procentowego udziału zużycia danej wielkości mierzonej, ewentualnie danego składnika dla wybranego medium energetycznego przez poszczególne jednostki organizacyjne zakładu.

Zestawienia bilansowe zarówno w formie tabelarycznej, jak i graficznej w postaci wykresów Sankey'a, porównawczych i bipolarnych można wydrukować i zapisać jako dokument HTML (zestawienie zbiorcze) lub aplikację programu Microsoft Access (zestawienia cząstkowe i wykresy).

W przypadku gdy w danym węźle występuje niebilansowanie strumieni lub ilości zużytego medium można wybrać opcję *Pokaż dane skorygowane* i wówczas dokonana zostanie korekta każdego elementu węzła proporcjonalnie do jego udziału w zużyciu sumarycznym.

Przedstawione w artykule wyniki pomiarów, obliczeń i analiz w postaci raportów, wykresów i zestawień bilansowych oraz zarejestrowanych w czasie rzeczywistym przebiegów wartości chwilowych i uśrednionych bazują na danych archiwalnych i on-line'owych uzyskanych z urządzeń pomiarowych wybranych wielkości fizycznych zabudowanych w instalacjach sprężonego powietrza w zakładach produkcyjnych, w których wdrożony został system ERCO.*Net*.

Literatura

[1] Laskowski A.: Podręcznik administratora i użytkownika systemu ERCO.Net. NMG Sp. z o.o., Bydgoszcz 2003.

[2] NMG Sp. z o.o.: Dokumentacja systemu ERCO.Net, Bydgoszcz 2003.

Aktywna zastawa obrotowa z napędem pneumatycznym

dr inż. Tomasz Piątkowski

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydział Telekomunikacji i Elektrotechniki, e-mail: topiat@atr.bydgoszcz.pl

W artykule przedstawiono analizę dynamiczną procesu sortowania ładunków jednostkowych realizowanego za pomocą aktywnej zastawy obrotowej o jednym stopniu swobody z taśmowych przenośników rozdzielczych. Podczas badań analitycznych manipulowane ładunki modelowano jako ciała nieodkształcalne bądź w przypadku zderzenia ładunku z zastawą jako ciała o nieliniowych właściwościach sprężysto-plastycznych. W napędzie zastawy stanowiącej sztywną obrotowo zamocowaną belkę zastosowano liniowy siłownik pneumatyczny.

Wstęp

W procesie automatycznego sortowania strumienia ładunków jednostkowych realizowanego za pomocą aktywnej zastawy obrotowej z przenośników taśmowych w napędzie zastawy wykorzystywane są zwykle korbowe mechanizmy wahaczowe. Mechanizmy te wraz z pozostałą częścią układu napędowego (przekładnią ślimakową) i zastawą stanowią konstrukcje o bardzo dużej sztywności. Dzięki temu gwarantowana jest stałość położenia kątowych zastawy względem położenia korby napędzającej (pewność realizowania założonego toru ruchu zastawy) niezależnie od wartości sił obciążających. Taka koncepcja napędu nie spełnia jednak wymagań współczesnych procesów logistycznych dążących do osiągnięcia coraz większych prędkości przemieszczania obiektów i minimalizacji oddziaływań dynamicznych generowanych podczas realizacji czynności manipulacyjnych na obiekcie (w prezentowanej pracy czynności manipulacyjne określane są pojęciem procesu manipulacji). W konsekwencji stosowania manipulatorów o przesztywnionej konstrukcji brakuje możliwości przejmowania i rozpraszania energii zderzenia wywołanej podczas wchodzenia w kontakt ładunku z manipulatorem. Uzyskiwanie w takim przypadku wysokiej wydajności procesu manipulacji i nieprzekraczanie przeciążeń dopuszczalnych ładunków jest trudne do pogodzenia.

Złagodzenie skutków uderzenia w procesie sortowania można jednak osiągnąć, wprowadzając do układu napędowego zastawy (lub samej zastawy) elementy o właściwościach sprężysto-tłumiących [6]. Doceniając celowość stosowania manipulatorów napędów podatnych, istotne jest zweryfikowanie możliwości wykorzystania w rozpatrywanym zastosowaniu napędów, które w sposób naturalny mają wpisane cechę podatności. Do takich napędów należą napędy pneumatyczne. Propozycję i wstępną analizę zastosowania napędu pneumatycznego przeprowadzoną drogą eksperymentów numerycznych modelu teoretycznego procesu sortowania przedstawiono w prezentowanej pracy.

Przedstawienie problemu

W celu dokonania oceny zachowania się zastawy i manipulowanego obiektu jako odpowiedzi na stosowane parametry procesu sortowania i właściwości dynamiczne układu napędowego manipulatora konieczne jest opracowanie odpowiedniego modelu teoretycznego opisującego interakcje elementu wykonawczego manipulatora i ładunku.

Na podstawie obserwacji procesu sortowania na stanowisku do prowadzenia badań eksperymentalnych wynika, iż proces sortowania ładunków, a przez to i sposób obciążenia zastawy manipulatora, może przebiegać według dwóch zasadniczych scenariuszy:

- jeśli ładunek podczas transportowania ułożony jest skrajnie na przenośniku taśmowym w najbliższej odległości od osi obrotu zastawy, to zastawa obciążona jest oddziaływaniem powstałym podczas bezudarnego ślizgu ładunku wzdłuż zastawy,
- jeśli ładunek transportowany jest środkiem przenośnika taśmowego, to zastawa manipulatora poddawana jest wymuszeniom spowodowanym zderzeniem ładunku z zastawą i ocieraniem się ładunku narożem o zastawę (do chwili równoległego ułożenia wzdłuż zastawy) oraz ruchem ładunku wzdłuż zastawy do zeslizgu.

Uwzględniając wspomniane główne przypadki obciążenia zastawy (czyli sposoby wchodzenia ładunków w kontakt z zastawą), w dalszej części referatu przedstawiono dwuwariantowy opis modelu procesu sortowania. Podczas symulacji numerycznej uruchamianie odpowiedniego wariantu modelu uzależnione jest od sposobu spełniania warunków kontrolujących położenie ładunku na przenośniku taśmowym.

Zjawiskami fizycznymi dominującymi w procesie sortowania ładunków są tarcie ślizgowe suche i niesprężyste zderzenie ukośne ciał szorstkich. Zjawisko tarcia suchego w ruchu postępowym i ruchu płaskim modelowane jest jako tarcie Coulomba, w powiązaniu z wytycznymi proponowanymi w pracy [2], [3] (dotyczącymi tarcia w ruchu płaskim). Manipulowane ładunki traktowane są jako ciała nieodkształcalne bądź w przypadku zderzenia ładunku z zastawą – jako ciała o nieliniowych właściwościach sprężysto-plastycznych. Ładunki jako ciała nieodkształcalne odnoszą się do etapów pracy manipulatora, w których zastawa oddziałuje na ładunek w sposób bezudarny. Ewentualne odkształcenia badanych ładunków w tych etapach ruchu nie powinny mieć znaczącego wpływu na główny tor przemieszczanych obiektów.

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz spośród proponowanych przez współczesną literaturę podejść w rozwiązywaniu zagadnienia zjawiska zderzenia ciał w odniesieniu do niesprężystego zderzenia ładunku z przeszkodą, np. zastawą (o dowolnie kształtowanych w procesie projektowania właściwościach sprężysto-tłumiących zastawy), skuteczna wydaje się metodyka traktująca proces zderzenia jako proces ciągły. Klasyczna teoria zderzenia [7] traktująca zjawisko zderzenia jako proces dyskretny (bezczasowy) w analizowanym zastosowaniu jest całkowicie bezużyteczna [4]. Rozpatrywanie zjawiska zderzenia ciał jako procesu ciągłego pozwala na śledzenie zmian oddziaływań pomiędzy zderzającymi się ciałami w funkcji czasu, tj. określanie przebiegu siły zderzenia i powodowanej jej działaniem odkształceń, zmian położenia ciał. Odpowiednim modelem do rozważanej przez nas analizy uwzględniającym duży stopień właściwości plastycznych manipulowanych ładunków (np. paczki pocztowe podczas prób swobodnego spadku na nieodkształcalne podłoże uzyskują współczynnik restytucji około $e=0,2$) jest model nieliniowy, np. zmodyfikowany model Kelvina [9] o postaci zbliżonej do modelu Hertza. W modelu tym normalna siła zderzenia występująca pomiędzy ciałami opisana jest równaniem:

$$N = q(M_p k_1)^{0,5} x^{0,25} \dot{x} + k_1 x^{1,5} \quad (1)$$

gdzie:

M_p – masa ładunku

q – bezwymiarowy współczynnik tłumienia odnoszony do współczynnika restytucji zderzających się ciał

k_1 – współczynnik sztywności

x i $\dot{x}$ – odkształcenie i prędkość odkształcenia zderzających się ciał.

W prezentowanym modelu siła sprężystości jest proporcjonalna do stopnia odkształcenia ciał, podczas gdy siła tłumienia jest proporcjonalna zarówno do odkształcenia, jak i prędkości odkształcenia. Koncepcyjnie model ten przedstawiany jest jako system połączonych koncentrycznie par elementów wiskotyczno-sprężystych (rys. 2).

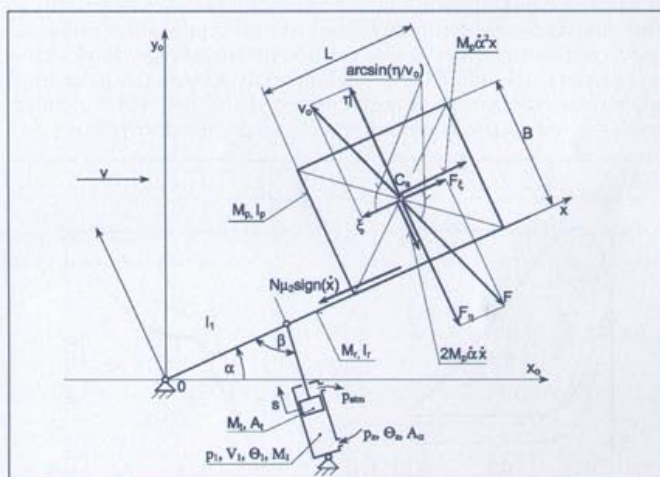
Model ruchu ładunku wzdłuż zastawy

Równania analityczne opisujące ruch ładunku w procesie sortowania wyznaczone są na podstawie zasady równowagi sił i momentów (zasada d'Alemberta). Podczas wyznaczania równań modelu fizycznego przyjęto główny układ odniesienia (nieruchomy) $Ox_x y_y$, związany z ramą manipulatora, i dwa pomocnicze (ruchome): Oxy związany z zastawą oraz oznaczony współrzędną s , związany z ruchem postępowym tłoka siłownika pneumatycznego. Ponadto podczas analizy zjawiska zderzenia pomiędzy obiektem a zastawą ruch obiektu opisano we współrzędnych biegunowych: położenie środka ciężkości obiektu C , określono promieniem wodzącym r i kątem biegu-

nowym α_p . Założono także, iż dodatnim kierunkiem obrotu jest kierunek przeciwny do ruchu wskazówek zegara.

Kierując się doświadczeniami z prac [1], [5], [8] w analizie związanej z budową modelu procesów dynamicznych zachodzących podczas pracy siłownika pneumatycznego i procesu przemieszczania ładunku, uwzględniono założenia:

- a) dotyczące modelu fizycznego siłownika pneumatycznego:
 - w cylindrze siłownika zachodzi przemiana politropowa ($n = 1,15$),
 - tłok w cylindrze jest idealnie szczelny,
 - pominięto odkształcalność ścian cylindra i tłocznika,
 - pominięto inercję i ściśliwość gazu w przewężeniu łączącym cylinder z linią zasilającą oraz inercję gazu wewnątrz cylindra,
 - źródło zasilania jest „sztywne”, tzn. ciśnienie zasilania nie zależy od strumienia przepływu gazu ($p_z = \text{const}$),
 - siłownik zasilany jest poprzez zawór dwustanowy (prędkość ruchu tłoka nie jest sterowana),
 - w komorze cylindra nad tłokiem panuje ciśnienie otoczenia p_{atm} ,
- b) dotyczące modelu fizycznego procesu przemieszczania ładunku:
 - ładunek ma (w rzucie na płaszczyznę przenośnika taśmowego) kształt prostokąta,
 - ładunki podczas przemieszczania po powierzchni taśmy przenośnika i oddziaływania zastawy nie mają tendencji do przewracania się – ruch ładunku rozpatrywany jest w aspekcie ruchu płaskiego,
 - brak kolizji pomiędzy ładunkami – ładunki są rozmieszczone jeden za drugim w odległościach niedopuszczających do wzajemnych ich kontaktów,
 - siły tarcia modelowane są zgodnie z prawem Coulomba, wypadkowe siły tarcia i momentów tarcia w ruchu płaskim wyznaczone są według [2] i [3],
 - rozkład gęstości w objętości ładunku jest jednorodny,
 - zastawa i taśma przenośnika są ciałami nieodkształcalnymi.



Rys. 1 Schemat sił działających na ładunek podczas zgarniania aktywną zastawą obrotową

Biorąc pod uwagę wyżej przyjęte ustalenia, proces przemieszczania ładunku, który transportowany jest przenośnikiem taśmowym wzdłuż zastawy wprowadzanej w ruch roboczy siłownikiem pneumatycznym (wg rys. 1), można opisać równaniami:

$$\begin{cases} \frac{d(p_1 V_1)}{dt} = A_a p_z \sqrt{2R\Theta_1 \psi(\epsilon)} \\ \frac{d^2 s}{dt^2} = (-N \frac{x}{l_1 \sin \beta} + A_1 (p_1 - p_{am}) - T \operatorname{sign}(\frac{ds}{dt}) - b(\frac{ds}{dt}) / (M_i + \frac{I_i + M_p x^2}{l_1^2})) \\ \frac{d^2 x}{dt^2} = x^2 (\frac{d\alpha}{dt})^2 - \frac{\mu_z N - F_z}{M_p} \end{cases} \quad (2)$$

gdzie:

ρ_1 – ciśnienie w cylindrze,
 $V_1 = V_{10} + sA_t$ – objętość komory cylindra pod tłokiem,
 V_{10} – objętość komory cylindra pod tłokiem dla $s=0$,
 A_t – pole przekroju tłoka,
 A_a – efektywna powierzchnia przepływowa oporu,
 p – ciśnienie w linii zasilającej sprężonego powietrza,

p_{atm} – ciśnienie otoczenia,
 R – stała gazowa,

$$\Theta_1 = \Theta_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \text{temperatura w cylindrze pod t\u0142okiem,}$$

Θ_z – temperatura otoczenia,

n – wykładnik przemiany politropowej,

$$\psi(\varepsilon) = \begin{cases} \sqrt{\varepsilon(1-\varepsilon)}, & \text{gdy } \varepsilon < 0,5 \\ 0,5 & \text{gdy inaczej} \end{cases}$$

– funkcja krytycznego i podkrytycznego przepływu gazu (wg aproksymacji zaproponowanej przez Prandtla [8]),

 $\varepsilon = p_1/p_2$ – stosunek ciśnień,

$N = M_p(2\ddot{x}\alpha + x\ddot{\alpha}) + F_n$ – siła reakcji pomiędzy ładunkiem a zastawą w kierunku normalnym (suma sił: Coriolisa, dynamicznej ruchu zastawy i tarcia pomiędzy ładunkiem a taśmociągami),

$$F = mg\mu_1, F_{\xi} = F\xi/v_o, F = F\eta/v_o$$
 – siła tarcia ładunku o taśmę przenośnik i jej składowe,

v_0 , $\xi = v \cos \alpha - \dot{x}$, $\eta = v \sin \alpha + \dot{\alpha} x$ – prędkość poślizgu ładunku względem taśmy przenośnika i jej składowe,

μ_1, μ_2 – współczynnik tarcia ładunku o taśmę przenośnika i o zastawę,
 g – przyspieszenie ziemskie,

T – siła tarcia suchego tłoka w cylindrze,

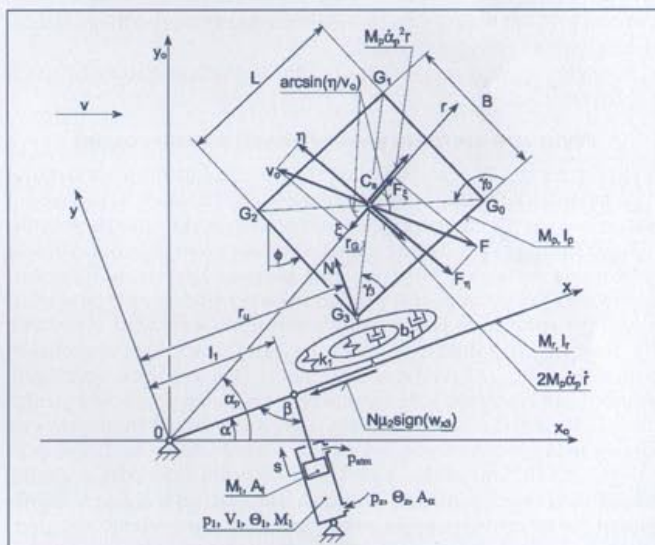
M_c, M_p, M_r – masa tłoka z tłoczyskiem oraz masa ładunku i zastawy

 I_p, I_r – masowy moment bezwładności ładunku i zastawy

b – współczynnik tarcia wiskotycznego tłoka w cylindrze

Model zderzenia ukośnego ładunku z zastawą

Model niesprężystego zderzenia ładunku z zastawą traktowany jako proces ciągły pozwala na oszacowanie wartości sił pojawiających się pomiędzy zderzającymi się nieswobodnie ciałami oraz umożliwia opisanie ruchu ładunku i zastawy od chwili inicjacji zderzenia do chwili zaniku pomiędzy nimi sił. Tak zapisany model pozwala na symulowanie obrotu ładunku wokół naroża ocierającego się o zastawę i układanie się ładunku krawędzią wzdłuż zastawy.



Rys. 2 Schemat sił działających na ładunek podczas zderzenia z zastawą aktywna i obracających ładunek wokół naroża ocierającego się o zastawę

Ruch ładunku i tłoka siłownika pneumatycznego podczas zderzenia ładunku z zastawą (wg rys. 2) można opisać równaniami:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d(p_1 V_1)}{dt} &= A_p p_s \sqrt{2R\Theta_1} \Psi(\varepsilon) \\ \frac{d^2 s}{dt^2} &= (-N \frac{r_s}{l_1 \sin \beta} + A_r (p_1 - p_{sm}) - T \operatorname{sign}(\frac{ds}{dt}) - b(\frac{ds}{dt}) / (M_r + \frac{I_r}{l_1^2}) \\ \frac{d^2 r}{dt^2} &= r \left(\frac{d\alpha_p}{dt} \right)^2 + \frac{F_z - N(\mu_z \operatorname{sign}(w_{sj}) \cos(\alpha_p - \alpha) - \sin(\alpha_p - \alpha))}{M_p} \\ \frac{d^2 \alpha_p}{dt^2} &= \frac{N(\mu_z \operatorname{sign}(w_{sj}) \sin(\alpha_p - \alpha) + \cos(\alpha_p - \alpha)) - F_n}{r M_p} - \frac{2}{r} \frac{d\alpha_p}{dt} \frac{dr}{dt} \\ \frac{d^2 \phi}{dt^2} &= \left\{ -r_G N [\cos(\gamma_j - \alpha + \phi) + \mu_z \operatorname{sign}(w_{sj}) \sin(\gamma_j - \alpha + \phi)] - M_{ab} \operatorname{sign}(\frac{d\phi}{dt}) \right\} / I_p \end{aligned} \right. \quad (3)$$

gdzie:

ϕ – kąt obrotu ładunku wokół własnej osi,

$j=0,1,2,3$ – numer naroża ładunku będącego w kontakcie z zastawą,

$N=q(M_p k_j)^{0.5}(y_{cj})^{0.25}(\dot{y}_{cj})+k_j(y_{cj})^{1.5}$ – normalna siła zderzenia

$y_{cj}=r_{cj}r_{\alpha}/(r\cos(\alpha-\alpha))$ – odkształcenie obiektu w punkcie kontaktu w kierunku normalnym zderzenia,

$\dot{y}_{cj}=\frac{d}{dt}(y_{cj})$ – prędkość odkształcenia,

$y_{cj}=r_{cj}\sin(\gamma_j-\alpha+\phi)-r\sin(\alpha-\alpha)$ – odkształcenie odniesione do położenia środka ciężkości C_{cj} ,

$\gamma_j=\begin{cases} \arctg \frac{L}{B} & j=1,3 \\ \pi-\arctg \frac{L}{B} & \text{otherwise} \end{cases}$ – kąt położenia przekątnej ładunku.

$r_{\alpha}=r\cos(\alpha-\alpha)-r_{cj}\cos(\gamma_j-\alpha+\phi)$ – odległość punktu kontaktu ładunku z zastawą,

$$F_{\xi}=\frac{\xi F_{\max}}{v_{\alpha}\sqrt{1+\left(\frac{M_{abr,\max}\phi}{F_{\max}v_{\alpha}}\right)^2}}, F_{\eta}=\frac{\eta F_{\max}}{v_{\alpha}\sqrt{1+\left(\frac{M_{abr,\max}\phi}{F_{\max}v_{\alpha}}\right)^2}},$$

$$M_{abr}=\frac{M_{abr,\max}}{\sqrt{1+\left(\frac{F_{\max}v_{\alpha}}{M_{abr,\max}\phi}\right)^2}}$$

– składowe siły tarcia i moment tarcia ładunku o taśmę przenośnika w ruchu płaskim (wg [2] i [3])

$F_{\max}, M_{abr,\max}$ – maksymalna siła tarcia i moment tarcia występujące odpowiednio w przypadku czystego ruchu postępowego lub obrotowego ładunku,

$\xi=v\cos\alpha-\dot{r}$, $\eta=v\sin\alpha+r\dot{\alpha}$ – składowe prędkości poślizgu ładunku względem taśmy przenośnika,

$w_{\alpha}=\dot{r}\cos(\alpha-\alpha)+r\dot{\alpha}\sin(\gamma_j-\alpha+\phi)$ – prędkość poślizgu naroża ładunku względem zastawy

Wybrane elementy weryfikacji numerycznej

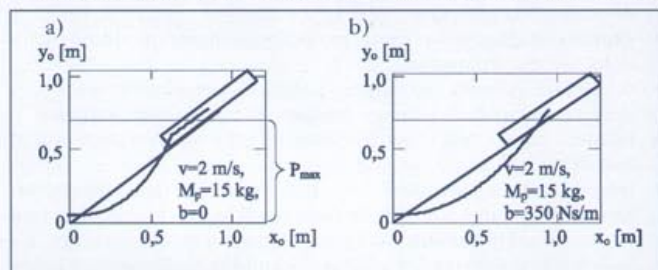
Wykresy na rys. 3 przedstawiają tory ruchu ładunku wykonującego bezударowy ślizg wzdłuż zastawy, gdy ładunek w położeniu początkowym przed zgarnięciem ułożony jest skrajnie na przenośniku taśmowym po stronie zamocowania manipulatora. Chwila zadziałania zastawy (tj. rozpoczęcia procesu zgarnięcia ładunku) odpowiada takiemu położeniu ładunku wzdłuż osi przenośnika, w którym spełniony jest wymóg zaistnienia kontaktu z zastawą dla dowolnych położań ładunku na całej dostępnej szerokości taśmociągu ($P_{\max}$). Przedstawiony na rys. 3 przypadek zgarnięcia ładunku odwzorowuje jeden z najtrudniejszych warunków zgarnięcia – ładunek o najmniej korzystnych dla przebiegu procesu sortowania granicznych wymiarach (ładunek bardzo wąski i długi – $0,1 \times 0,7$ m) ułożony przy wewnętrznej krawędzi przenośnika. Poprawne zgarnięcie ładunku dla najtrudniejszych konfiguracji parametrów początkowych procesu manipulacji jest podstawą, by sądzić, iż wymóg niezawodnego zgarnięcia wszystkich wprowadzonych na przenośnik rozdzielczy ładunków może być spełniony.

Procesy dynamiczne zachodzące w cylindrze siłownika pneumatycznego oraz pomiędzy ładunkiem i zastawą manipulatora podczas zderzenia ładunku z zastawą przedstawiono na rys. 4.

Proces zderzenia aranżowano tak, by wygenerować powstawanie maksymalnych oddziaływań dynamicznych. Ładunek przed zderzeniem ustawiano i orientowano na przenośniku w takim położeniu, aby podczas inicjacji zderzenia zastawa uderzała w ładunek częścią najbardziej oddaloną od osi obrotu zastawy, a środek ciężkości ładunku C_{cj} znajdował się na normalnej zderzenia. W takim ustawieniu ładunku względem zastawy (środek ciężkości na normalnej zderzenia) maksymalna siła zderzenia przyjmuje postać matematyczną taką jak przy zderzeniu punktu materialnego z przeszkodą. Unika się wtedy utraty energii kinetycznej ładunku na ewentualny ruch obrotowy.

Podczas badań zjawiska zderzenia w procesie sortowania obiektów koncentrowano się na powstawaniu maksymalnych oddziały-

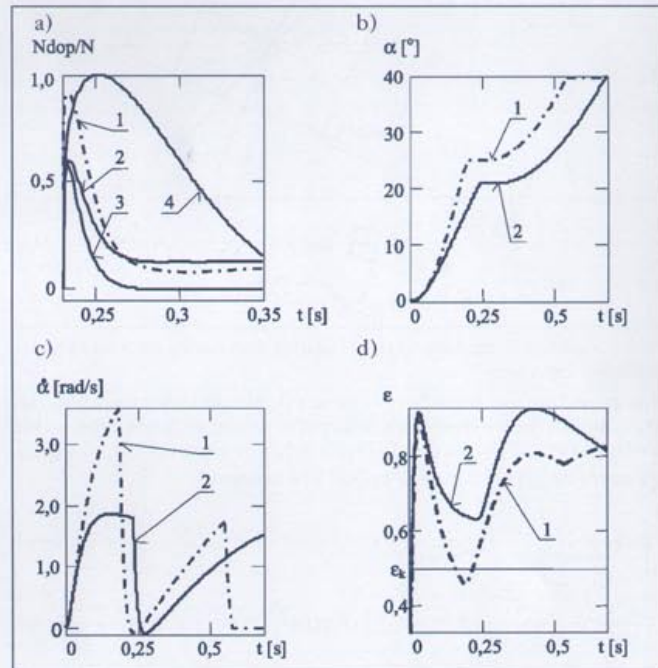
wań dynamicznych (rys. 4a) po to, aby odnieść je do przeciążeń dopuszczalnych (tj. osiąganych przy swobodnym spadku ładunku z dopuszczalnej wysokości na nieodkształcalne podłoże – wg PN $H_{dop}=0,3$ m) i móc dokonywać oceny wpływu parametrów konstrukcyjnych manipulatora i parametrów eksploatacyjnych procesu sortowania na poziom przeciążeń wywieranych na manipulowane ładunki. Symulację pracy manipulatora prowadzono dla dwóch wariantów pracy siłownika: przy założeniu braku sił tarcia w siłowniku (krzywa oznaczona odnośnikiem 1) oraz przy uwzględnieniu w modelu siłownika tarcia wiskotycznego ($b=350$ Ns/m – krzywa oznaczona odnośnikiem 2). Parametry konstrukcyjne siłownika (w tym i ciśnienie zasilania sprężonego powietrza) dobrano wstępnie tak, aby podczas realizacji ruchu roboczego zastawy manipu-



Rys. 3 Tor ruchu ładunku ułożonego przed zgarnięciem skrajnie na przenośniku taśmowym po stronie zamocowania zastawy: a) założenie braku sił tarcia w siłowniku, b) uwzględnienie w modelu siłownika tarcia wiskotycznego; $P_{\max}$ – szerokość przenośnika taśmowego

lowany obiekt ($M_p=15$ kg, $a_{xb}=0,7 \times 0,1$ m, $v=2$ m/s, $\mu_1=0,65$, $\mu_2=0,35$) mógł pokonać całą szerokość przenośnika taśmowego ($P_{\max}$ – rys. 3).

Zastosowanie siłownika pozbawionego tarcia wewnętrznego (lub mającego tarcie o niewielkiej wartości) powoduje osiągnięcie w przypadku braku obciążenia zewnętrznego dużej prędkości kątowej zastawy (rys. 4c). Efektem takiej cechy napędu jest generowanie podczas zderzenia z ładunkiem dużych oddziaływań dynamicznych – dorównujących granicy przeciążeń dopuszczalnych (rys. 4a).



Rys. 4 Wyniki symulacji procesu zderzenia ładunku z zastawą: a) przebiegi sił zderzenia pomiędzy ładunkiem a zastawą odniesione do dopuszczalnej siły zderzenia osiąganej przy swobodnym spadku ładunku z dopuszczalnej wysokości na nieodkształcalne podłoże ($H_{dop}=0,3$ m – wg PN, [10]), b) tor ruchu zastawy, c) prędkość ruchu zastawy, d) iloraz ciśnienia w komorze roboczej cylindra i ciśnienia w linii zasilającej; 1) założenie braku sił tarcia w siłowniku, 2) uwzględnienie w modelu siłownika tarcia wiskotycznego – $b=350$ Ns/m, 3) zastawa jako ciało swobodne, 4) upadek ładunku o masie $M_p=15$ kg z dopuszczalnej wysokości na nieodkształcalne podłoże

Spowolnienie ruchu tłoka bez obciążenia roboczego można osiągnąć, dokonując modyfikacji parametrów pracy siłownika: wartości ciśnienia sprężonego powietrza zasilającego, efektywnej powierzchni przepływowej otworu dolotowego siłownika i współczynnika tarcia wiskotycznego ($p_z=0,3$ Mpa, $A_s=1\%$ A_s , $b=350$ Ns/m, $A_s=0,001963$ m²).

Wprowadzenie do siłownika zwiększonego tarcia wewnętrznego powoduje, że podczas ruchu tłoka nieobciążonego oporem roboczym wewnątrz komory pod tłokiem panuje odpowiednio większe ciśnienie (rys. 4d). Z tego powodu można by się spodziewać, że podczas zderzenia ładunku z zastawą w wyniku zwiększonego ciśnienia powietrza w komorze roboczej napęd manipulatora utraci zdolność do łagodzenia skutków uderzenia. Wyniki symulacji potwierdzają ten fakt jednak tylko częściowo. W przypadku wprowadzenia do siłownika zwiększonego tarcia wiskotycznego spowalniającego prędkość kątową nieobciążonej zastawy, tak by wchodząc w kontakt z ładunkiem uzyskiwać prędkość zderzenia porównywalną z prędkością osiąganą przy swobodnym spadku ładunku z dopuszczalnej wysokości ($H_{dop}=0,3$ m), powoduje jedynie nieznaczne zwiększenie oddziaływania dynamicznego w stosunku do zderzenia ładunku z zastawą swobodną (rys. 4a) – tj. o odłączonym napędzie. Ruch obrotowy zastawy swobodnej podczas zderzenia z ładunkiem nie jest skrępowany wymuszeniem układu napędowego. Powstałe w takich warunkach oddziaływanie dynamiczne wywarne na ładunek wyznacza „wyidealizowany” poziom przeciążeń. Zejście poniżej tych przeciążeń dla podanej konfiguracji zderzających się ciał i względnej prędkości zderzenia w kierunku normalnym nie jest już osiągalne drogą modyfikacji napędu rozdzielacza.

Ruch tłoka siłownika pozbawionego tarcia wewnętrznego wcześniej osiąga położenie krańcowe odpowiadające na rys. 4b wychyleniu zastawy o kąt $\alpha=40^\circ$. Osiągnięcie w krótszym czasie maksymalnego wychylenia zastawy nie przekłada się jednak na większe przemieszczenie ładunku w kierunku poprzecznym do osi taśmociągu (rys. 3a). Mniejsza prędkość kątowa zastawy w ruchu roboczym (rys. 3b) powoduje, iż zastawa prowadzi ładunek nieco innym torem, uzyskując ostatecznie przemieszczenie ładunku w kierunku ześlizgu porównywalne z przedstawionym na rys. 3a.

Podsumowanie

W referacie przedstawiono propozycję modelowania procesu sortowania strumienia ładunków jednostkowych zastawą aktywną z napędem pneumatycznym. Na podstawie wstępnych analiz tego modelu można stwierdzić, iż naturalna cecha napędu pneuma-

tycznego, jaką jest zdolność do łagodzenia obciążeń o charakterze uderowym, spełnia oczekiwania odnośnie, do minimalizowania oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowane ładunki. Jednakże warunkiem wykorzystania napędu pneumatycznego pozbawionego sterowania prędkości ruchu tłoka (siłownika zasilanego zaworem dwustanowym) w rozważanym zastosowaniu jest konieczność uwzględnienia w siłowniku dodatkowych cech – zwiększonego tarcia wewnętrznego. Problem ten można rozwiązać np. poprzez dobranie odpowiedniego tłumika wiskotycznego i skojarzenie go z konstrukcją siłownika pneumatycznego. Napęd pneumatyczny przewyższa ponadto dotychczas stosowany napęd wahaczowy w większej zdolności kształtowania prędkości kątowej zastawy w ruchu powrotnym – skrócenie czasu trwania ruchu powrotnego zastawy (jałowego) nie powoduje zagrożenia uszkodzenia ładunków.

Literatura

- [1] Gerc E.W.: Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczenia. WNT, Warszawa 1973.
- [2] Goyal S., Ruina A., Papadopoulos J.: Planar sliding with dry friction. Part 1. Limit surface and moment function. *Wear* v 143, 1991.
- [3] Goyal S., Ruina A., Papadopoulos J.: Planar sliding with dry friction. Part 2. Dynamics of motion. *Wear* v 143, 1991.
- [4] Piątkowski T., Sempruch J.: Inelastic impact problem of rough bodies in sorting process of unit loads stream. Artykuł oddany do druku w pracy zbiorowej pod redakcją Sempruch J.: *Developments in machinery design and control*. University Press of University of Technology and Agriculture in Bydgoszcz 2004.
- [5] Piątkowski T., Sempruch J.: Sorting process of load units – dynamic model of scraping process. *The Archive of Mechanical Engineering* v 49, 2002.
- [6] Piątkowski T.: Analiza dynamiczna procesu sortowania strumienia ładunków jednostkowych. W pracy zbiorowej pod redakcją Strzyżakowskiego Z.: *Transport. Prace naukowe* 1(17) Radom 2003.
- [7] Stronge W.J.: Unravelling paradoxical theories for rigid body collisions. *ASME Journal of Applied Mechanics* v 58, 1991.
- [8] Tarmowski W., Bartkiewicz S.: Modelowanie matematyczne i symulacja komputerowa dynamicznych procesów ciągłych. Koszalin 1998.
- [9] Zhang D., Whiten W. J.: The calculation of contact forces between particles using spring and damping models. *Powder technology* v 5, 1996.
- [10] PN-O-79100/02:1992, Opakowania transportowe z zawartością, dane liczbowe.

Badanie wrażliwości serwonapędu pneumatycznego na zmianę ciśnienia zasilania

dr inż. Janusz Pluta*, dr inż. Marek Sibiłak**

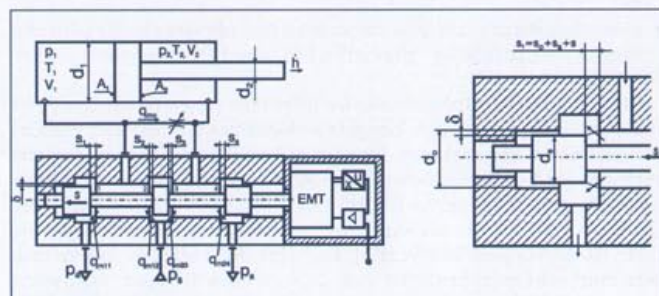
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Automatyzacji Procesów
*e-mail: plutian@agh.edu.pl, **sibiłak@agh.edu.pl

W artykule sformułowano kryterium wrażliwości układu zbudowanego z siłownika tłokowego i serwowozoru przepływowego na wariacje jego parametrów. Kryterium to określono jako pochodne cząstkowe zmiennych stanu względem zmieniającego się parametru, którym w artykule jest przykładowo ciśnienie zasilania rozważanego układu. Podstawę rozważań stanowi model matematyczny rozpatrywanego serwonapędu, w którym serwowóz przyjęto jako uporządkowaną kombinację czterech zmiennych oporów pneumatycznych. Na jego podstawie skonstruowano stowarzyszony model matematyczny wrażliwości. Badania przeprowadzono na drodze eksperymentu symulacyjnego dla wariacji ciśnienia zasilania.

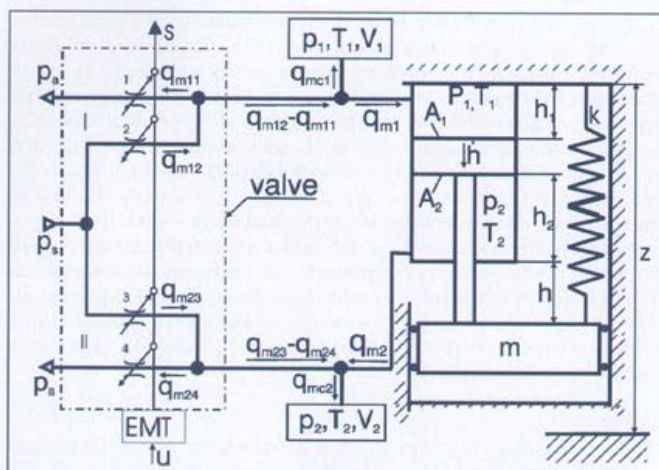
Wstęp

W rzeczywistych warunkach pracy różnego rodzaju układów napędowych występują zakłócenia, które mają charakter procesów stochastycznych. Wywołują one zmianę wielkości sterowanej

w sposób niepożądany, wpływając przez to na zmniejszenie dokładności układu napędowego. W ostatnich latach przy analizie właściwości dynamicznych układów napędowych coraz większe znaczenie przywiązuje się do dokładności działania tych układów. Dotyczy to zarówno układów napędowych elektrycznych [1], jak i hydraulicznych [2]. W związku ze wzrostem wymagań dla niektórych współczesnych układów napędowych pneumatycznych zagad-



Rys. 1 Schemat konstrukcyjny serwowozoru



Rys. 2 Serwonapęd w postaci układu sterowania dławieniowego

nienie to należy rozciągnąć także na ten rodzaj napędów. Dotyczy to szczególnie elektropneumatycznych układów napędowych, opartych na technice proporcjonalnej i serwoworowej. W grupie takich napędów można wymienić serwonapędy pneumatyczne.

Rozważany serwonapęd pneumatyczny stanowi zespół wykonawczy wielu elektropneumatycznych układów sterowania i regulacji położenia. Tego rodzaju zespoły znajdują zastosowanie m.in. w układach pozycjonujących, układach regulacji siły naciągu taśmy rozwijanej z wálka, generatorach drgań mechanicznych i innych. Niniejszą analizę przeprowadzono pod kątem pneumatycznych i elektropneumatycznych generatorów drgań mechanicznych. Celowość badania wrażliwości tego rodzaju układów widać, jeżeli porówna się wyniki badań rzeczywistego układu [4] z wynikami badań symulacyjnych na jego modelu matematycznym [3]. Uzyskiwane niekiedy znaczne rozbieżności w tych wynikach są spowodowane, że strony badań symulacyjnych, wariacją niektórych parametrów pracy przyjmowanych w obliczeniach jako stałe, natomiast ze strony badań laboratoryjnych rzeczywistego układu, dokładnością zastosowanych torów pomiarowych. Przykładem takiego parametru jest ciśnienie zasilania serwonapędów elektropneumatycznych. W większości modeli matematycznych serwonapędów przyjmuje się wyidealizowane źródło sprężonego powietrza o stałym ciśnieniu zasilania. W warunkach rzeczywistych utrzymywanie stałego ciśnienia zasilania jest nierealne. Ciśnienie to można utrzymywać z określoną dokładnością, tym mniejszą im wyższa jest dynamika pracy zasilanego układu. Wpływ na to ciśnienie mają także konstrukcja i parametry techniczne zespołu stanowiącego źródło sprężonego powietrza. Nieświadomość lub zignorowanie tego faktu może prowadzić do błędnej interpretacji wyników jednego i drugiego rodzaju badań oraz wyciągania fałszywych wniosków co do rzeczywistych przyczyn zachowania układu. Dla zwrócenia uwagi na powyższy problem przeprowadzono odpowiednie badania symulacyjne na przyjętym do analizy modelu matematycznym serwonapędu, opublikowanym w pracy [3] i specjalnie opracowanym modelu jego wrażliwości na ciśnienie zasilania.

Model matematyczny serwonapędu

Podstawę prezentowanej analizy stanowi zespół pneumatyczny, zbudowany z dwóch podstawowych elementów:

- siłownika pneumatycznego, jako odbiornika energii pneumatycznej,
- elektropneumatycznego serwoworu przepływowego 5/3 jako elementu sterującego przepływem energii pneumatycznej do siłownika.

Siłownik może mieć jednakowe lub różne powierzchnie czynne tłoka w zależności od tego, czy jest wykonany z jednostronnym, czy dwustronnym tłoczeniem. Do sterowania jego pracą zastosowano serwowór jednostopniowy o konstrukcji suwakowej, z czterema krawędziami sterującymi (rys. 1). W rozważaniach pominięto przetwornik elektromechaniczny serwoworu, ograniczając się tylko do części pneumatycznej. Przyjęty do analizy zespół przedstawiono schematycznie na rys. 2. Serwowór reprezentowany jest tu przez kombinację 4 zmiennych oporów pneumatycznych. Model matematyczny rozpatrywanego zespołu stanowią równania

równowagi sił oraz równania bilansu natężeń przepływu sprężonego powietrza. Model sformułowano m.in. przy następujących założeniach:

- ciśnienie zasilania p_z zespołu jest stałe, a jego ciśnienie wyjściowe p_w jest równe ciśnieniu atmosferycznemu,
- tłok siłownika nie osiąga położenia skrajnych w cylindrze,
- suwak dławiący serwowaworu jest elementem symetrycznym, a wszystkie jego okna dławiące mają jednakową przewodność masową C_m i krytyczny stosunek ciśnień b_k ,
- straty ciśnienia w oknach dławiących serwowaworu mają znaczenie decydujące dla sterowania zespołem.

Równania opisujące zachowanie się analizowanego zespołu przyjmują postać:

$$\begin{aligned} m\ddot{h} &= p_1 A_1 - p_2 A_2 - k(h-h_d) - mg - m\ddot{z}_s - f_s \dot{h} \left(1 + e^{-f_s |\dot{h}|} \right) - \frac{1}{2} (F_{ce} - F_{cs}) e^{-f_c |\dot{h}|} \\ &\quad (\operatorname{sgn}(\ddot{h}) - \operatorname{sgn}(\dot{h})) - (F_{cs} + f_{p1} d_{p1} |p_1 - p_2| + f_{p2} d_{p2} |p_2| + p_2 - 2p_s) \\ &\quad (\operatorname{sgn}(\dot{h}) - (1 - |\operatorname{sgn}(\dot{h})|) \operatorname{sgn}(\ddot{h})) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\dot{p}_1 = \frac{n}{V_{10} + A_1(h_0 + h)} \left(R \cdot T_1 \frac{C_m}{A_{\max}} \cdot \psi_p(p_s, p_1, T_{12}) \cdot \psi_a(s_s + s + s_a) - p_1 \cdot A_1 \cdot \dot{h} - R \cdot T_1 \frac{C_m}{A_{\max}} \cdot \psi_p(p_1, p_s, T_{11}) \cdot \psi_a(s_s - s - s_a) \right) \quad (2)$$

$$\psi_p(p_a, p_b, T) = \text{sgn}(p_a - p_b) \cdot \max(p_a, p_b) \cdot \sqrt{\frac{T_*}{2T} \left(2 - \frac{\left(\frac{\min(p_a, p_b)}{\max(p_a, p_b)} - b_t \right)^2}{1 - b_t} \right) \left(1 + \text{sgn} \left(\frac{\min(p_a, p_b)}{\max(p_a, p_b)} - b_t \right) \right)} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \psi_s(s_i) = & \frac{1}{4} \pi(d_0 + d_s) \sqrt{s_i^2 + \left(\frac{d_0 - d_s}{2}\right)^2} (1 + \text{sgn}(s_i)) + \\ & + \frac{1}{8} \pi(d_0' - d_s') (1 - \text{sgn}(s_i)) \end{aligned} \quad (4)$$

$$A_{\max} = \frac{1}{2} \pi (d_0 + d_i) \sqrt{(s_0 + s_{\max})^2 + \left(\frac{d_0 - d_i}{2} \right)^2} \quad (5)$$

gdzie:

A_1, A_2 – powierzchnie czynne tłoka, $A_{\max}$ – maksymalna powierzchnia przepływowa okna dławiącego serwowaworu, B – współczynnik tarcia wiskotycznego, b_k – krytyczny stosunek ciśnień dla serwowaworu, C_m – przewodność masowa przepływu przez przekrój dławiaczy, d_0 – średnica otworu tulei suwakowej, d_s – średnica suwaka sterującego serwowaworu, g – przyspieszenie ziemskie, h – przemieszczenie tłoka (tłoczyska) siłownika, h_0 – wstępne położenie tłoka, h_s – wstępne ugięcie sprężyny, k – współczynnik sztywności sprężyny obciążającej siłownik, m – masa zredukowana, n – wykładnik przemiany politropowej, p_1, p_2 – ciśnienia absolutne w komorach roboczych siłownika, p_a – ciśnienie absolutne na spływie, p_b – ciśnienie absolutne, p_s – ciśnienie absolutne zasilania, R – uniwersalna stała gazowa dla powietrza, s – przemieszczenie suwaka sterującego, s_0 – przekręcie suwaka sterującego, s_a – asymetria położenia suwaka przy zerowymysterowaniu (offset), $s_{\max}$ – maksymalne przemieszczenie suwaka sterującego, T_1, T_2 – temperatura powietrza w komorach siłownika, $T_{11}, T_{12}, T_{23}, T_{24}$ – temperatura powietrza w oknach dławiących serwowaworu, T_n – temperatura powietrza w warunkach normalnych (293 K), V_{10}, V_{20} – wstępne objętości sprężonego powietrza, $\Psi_a(s)$ – funkcja opisująca wpływ wymiarów geometrycznych okien dławiących, $\Psi_p(p_1, p_{i+1}, T_i)$ – funkcja opisująca wpływ ciśnień absolutnych p_1, p_{i+1} przed i za odpowiednim oporem pneumatycznym, dla temperatury T_i powietrza przepływającego przez i -te okno oraz krytycznego stosunku ciśnień b_k .

Powyższy model serwonapędu pneumatycznego został szczegółowo przedstawiony w artykule [3].

Model wrażliwości serwonapędu na zmianę ciśnienia zasilania

Miarę wrażliwości rozpatrywanego zespołu stanowią funkcje wrażliwości wielkości występujących w tym obiekcie na wariacje jego parametrów. Funkcje te zdefiniowano jako pochodne cząstkowe zmiennych względem parametrów, czyli:

$$\lambda_{x_i} = \frac{\partial x_i(\mu)}{\partial \mu} \quad (6)$$

gdzie:

λ_{x_i} – funkcja wrażliwości zmiennej x_i w serwonapędzie pneumatycznym na wariacje współczynnika μ .

Funkcje te tworzą układ równań otrzymany w wyniku różniczkowania modelu podstawowego serwonapędu. Nazywać go będziemy stowarzyszonym modelem wrażliwości rozpatrywanego układu pneumatycznego. W niniejszym artykule ograniczono się tylko do analizy wrażliwości zmiennych stanu w zależności od ciśnienia zasilania. Model stowarzyszony wrażliwości dla rozpatrywanego modelu serwonapędu opisany jest następującymi równaniami:

$$m\ddot{\lambda}_h = \lambda_{p_1} A_1 - \lambda_{p_2} A_2 - k\lambda_h - f_{se} \left(\left(1 + e^{-f_{sh}|\dot{h}|} \right) - f_{sh} \dot{h} \left(1 + e^{-f_{sh}|\dot{h}|} \right) \operatorname{sgn}(\dot{h}) \right) \lambda_h + \frac{1}{2} (F_{cm} - F_{cs}) \cdot f_{se} e^{-f_{sh}|\dot{h}|} \lambda_h \cdot (\operatorname{sgn}(\ddot{h}) - \operatorname{sgn}(\dot{h})) \operatorname{sgn}(\dot{h}) - (f_{p1} d_{p1} (\lambda_{p_1} - \lambda_{p_2}) \operatorname{sgn}(p_1 - p_2) + f_{p2} d_{p2} (\lambda_{p_1} + \lambda_{p_2}) \operatorname{sgn}(p_1 + p_2 - 2p_a)) (\operatorname{sgn}(\dot{h}) - (1 - |\operatorname{sgn}(\dot{h})|) \operatorname{sgn}(\ddot{h})) \quad (7)$$

$$\dot{\lambda}_{p_1} = - \frac{n A_1 \lambda_h}{(V_{10} + A_1 (h_0 + h))^2} \left(R T_1 \frac{C_m}{A_{\max}} \cdot \psi_p(p_1, p_1, T_{12}) \cdot \psi_s(s_s + s + s_a) - p_1 A_1 \dot{h} - R T_1 \frac{C_m}{A_{\max}} \cdot \psi_p(p_1, p_a, T_{11}) \cdot \psi_s(s_s - s - s_a) \right) + \frac{n}{V_{10} + A_1 (h_0 + h)} \cdot \left(R T_1 \frac{C_m}{A_{\max}} \psi_s(s_s + s + s_a) \cdot \left(\frac{\partial}{\partial p_s} \psi_p(p_s, p_1, T_{12}) + \frac{\partial}{\partial p_1} \psi_p(p_s, p_1, T_{12}) \lambda_{p_1} \right) - \lambda_{p_1} A_1 \dot{h} - p_1 A_1 \dot{h} - R T_1 \frac{C_m}{A_{\max}} \psi_s(s_s - s - s_a) \cdot \left(\frac{\partial}{\partial p_s} \psi_p(p_s, p_a, T_{11}) + \frac{\partial}{\partial p_1} \psi_p(p_s, p_a, T_{11}) \lambda_{p_1} \right) \right) \quad (8)$$

$$\dot{\lambda}_{p_2} = \frac{n A_2 \lambda_h}{(V_{20} + A_2 (h_0 - h))^2} \left(R T_2 \frac{C_m}{A_{\max}} \cdot \psi_p(p_2, p_2, T_{23}) \cdot \psi_s(s_s - s - s_a) + p_2 A_2 \dot{h} - R T_2 \frac{C_m}{A_{\max}} \cdot \psi_p(p_2, p_a, T_{24}) \cdot \psi_s(s_s + s + s_a) \right) + \frac{n}{V_{20} + A_2 (h_0 - h)} \cdot \left(R T_2 \frac{C_m}{A_{\max}} \psi_s(s_s - s - s_a) \cdot \left(\frac{\partial}{\partial p_s} \psi_p(p_s, p_2, T_{23}) \lambda_{p_2} + \frac{\partial}{\partial p_2} \psi_p(p_s, p_2, T_{23}) \lambda_{p_2} \right) + \lambda_{p_2} A_2 \dot{h} + p_2 A_2 \dot{h} - R T_2 \frac{C_m}{A_{\max}} \psi_s(s_s + s + s_a) \cdot \left(\frac{\partial}{\partial p_s} \psi_p(p_s, p_2, T_{24}) \lambda_{p_2} + \frac{\partial}{\partial p_2} \psi_p(p_s, p_2, T_{24}) \lambda_{p_2} \right) \right) \quad (9)$$

$$\frac{\partial \psi_p(p_s, p_s, T)}{\partial p_s} = \frac{\operatorname{sgn}(p_s - p_b) \sqrt{\frac{T_s}{T} \max(p_s, p_b)}}{2 \sqrt{\max(p_s, p_b)^2 - \left(\frac{\min(p_s, p_b) - b_i \max(p_s, p_b)}{1 - b_i} \right)^2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \operatorname{sgn} \left(\frac{\min(p_s, p_b)}{\max(p_s, p_b)} - b_i \right) \right)} \cdot \left((1 + \operatorname{sgn}(p_s - p_b)) - \frac{\left(\frac{\min(p_s, p_b)}{\max(p_s, p_b)} - b_i \right) \cdot ((1 + \operatorname{sgn}(p_s - p_b)) - b_i \cdot (1 - \operatorname{sgn}(p_s - p_b)))}{2(1 - b_i)^2} \cdot \left(1 + \operatorname{sgn} \left(\frac{\min(p_s, p_b)}{\max(p_s, p_b)} - b_i \right) \right) \right) \quad (10)$$

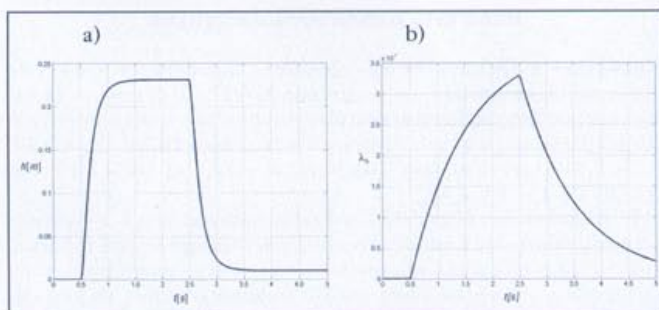
$$\frac{\partial \psi_p(p_s, p_s, T)}{\partial p_b} = \frac{\operatorname{sgn}(p_s - p_b) \sqrt{\frac{T_s}{T} \max(p_s, p_b)}}{2 \sqrt{\max(p_s, p_b)^2 - \left(\frac{\min(p_s, p_b) - b_i \max(p_s, p_b)}{1 - b_i} \right)^2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \operatorname{sgn} \left(\frac{\min(p_s, p_b)}{\max(p_s, p_b)} - b_i \right) \right)} \cdot \left((1 - \operatorname{sgn}(p_s - p_b)) - \frac{\left(\frac{\min(p_s, p_b)}{\max(p_s, p_b)} - b_i \right) \cdot ((1 - \operatorname{sgn}(p_s - p_b)) - b_i \cdot (1 + \operatorname{sgn}(p_s - p_b)))}{2(1 - b_i)^2} \cdot \left(1 + \operatorname{sgn} \left(\frac{\min(p_s, p_b)}{\max(p_s, p_b)} - b_i \right) \right) \right) \quad (11)$$

Rezultaty badań symulacyjnych

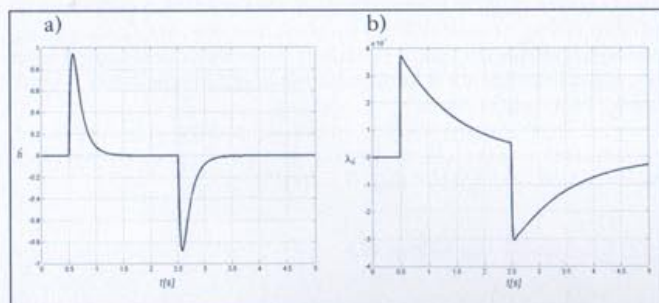
Rozważany model wrażliwości określony układem równań (7) do (11) zaimplementowano w programie MATLAB-Simulink, a następnie poddano badaniom symulacyjnym. Obliczenia przeprowadzono dla następujących parametrów: $A_1 = A_2 = 8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, $b_k = 0,44$, $C_m = 3,948 \text{ kg/(s·Pa)}$, $k = 2 \cdot 10^3 \text{ N/m}$, $m = 12,5 \text{ kg}$, $p_s = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, $p_a = 10^5 \text{ Pa}$, $s_a = 0$, $s_0 = 0$.

Przykładowe rezultaty obliczeń zamieszczone na rys. 3–5 przedstawiają odpowiedź serwonapędu na wymuszenie prostokątne. Na rys. 3a,b pokazano odpowiednio przebiegi przemieszczenia h tłoczyska siłownika i wrażliwość przemieszczenia na zmianę ciśnienia zasilania p_s . Rys. 4a,b przedstawiają odpowiednio przebieg prędkości tłoczyska $\dot{h}$ i wrażliwość tej prędkości na zmianę ciśnienia zasilania p_s . Rys. 5a,b pokazują odpowiednio przebiegi ciśnień p_1, p_2 w komorach siłownika oraz ich wrażliwości na zmianę ciśnienia zasilania p_s . Funkcje wrażliwości $\lambda_h, \lambda_{\dot{h}}, \lambda_{p_1}, \lambda_{p_2}$ pozwalają stwierdzić, jakie są zmiany przemieszczenia i prędkości tłoczyska oraz ciśnień w komorach siłownika przypadające na jednostkę ciśnienia zasilania p_s .

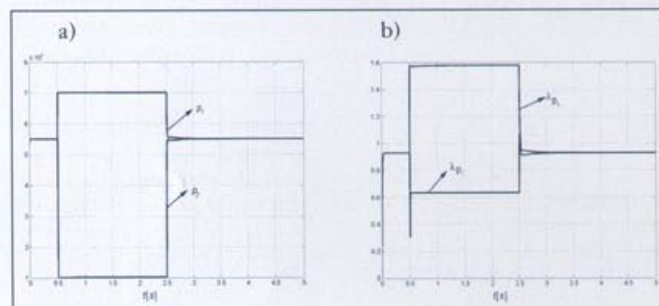
Z rys. 3b, 4b, 5b wynika, że zmiana przemieszczenia i prędkości oraz ciśnień wynikająca ze zmiany p_s o 10^5 Pa jest odpowiednio rzędu $3,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$, $3,9 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$, $0,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.



Rys. 3 Odpowiedź czasowa serwonapędu na sygnał wymuszający: a) przemieszczenie tłoka h , b) funkcja wrażliwości λ_h



Rys. 4. Odpowiedź czasowa serwonapędu na sygnał wymuszający: a) prędkość tłoka h , b) funkcja wrażliwości $\lambda_{\dot{h}}$



Rys. 5 Odpowiedź czasowa serwonapędu na sygnał wymuszający: a) ciśnienia w komorach siłownika p_1, p_2 , b) funkcje wrażliwości $\lambda_{p1}, \lambda_{p2}$

Podsumowanie

Parametry elementów stosowanych w serwonapędach elektropneumatycznych różnią się od zaplanowanych (przyjętych w projekcie) ze względu na dokładność ich wykonania. Dodatkowo wartości tych parametrów ulegają zmianie na skutek działania czynników wewnętrznych (np. starzenie się elementów) i zewnętrznych (np. temperatury). W celu zapewnienia spełnienia wymagań jakościowych stawianych urządzeniom współpracującym z serwonapędami elektropneumatycznymi konieczne jest przeprowadzenie analizy wpływu zmian wartości tych parametrów na pracę serwonapędu. Przedstawiona w artykule analiza wykazała istotny wpływ zmian ciśnienia zasilania na zmienne stanu opisujące jego pracę. W układach rzeczywistych nie jest możliwe zapewnienie w pełni stałego ciśnienia zasilania. Z tego względu należy na etapie prac projektowych uwzględnić wpływ jego zmian zarówno na przesunięcie tłoka cylindra, jak i jego prędkość.

Uzyskane wyniki badań symulacyjnych, wrażliwości serwonapędu elektropneumatycznego na zmianę ciśnienia zasilania wykazują, że celowe jest badanie wrażliwości układów pneumatycznych i elektropneumatycznych na zmianę ich parametrów.

Określenie wrażliwości analizowanego układu na wariacje jego parametrów w oparciu o model matematyczny układu oraz stworzony model matematyczny wrażliwości daje większą pewność w wyznaczaniu właściwości statycznych i dynamicznych na drodze eksperymentów numerycznych.

Literatura

- [1] Jaracz K.: *Extended Sensitivity Models of D.C. Motors at the Undetermined Random Disturbances*. WN WSP, Kraków 1998.
- [2] Jaracz K., Pluta J., Sibielski M.: *Testing the Electrohydraulic Servo Drive Sensitivity to Supply Pressure Changes*. *Proceedings of 5th International Carpathian Control Conference ICC'2004*, s. 433–438. Zakopane, Poland, May 25–28, 2004.
- [3] Pluta J., Sapiński B., Sibielski M.: *Modelling and Simulation of Electropneumatic Unit Operation*. *Hydraulika A Pneumatika. Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku. Ročník IV, č. (9) 2/2002*. HYDROPNEUTECH s.r.o., Žilina, Slovakia. ISSN 1335–5171, s. 30–34.
- [4] Pluta J., Podsiadło A., Korzeniowski R.: *Badania laboratoryjne elektropneumatycznych generatorów drgań mechanicznych*. *Dwumiesięcznik o technice sprężania gazów, Pneumatyka nr 3 (34), 2002*, s. 24–27.

Program Pneuma^{KTA} – MiniCAD

Franciszek Siemieniako, Svyatoslav Karpovich, Jegor Mołodow*, Tomasz Hućcio

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Automatyki, *Białoruski Narodowy Uniwersytet Informatyki i Radioelektroniki w Mińsku

W referacie przedstawiono istotę pracy z programem Pneuma^{KTA} – MiniCAD. Proces tworzenia oraz analiza działania pneumatycznych układów napędów i sterowania z wykorzystaniem multimedialnego programu Pneuma^{KTA} – MiniCAD staje się bardziej obrazowy i interesujący. Wykorzystanie zasady interaktywności umożliwia projektantowi układów pneumatycznych szybsze i skuteczniejsze (bez konieczności posiadania elementów) sprawdzenie poprawności ich działania.

Wprowadzenie

Program MiniCAD jest aplikacją multimedialnego oprogramowania Pneuma^{KTA}. Program MiniCAD z powodzeniem można zaliczyć do nowej generacji multimedialnych interaktywnych metod nauczania. Program może być przeznaczony dla projek-

tantów pneumatycznych układów napędów i sterowania oraz dla studentów kierunków automatyka i robotyka oraz mechanika i budowa maszyn w zakresie przedmiotu „Napęd i sterowanie pneumatyczne”.

Program MiniCAD służy do komputerowo wspomaganej tworzenia znormalizowanych (ISO 1219) schematów pneumatycznych z możliwością symulowania działania opracowanych układów. Program może być także wykorzystywany do wykrywania i usuwania błędów sterowania w układach pneumatycznych.

Program MiniCAD został opracowany w programie Flash MX firmy Macromedia. Oprogramowanie Flash MX z wewnętrznym językiem programowania ActionScript umożliwia tworzenie interaktywnych animacji, które reagują na działania użytkownika. Dzięki wykorzystaniu oprogramowania Flash MX program MiniCAD zajmuje tylko 16,3 kB w pamięci na dysku twardym komputera.

Prezentacja programu Pneuma^{KTA} – MiniCAD

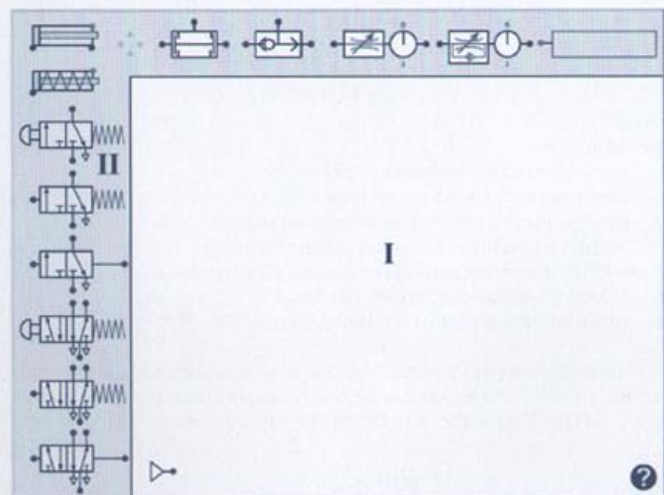
Aplikacja Pneuma^{KTA} – MiniCAD jest programem kreślarsko-symulacyjnym umożliwiającym opracowanie znormalizowanych schema-

tów układów pneumatycznych oraz dokładne odtworzenie działania opracowanego układu.

Opracowywanie schematów w programie MiniCAD jest łatwe i skuteczne dzięki wykorzystaniu metody „drag and drop”, bezpośredniemu dostępowi do symboli elementów oraz automatycznemu rysowaniu znormalizowanych przewodów.

Główne okno aplikacji Pneuma^{KTA}-MiniCAD, przedstawione na rys. 1, składa się z dwóch obszarów.

- I. Obszar roboczy – na którym tworzone są schematy układów pneumatycznych.
- II. Obszar symboli elementów pneumatycznych – umożliwia dostęp do symboli graficznych elementów pneumatycznych, z których tworzy się schematy układów pneumatycznych.



Rys. 1 Główne okno aplikacji Pneuma^{KTA} – MiniCAD

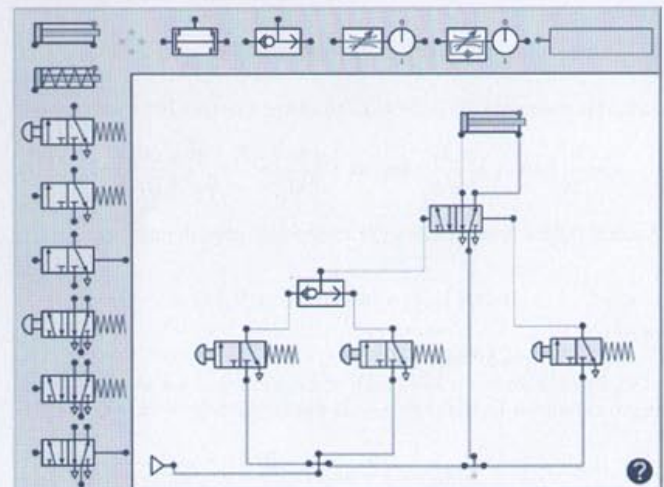
Po wciśnięciu przycisku ?, znajdującego się na obszarze roboczym, następuje otwarcie okna Pomoc. W oknie pomocy zawarto instrukcje dotyczące:

- opracowywania schematów układów pneumatycznych,
- kasowania elementów i przewodów pneumatycznych,
- przeprowadzania symulacji działania opracowanego układu.

Przykładowa symulacja układu napędowo-sterującego opracowanego w aplikacji Pneuma^{KTA} – MiniCAD

Na rys. 2 przedstawiono opracowany schemat pneumatycznego układu napędowo-sterującego siłownika dwustronnego działania z wykorzystaniem alternatywy.

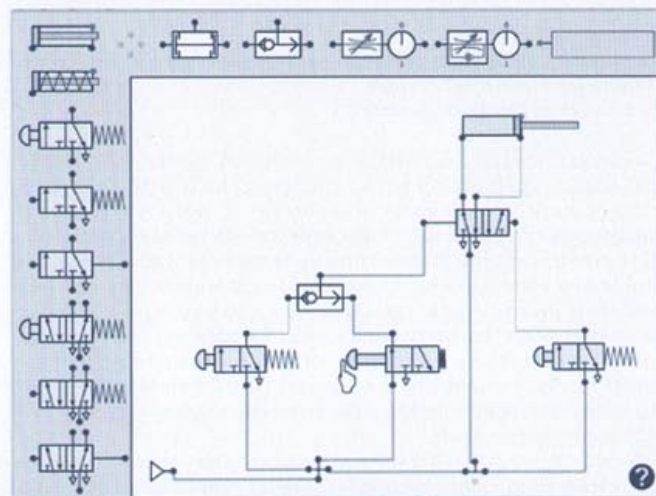
W celu przeprowadzenia symulacji działania opracowanego układu należy kliknąć symbol przycisku określonego zaworu rozdzielającego. Podczas symulacji następuje automatyczne prze-



Rys. 2 Widok obszaru roboczego z opracowanym schematem pneumatycznego układu napędowo-sterującego

sterowanie zaworów oraz przemieszczenie tłoczyska siłownika. Wizualizacja przepływu sygnałów sterujących (wyświetlanie stanu układu) jest możliwa dzięki zmianie koloru aktywnych przewodów. Schemat pneumatycznego układu napędowo-sterującego w trakcie symulacji przedstawiono na rys. 3.

Dzięki opcji symulacji możliwe jest sprawdzenie poprawności



Rys. 3 Symulacja działania opracowanego układu

budowy, działania i sterowania opracowanego układu. Sprawdzenie połączeń elementów układu pneumatycznego oraz poszukiwanie zakłóceń w jego działaniu pozwala zlokalizować błędy w sterowaniu układem. Po zlokalizowaniu przyczyn zakłóceń przechodzi się do usuwania błędów w opracowanych układach pneumatycznych.

Podsumowanie

Program Pneuma^{KTA}-MiniCAD służy do tworzenia schematów pneumatycznych, symulacji i wizualizacji działania oraz do wykrywania i usuwania błędów sterowania w układach pneumatycznych.

Program Pneuma^{KTA}-MiniCAD może być w przyszłości rozbudowany o dodatkowe elementy zgodnie z wymogami przyszłych użytkowników. Szczegółowe informacje u autorów artykułu.

Literatura:

- [1] Huścio T., Siemieniako F., Agranowicz A.A.: Provedenie laboratornych rabot na baze mul'timedijnego ucebznika po avtomatike i technike avtomatizacii. Izvetija Belorusskoj Inzenernoj Akademii 2003.
- [2] Dajnjak I.V., Lysenko V.G., Karpovic S.E.: Konceptija postroeni-ja interaktivnoj multimedijnoj obučajuščej sistemy [ref.], Distan-cionnoe obučenie - obrazovatel'naja sreda XXI veka. Materialy III Meždunarodnoj naučno-metodičeskoj konferencii 13-15 nojabrja Mińsk 2003.
- [3] Dajnjak I.V., Agranovič A. A., Baev V. S., Kuz'merovskij T., Huścio T., Lobčuk A.V., Skačko D.G.: Postroenie mul'timedijnych interaktivnych stranic po kursu „Pnevmoavtomatika”. Opyt i problemy organizacii naucno-issledovatel'skoj raboty studentov: sbornik naučnych statej: [XIII Respublikanskij naučno-metodičes-kij seminar]. Mińsk 2003.

Wpływ pola magnetycznego na parametry pracy MHD sprzęgła lepkiego

dr inż. Jerzy Sawicki,

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy adiunkt, Zakład Dynamiki i Mechaniki Płynów

e-mail: sawik@atr.bydgoszcz.pl

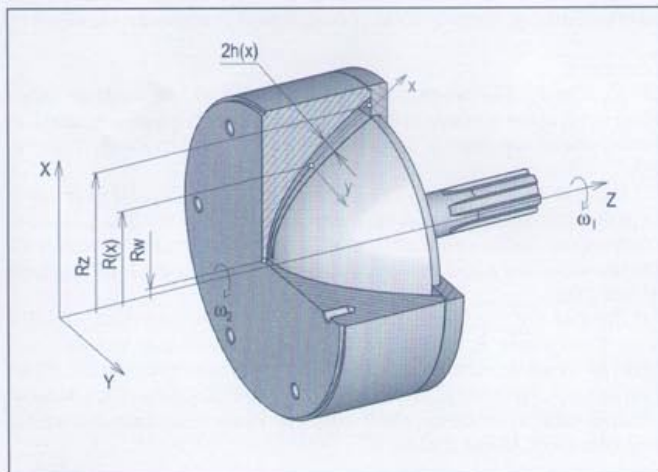
Ciecze przewodzące elektrycznie budzą od dawna duże zainteresowanie [2]. Badania ruchu cieczy lepkich przewodzących elektrycznie w obecności zewnętrznych pól elektrycznych i magnetycznych, a także badania wpływu tych pól na różne procesy fizyczne i chemiczne prowadzone są od wielu już lat. Dotyczą one problemów astro- i geofizyki, a także zagadnień związanych z bezpośrednią przemianą energii cieplnej w elektryczną w tzw. generatorach magnetohydrodynamicznych. Intensywny rozwój zasygnalizowanej problematyki doprowadził do powstania samodzielnej gałęzi fizyki, a mianowicie magnetohydrodynamiki zajmującej się badaniem ruchu elektrycznie przewodzących cieczy w polach elektromagnetycznych.

Nowe możliwości, jakie stwarzają ciecze przewodzące elektrycznie (elektrolity, ciekłe metale) w rozwiązywaniu licznych zagadnień konstrukcyjnych i eksploatacyjnych w zakresie tarcia, zużycia i smarowania, a zwłaszcza w problematyce aktywnego sterowania parametrami mechanicznymi urządzeń zachęcają wielu badaczy do prowadzenia badań w tym zakresie [1].

Celem pracy jest analiza przepływu cieczy przewodzącej elektrycznie w szczelinie sprzęgła przedstawionego na rys. 1. jest laminarny, ustalony i izotermiczny.

Równania ruchu cieczy przewodzącej elektrycznie

Rozpatrywany ruch cieczy lepkiej przewodzącej elektrycznie w szczelinie sprzęgła przedstawionego na rys. 1. jest laminarny, ustalony i izotermiczny.



Rys. 1

Wprowadzając dodatkowe założenia:

• przepływ cieczy lepkiej jest osiowoosymetryczny ($\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$),

• zewnętrzne pole magnetyczne jest jednorodne i ortogonalne do powierzchni środkowej szczeliny, tzn. $B_z = B_0 = \text{const.}$,
• grubość szczeliny w porównaniu z promieniem powierzchni krzywoliniowej szczeliny jest bardzo mała ($h \ll R(x)$),

równania wynikające z zasad zachowania masy i pędu dla cieczy przewodzącej elektrycznie w krzywoliniowym układzie współrzędnych x, θ, y [3], [4] (rys.1), po oszacowaniach charakterystycznych dla przepływów w cienkich warstwach przyjmują postać:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial(Rv_x)}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} - v_\theta \frac{R'}{R}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} - \sigma B_z^2 v_x \quad (2)$$

$$\rho(v_x \frac{\partial v_\theta}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_\theta}{\partial y} - v_x v_\theta \frac{R'}{R}) = \mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial y^2} - \sigma B_z^2 v_\theta - \sigma E_x B_y \quad (3)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial y} \quad (4)$$

$$j_x = \sigma(E_x + v_\theta B_y) \quad (5)$$

tutaj:

p – ciśnienie,

v_x, v_θ, v_y – składowe wektora prędkości,

μ – dynamiczny współczynnik lepkości,

ρ – gęstość cieczy przewodzącej elektrycznie,

B_y – składowa wektora indukcji magnetycznej,

E_x – składowa wektora natężenia pola elektrycznego,

j_x – składowa wektora gęstości prądu,

R – promień powierzchni środkowej szczeliny, $R' = \frac{dR}{dx}$

Pomijając w równaniach (2)–(3) wpływ wzdłużnych sił bezwładności, równania ruchu cieczy przewodzącej elektrycznie w szczelinie o zarysie krzywoliniowym przyjmą teraz postać:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial(Rv_x)}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

$$-\rho v_\theta \frac{R'}{R} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} - \sigma B_z^2 v_x \quad (7)$$

$$0 = \mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial y^2} - \sigma B_z^2 v_\theta - \sigma E_x B_y \quad (8)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial y} \quad (9)$$

Warunki brzegowe dla składowych prędkości są następujące

$$\begin{aligned} v_x &= 0 \text{ dla } y = \pm h \\ v_\theta &= R\omega_2 \text{ dla } y = -h \quad v_\theta = R\omega_1 \text{ dla } y = +h \end{aligned} \quad (10)$$

tutaj:

$2h(x)$ – grubość szczeliny

ω_1, ω_2 – prędkości kątowe obu powierzchni obrotowych

Całki równań ruchu

Całkując równanie (8) przy warunku brzegowym (10b) otrzymamy:

$$v_\theta = \frac{R}{2} \left[(\omega_1 + \omega_2) \frac{\text{ch}ky}{\text{ch}kh} + (\omega_1 - \omega_2) \frac{\text{sh}ky}{\text{sh}kh} \right] + \frac{E_x}{k} \sqrt{\frac{\sigma}{\mu}} \left(\frac{\text{ch}ky}{\text{ch}kh} - 1 \right) \quad (11)$$

Wyznaczając z prawa Ohma (5), całkowity prąd mamy:

$$I = 2\pi R \int_{-h}^h j_x dy = 2\pi R \int_{-h}^h \sigma(E_x + v_\theta B_y) dy$$

gdzie:

I – całkowity prąd elektryczny.

Stąd przy założeniu $I=0$ (brak zewnętrznego obwodu elektrycznego) składowa E_x natężenia pola elektrycznego wynosi:

$$E_x = k \sqrt{\frac{\mu}{\sigma}} (\omega_1 + \omega_2) \frac{R}{2} \quad (12)$$

Wprowadzając zależność (12) do (11), prędkość obwodowa przepływu elektrolitu w szczelinie sprzęgła przyjmuje postać:

$$v_\theta = \frac{R}{2} \left[(\omega_1 + \omega_2) + (\omega_1 - \omega_2) \frac{\text{sh}ky}{\text{sh}kh} \right] \quad (13)$$

Sformułowaną powyżej zależność dla prędkości obwodowej wykorzystamy do określenia parametrów mechanicznych rozważanego sprzęgła.

Parametry mechaniczne sprzęgła

Moment obrotowy obu tarcz sprzęgła możemy obliczyć z następujących formuł:

$$M_{wej} = 2\pi \int_{x_w}^{x_z} \left(\eta \frac{\partial v_\theta}{\partial y} \right) \Big|_{y=h} R^2 dx \quad (14)$$

$$M_{wyj} = 2\pi \int_{x_w}^{x_z} \left(-\eta \frac{\partial v_\theta}{\partial y} \right) \Big|_{y=h} R^2 dx \quad (15)$$

tutaj:

x_w – współrzędna powierzchni środkowej odniesiona do początku szczeliny,

x_z – współrzędna powierzchni środkowej odniesiona do końca szczeliny.

Przenoszoną przez sprzęgło moc wyznaczmy ze wzorów

$$N_{wej} = M_{wej} \omega_{wej} \quad (16)$$

$$N_{wyj} = M_{wyj} \omega_{wyj} \quad (17)$$

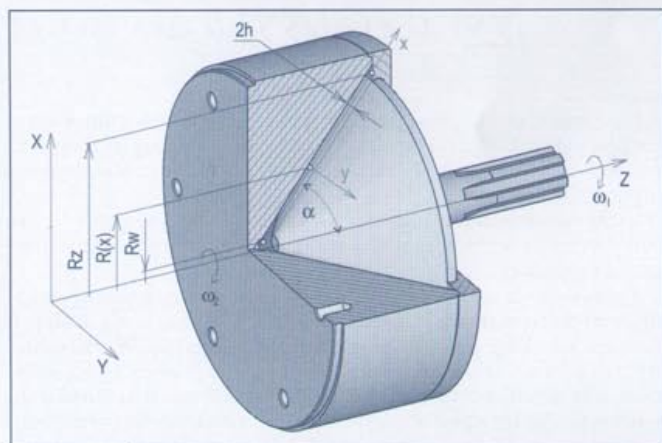
gdzie:

$\omega_{wej} = \omega_1$, $\omega_{wyj} = \omega_2$

natomiast sprawność opisana jest zależnością w postaci:

$$\eta = \frac{-N_{wyj}}{N_{wej}} \quad (18)$$

Aby móc efektywnie tablicować uzyskaną formułę opisującą prędkość obwodową w szczelinie sprzęgła, a także wzory definiujące moment obrotowy, moc i sprawność, wyznaczmy parametry mechaniczne sprzęgła stożkowego.



Rys. 2

Wstawiając do zależności (12), (16), (17 – 18) formuły określające geometrię obszaru przepływu (rys. 2) w postaci:

$$R = x \sin(\alpha), R_w = x_w \sin(\alpha), R_z = x_z \sin(\alpha), R' = \sin(\alpha) \quad (19)$$

otrzymamy wzory opisujące:

• moment obrotowy obu tarcz sprzęgła:

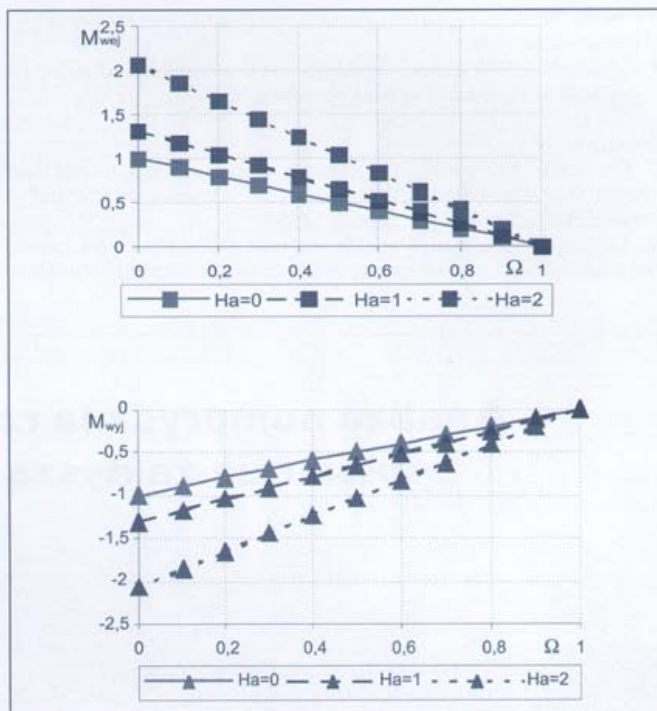
$$M_{wej/wyj} = \pm \frac{\pi \omega_1 \mu x_z^4 \sin^3(\alpha)}{4h} (1 - \Omega) (1 - \bar{x}_w^4) kh \text{cth}(kh) \quad (20)$$

lub bezwymiarowo:

$$\bar{M}_{wej/wyj} = \pm \frac{4M_{wej/wyj} h}{\pi \omega_1 x_z^4 \sin^3(\alpha)} = (1 - \Omega) (1 - \bar{x}_w^4) Ha \text{cth}(Ha) \quad (21)$$

tutaj:

$$Ha = kh = B_0 h \sqrt{\frac{\sigma}{\mu}} \quad \text{– liczba Hartmanna, } \Omega = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \bar{x}_w = \frac{x_w}{x_z}$$



Rys. 3

• przenoszona moc:

$$N_{wej} = \frac{\pi \omega_1 \mu x_z^4 \sin^3(\alpha)}{4h} (1 - \Omega) (1 - \bar{x}_w^4) kh \text{cth}(kh) \omega_1 \quad (22)$$

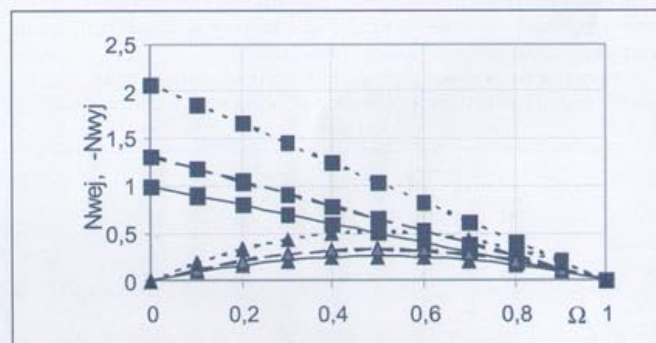
lub bezwymiarowo:

$$\bar{N}_{wej} = \frac{4M_{wej} h}{\pi \omega_1 x_z^4 \sin^3(\alpha)} = (1 - \Omega) (1 - \bar{x}_w^4) Ha \text{cth}(Ha) \quad (23)$$

$$N_{wyj} = -\frac{\pi \omega_1 \mu x_z^4 \sin^3(\alpha)}{4h} (1 - \Omega) (1 - \bar{x}_w^4) kh \text{cth}(kh) \omega_2 \quad (24)$$

bezwymiarowo:

$$\bar{N}_{wyj} = \frac{4M_{wyj} h}{\pi \omega_1 x_z^4 \sin^3(\alpha)} = -\Omega (1 - \Omega) (1 - \bar{x}_w^4) Ha \text{cth}(Ha) \quad (25)$$



Rys. 4

Sprawność sprzęgła

$$\eta = \frac{-N_{wyj}}{N_{wej}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \Omega \quad (26)$$

Wnioski

Z przedstawionych wzorów opisujących parametry mechaniczne sprzęgła zilustrowanych wykresami wynikają następujące wnioski:

• wzrost liczby Hartmanna uwzględniającego zewnętrzne pole magnetyczne powoduje wzrost momentu obrotowego M_{wej} i M_{wyj}

i mocy sprzęgła N_{we} i N_{wy} w zależności od stosunku prędkości kątowych obu tarcz,

- sprawność MHD sprzęgła lepkiego jest zależna tylko od stosunku prędkości kątowych obu tarcz obrotowych.

Literatura

- [1] Koyama K., Nakano M.: Magneto-rheological suspensions and their applications, *Proceedings of „International Conference On Electrorheological Fluids”*, Yonezawa, Japonia, 1997.
 [2] Kamiyama S., Sato A.: The effects of wall conductance on torque of the mhd viscous coupler and hydrostatic thrust bearing, *Journal of*

Lubrication Technology, Trans. ASME, Saria F, 1973, 181–186.

[3] Sawicki J.: Influence of the inertial forces on the magnetic fluid flow in a clearance between curvilinear surfaces of revolution, *Mechanika Teoretyczna i Stosowana*, 4, 32, 1994, 753–771.

[4] Sawicki J.: Magneto-hydrodynamic flow of viscous fluid in a slot between curvilinear surfaces of revolution, *Rozprawy Inżynierskie*, PAN-IPPT, 44, 1, 1996.

[5] Sawicki J.: Analiza wpływu pola elektrostatycznego na parametry pracy płaskiego sprzęgła elektoreologicznego, *Hydraulika i Pneumatyka*, 2/2003, 16–18.

Analiza numeryczna rzeczywistego przepływu powietrza za dyszą osiowosymetryczną

mgr inż. Sylwester Wawrzyniak*, mgr inż. Krzysztof Nowicki**

* Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydz. Mech. e-mail: sylas@atr.bdgoszcz.pl

** Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, Wydz. Mech. e-mail: knowicki@atr.bdgoszcz.pl

W pracy podjęto próbę analizy numerycznej wizualizacji przepływu powietrza wypływającego z bistabilnej dyszy osiowosymetrycznej. Celem tych badań jest określenie rozkładu prędkości powietrza w całej płaszczyźnie przekroju osiowego dyszy. Obliczenia numeryczne polegały na wyznaczeniu prędkości powietrza metodą PIV (Particle Image Velocimetry). Analizie poddano obrazy przepływu strumienia zawierającego drobne cząsteczki stałe unoszone przez płynące powietrze, zarejestrowane kamerą cyfrową.

Wstęp

Celem pracy jest uzyskanie kierunku wektorów prędkości w badanym przepływie strumienia do analizy porównawczej z wynikami uzyskanymi podczas obliczeń numerycznych. Porównanie wyników symulacji numerycznej z wynikami rzeczywistego przepływu pozwoli określić dokładność i poprawność zdefiniowania warunków brzegowych modelu numerycznego.

Wykorzystana w pracy metoda PIV (Particle Image Velocimetry) oparta jest na rejestracji obrazów przepływu medium wraz do-

mieszkami w postaci cząstek stałych o małym wymiarze. Przepływ oświetlany jest płaszczyzną światła. Prostopadle do tej płaszczyzny umieszczona jest oś kamery rejestrującej przepływ. Testowe dwa obrazy przepływu zarejestrowane w odstępie $1/4000$ s prezentują rys. 2 i 3.

Opis metody

Podstawą metody PIV jest zależność na dwuwymiarową korelację jasności dwóch obrazów.

$$C(\Delta X, \Delta Y) = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N [f_1(X_i, Y_j) - \bar{f}_1] [f_2(X_i + \Delta X, Y_j + \Delta Y) - \bar{f}_2]}{\sqrt{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N [f_1(X_i, Y_j) - \bar{f}_1]^2} \sqrt{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N [f_2(X_i + \Delta X, Y_j + \Delta Y) - \bar{f}_2]^2}}$$

gdzie:

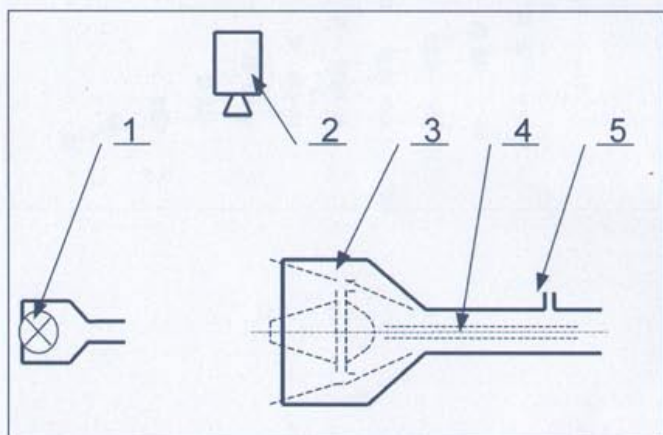
f_1 i f_2 – jasność punktu o współrzędnych X_i i Y_j odpowiednio w obrazie pierwszym i drugim (w algorytmie obraz dzieli się na fragmenty i wykorzystuje jasności pikseli wewnątrz fragmentów, przesunięte o ΔX i ΔY pikseli),

N – jest rozmiarem wzdłuż osi X i Y każdego z fragmentów, $\bar{f}_1$ i $\bar{f}_2$ – oznacza średnią jasność wybranego fragmentu obrazu pierwszego i drugiego.

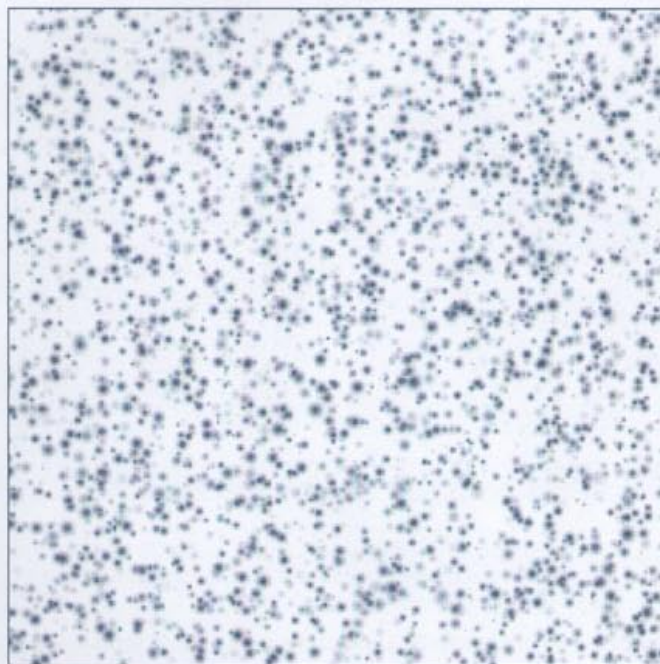
Poszukuje się takich wartości ΔX i ΔY (średniego przemieszczenia zarejestrowanych cząstek względem siebie), dla których funkcja korelacji przyjmuje wartość maksymalną. Wyznaczony wektor przemieszczenia jest uznawany za poprawny tylko wówczas, gdy uzyskane maksimum funkcji korelacji w stosunku do wartości kolejnego pod względem wartości maksimum przekroczy przyjętą wartość progową równą 1,1 (funkcja korelacji jednoznacznie wskazuje kierunek przemieszczenia). Uzyskana wartość korelacji jest porównywana następnie z wartością średnią szumu obecnego w obrazach. O poprawności uzyskanego wektora przemieszczenia decyduje również przekroczenie przez stosunek ww. wielkości przyjętej progowej równej 3,3. Wynikiem korelacji obrazów (bez sprawdzenia poprawności uzyskanych wyników) jest mapa wektorów średnich przemieszczeń cząstek w przepływającym medium (rys. 4) (na tle drugiego z obrazów źródłowych).

Po zastosowaniu wyżej opisanych testów na poprawność uzyskanych wyników otrzymujemy ostateczną postać mapy przemieszczeń (rys. 5).

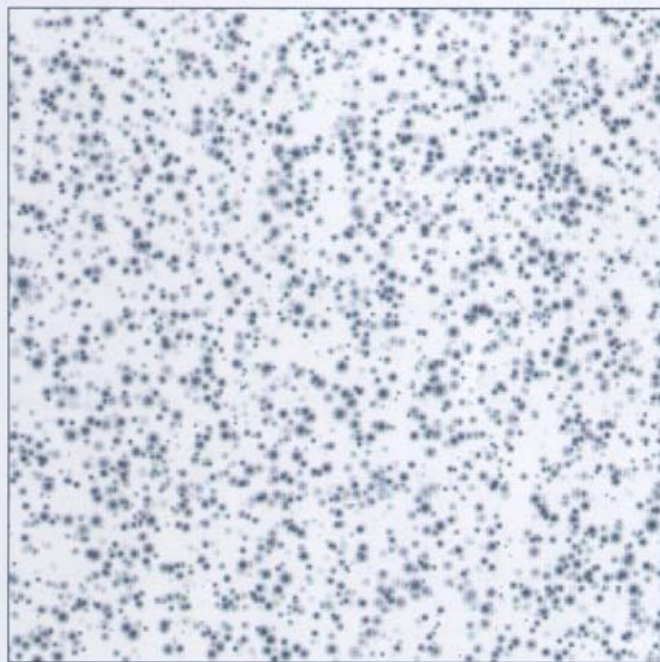
Uzyskana mapa przemieszczeń poddawana jest następnie procesowi filtracji, w którym usuwane są wektory o kierunku mocno odstającym od kierunku wskazywanego przez sąsiednie wektory. Wykorzystywany jest filtr medianowy. Brakujące wektory przemieszczeń wyznaczane są na bazie interpolacji krzywymi sklejonymi (rys. 6). Uzyskane na drodze korelacji (kolor niebieski)



Rys. 1 Schemat stanowiska do wizualizacji przepływu powietrza za dyszą: 1 – źródło światła, 2 – kamera cyfrowa, 3 – dysza osiowosymetryczna z rdzeniem wewnętrznym, 4 – przewód strumienia sterującego, 5 – miejsce wprowadzenia cząstek wizualizujących przepływ



Rys. 2 Pierwszy obraz testowy

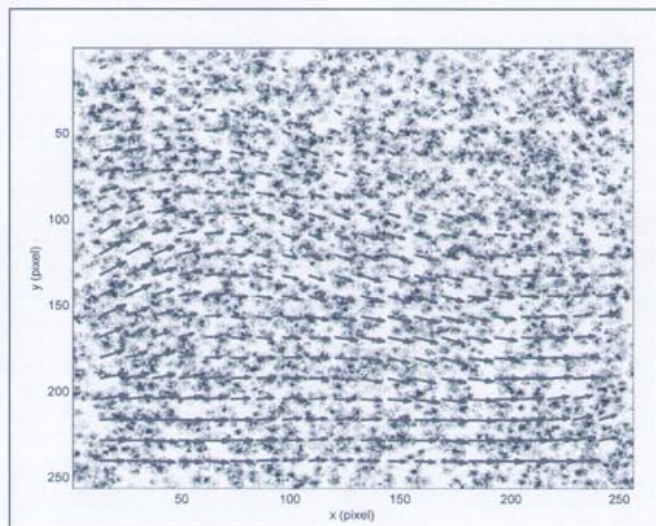


Rys. 3 Drugi obraz testowy

oraz interpolacji (kolor czerwony) wektory przemieszczeń połączone dają ostateczną mapę przemieszczeń (rys 7).

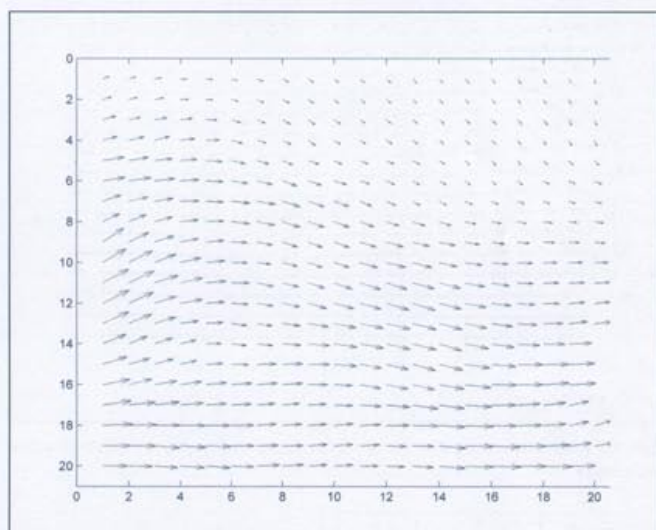
Przeprowadzone badania i wyniki

Przedstawione na rys. 1 stanowisko pozwala zarejestrować obraz przepływu powietrza wypływającego z dyszy w dwóch stanach ustalonych. Do rejestracji przepływu użyto kamery cyfrowej firmy Sony, model DCR TRV740E, pracująca w trybie Digital8. Podstawowe najważniejsze parametry kamery to: powiększenie optyczne 15 razy, powiększenie cyfrowe 420 razy, możliwość ręcznej regulacji ostrości, co jest szczególnie ważne przy filmowaniu wybranych warstw strumienia wypływającego z dyszy, oraz wejście/wyjście cyfrowe DV, umożliwiające przekopiowanie zapisanego na taśmie filmu do komputera za pośrednictwem kontrolera FireWire. Źródłem światła była żarówka rzutnika do folii. Aby uzyskać wiązkę światła o przekroju prostokątnym i grubości 30 mm w celu oświetlenia płaszczyzny przekroju osiowego dyszy zastosowano dwie regulowane przysłony ograniczające rozproszenie światła.



Rys. 4 Średnie przemieszczenie cząstek

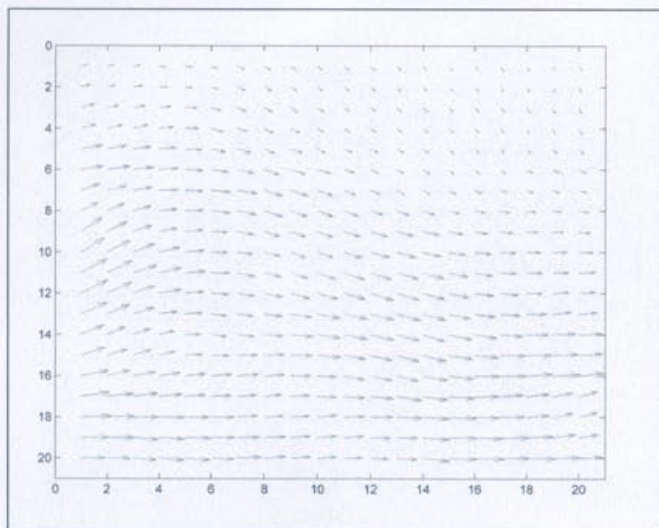
Wcześniejsze próby wizualizacji polegały na wykorzystaniu oparów oleju parafinowego (rys. 8). Tak przeprowadzona wizualizacja pozwoliła zaobserwować charakter przepływu strumienia za dyszą w obu stanach ustalonych. Szybka zmiana charakteru przepływu podczas zmiany stanu strumienia była trudno zauważalna dla



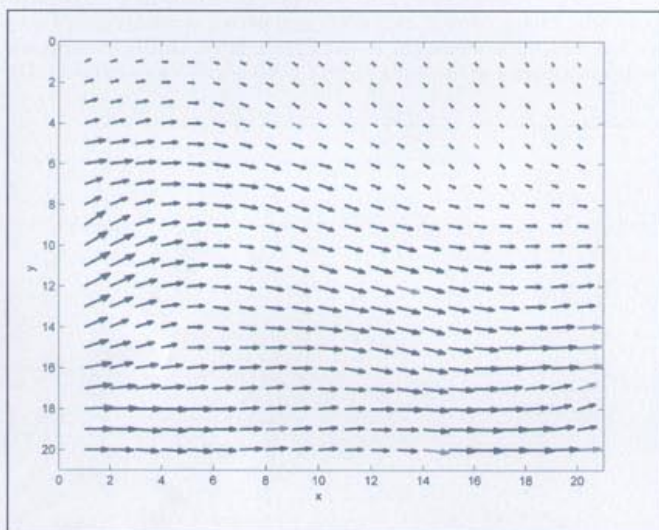
Rys. 5 Mapa przemieszczeń

ludzkiego oka. Aby móc dokładnie określić charakter przepływu zarówno podczas stanu ustalonego, jak i w chwili jego zmiany postanowiono poddać obrazy przepływu analizie numerycznej. Z uwagi na ciągłą strukturę oparów parafiny analiza numeryczna tak uzyskanych obrazów nie dała zadowalających efektów. Za pomocą metody fałszywych barw uzyskano jedynie pola prędkości przepływu strumienia, obrazujące obszary prędkości powietrza w strumieniu (rys. 9).

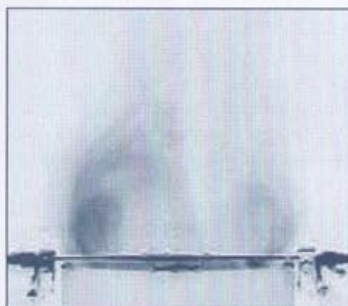
Aby móc wykorzystać metodę PIV do analizy kierunku przepływu strumienia, należało wprowadzić do płynącego medium drobne cząsteczki ciała stałego. Po przeprowadzonych próbach z wykorzystaniem cząsteczek różnych rodzajów ciał stałych stwierdzono iż najlepsze efekty uzyskuje się, stosując drobne wiórki drewniane. Wprowadzane do płynu cząsteczki nie mogą być zbyt duże i ciężkie aby nie zakłócały przepływu i dawały się unosić zgodnie z płynącym powietrzem. Wykorzystywane do wizualizacji cząsteczki były wprowadzane do rurociągu zasilającego przed dyszą. Badania przeprowadzono przy różnych natężeniach przepływu powietrza. Zarejestrowano przepływ strumienia zawierającego wprowadzone cząstki. Analizie poddano wybrane sąsiednie klatki zarejestrowanych filmów. Z uwagi na stosunkowo małą liczbę klatek na sekundę rejestrowanych kamerą sąsiadujące ze sobą obrazy uzyskane przy większych natężeniach przepływu nie spełniały wymogów



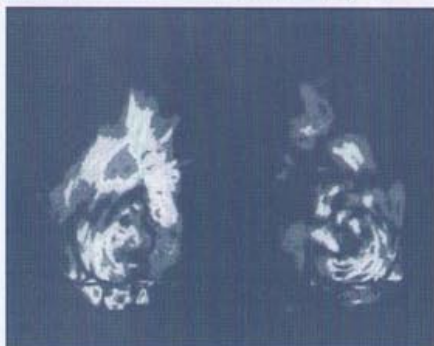
Rys. 6 Wyznaczenie brakujących wektorów przemieszczeń na podstawie krzywych sklepanych



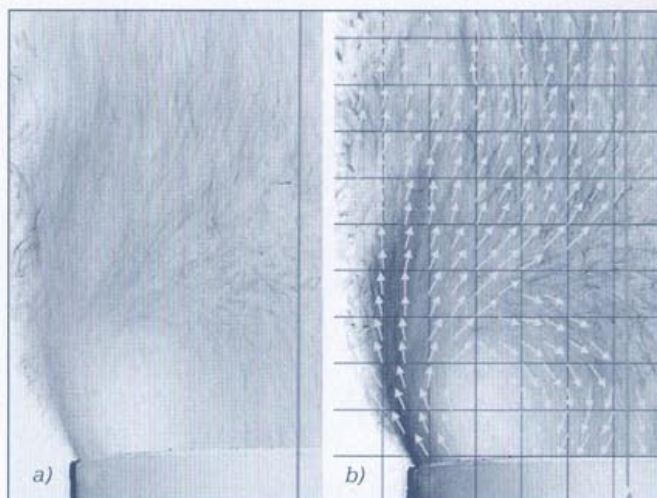
Rys. 7 Ostateczna mapa przemieszczeń cząstek w płynie dla obrazów testowych



Rys. 8 Wizualizacja ciągła przepływu strumienia przy wykorzystaniu oparów oleju parafinowego



Rys. 9 Pola prędkości uzyskane metodą fałszywych barw (z rys. 8)



Rys. 10 Przepływ strumienia powietrza za badaną dyszą: a) pierwszy obraz przepływu płynu zawierającego drobne cząsteczki ciała stałego; b) wynik analizy numerycznej, strzałki pokazują kierunek przemieszczania cząstek w strumieniu płynu

wykorzystywanej metody. Ostatecznie do obliczeń wybrano film uzyskany dla przepływu o natężeniu $Q_{mala} = 0,0033238 \text{ m}^3/\text{s}$, czyli prędkości przepływu w rurociągu $V = 2 \text{ m/s}$. Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono na rys. 10.

Wnioski

Dokładność wyników w metodzie PIV zależy m.in. od prędkości zmian zachodzących w strumieniu, tzn. że do szybkich przepływów należy rejestrować obrazy z dużą liczbą klatek na sekundę. W badanym przypadku, mimo zmniejszenia prędkości strumienia wpływającego do dyszy, jakość poszczególnych klatek filmu nie była zbyt dobra. Aby poprawić jakość wyników, należy zastosować szybszą kamerę, aby uzyskać mniejsze różnice między sąsiednimi klatkami filmu, poprawić sposób oświetlenia przekroju strumienia (światło wyzwalane wraz z migawką kamery) i ponownie przeprowadzić badania i analizę uzyskanych obrazów przepływu.

Literatura

- [1] Wawrzyniak S.: „Badania anemometryczne pól prędkości na przykładzie dyszy osiowo-symetrycznej”, Postępy w Sterowaniu i Konstrukcji, Bydgoszcz 2000.
- [2] Wawrzyniak S.: „Stanowisko do ciągłej wizualizacji przepływu w elementach strumieniowych”, VI konferencja „Postępy w konstrukcji i sterowaniu” – Bydgoszcz–Duszniki Zdrój 03–05 październik 2002, materiały konferencyjne zbiór streszczeń s. 61, pełny referat na płycie CD-ROM.
- [3] Wawrzyniak S., Peszyński K.: „Continuous visualization of flow in power fluidic elements and basic analysis”, National Conference with International Participation ENGINEERING MECHANICS 2003, Svratka, Czech Republic.
- [4] Mikołajczyk T., Nowicki K.: „Ocena obrazu zużycia ostrza z wykorzystaniem sieci neuronowych”, III Konferencja Naukowo-Techniczna „Mechatronika '97, tom II, Warszawa 1997, s. 829–833
- [5] Adrian R.J.: „Particle imaging techniques for experimental fluid mechanics”, Review of Fluid Mechanics, vol. 23, p. 261–304

Wybrane elementy z badań nasad kominowych

Zygmunt Szczerba, Łukasz N. Węsierski

Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza w Rzeszowie
Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki

Wprowadzenie

Nowe technologie w budownictwie mieszkaniowym mają na celu między innymi poprawę wskaźników ekonomicznych eksploatacji budynków. Jednym z takich istotnych czynników wpływających na koszty eksploatacji jest koszt ogrzewania pomieszczeń. Jego zmniejszenie można uzyskać między innymi przez poprawę szczelności pomieszczeń. Jednak zwiększenie tylko samej szczelności, na przykład przez wprowadzenie nowoczesnej stolarki okiennej i drzwiowej, bez uwzględnienia właściwie funkcjonujących systemów wentylacyjnych zagraża bezpieczeństwu ludzi przebywających w takich pomieszczeniach. Biorąc równocześnie pod uwagę ekspansywny rozwój gazowych systemów grzewczych, właściwa wentylacja staje się bardzo ważnym zagadnieniem. Gaz jest bowiem bardzo wygodnym, stosunkowo tanim nośnikiem energii i łatwym w użyciu, jednak ze względu na swą specyfikę jego stosowanie wiąże się z koniecznością zachowania szczególnych wymagań bezpieczeństwa. Produktem bowiem niepełnego spalania gazu jest tlenek węgla, który z uwagi na swoje szczególne właściwości: bezwonność, bezbarwność i łatwość mieszania się z powietrzem, stanowi element najwyższego ryzyka i wymaga odpowiednich instalacji wentylacyjnych i kominowych. W tych właśnie instalacjach stosowane są wywietrzniki, zwane również nasadami kominowymi, które zwiększają wypływ zużytego powietrza lub spalin przez wykorzystanie energii wiatru.

Wywietrznik osadzony na kanale wentylacji grawitacyjnej działa pod wpływem dwóch sił: siły wiatru oraz grawitacyjnego wyporu powietrza. Obie te wielkości mają charakter zmienny w czasie. Rodzaj użytej nasadki nie ma w zasadzie wpływu na siłę grawitacyjną wyporu, ma natomiast decydujący wpływ na efektywność wyciągu związaną z wiatrem. Podstawowym warunkiem prawidłowości funkcjonowania nasad kominowych jest, aby niezależnie od kierunku napływu wiatru powodowały efekt wysysania – czyli wytwarzały podciśnienie. Z uwagi na specyficzne właściwości wiatru, jego dynamikę i zależność od architektury otoczenia występuje różnorodność kierunku napływu na nasadę. Dlatego konstrukcja i wykonanie nasady spełniającej powyższe założenie jest zadaniem złożonym, wymagającym wbrew pozorom bardzo rzetelnego podejścia zarówno przez projektantów, jak i wykonawców. Konieczne staje się też przeprowadzenie szczegółowych badań nasad w tunelu aerodynamicznym. Dużą rolę odgrywają też projektanci całego systemu wentylacji, czyli inżynierowie tworzący aplikacje z zastosowaniem nasad. Pewien procent wypadków zatrucia tlenkiem węgla, jakie zdarzają się w Polsce, wynika nie tyle z użycia niewłaściwych nasad, ile z powodu źle funkcjonującej instalacji wentylacyjnej. Wywietrznik może być zainstalowany bezpośrednio na dachu (stropodachu), pod którym znajduje się wietrzne pomieszczenie (tzw. wietrznik dachowy), lub pośrednio, na wylocie kanału wentylacji grawitacyjnej. Dostępne na rynku konstrukcje to często nieczytne odwzorowanie istniejących typów, które nie spełniają podstawowych wymogów pracy – generowania w wymaganych warunkach podciśnienia – określonych normami, a tym samym nie realizują swojej funkcji. Pozornie nieistotne niewielkie różnice w konstrukcji mają decydujący wpływ na charakterystykę efektywności wywietrzników, uchwytne dopiero w czasie badań w tunelu aerodynamicznym. Należy podkreślić, że nasada kominowa nie jest panaceum na wszelkie dolegliwości i wady systemów wentylacyjnych, a jedynie może wspomagać prawidłowy system wentylacji grawitacyjnej.

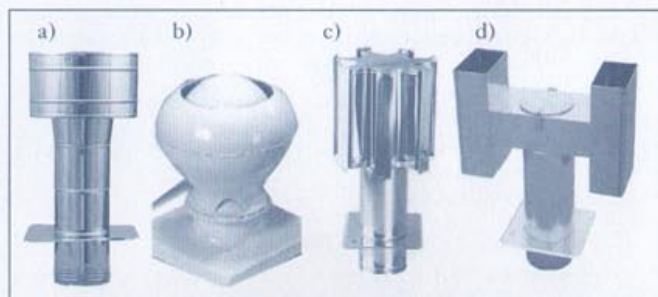
Celem badań, których fragmenty przedstawiono w niniejszym referacie, jest pomiar skuteczności dwóch wybranych nasad kominowych. Jedną poprawnie pracującą i drugiej dla kontrastu niespełniającej wymagań normy. Podano również wyniki badań złożonej konstrukcji, składającej się z zestawu kilkuelementowego.

Podział nasad kominowych

Wywietrzniki kominowe, których przykładowe rozwiązania pokazano na rys. 1 i 2, pod względem konstrukcyjnym można podzielić na dwie podstawowe grupy:

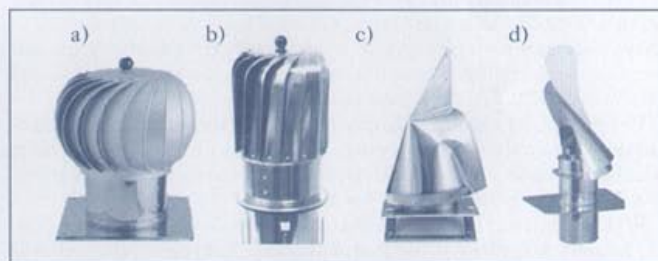
- wywietrzniki stałe, w których nie ma ruchomych części mechanicznych (rys. 1. a–d),
- obrotowe, tak zwane rotowenty oraz turbowenty, posiadające ruchome elementy obrotowe (rys. 1. e–h).

Wywietrzniki można również łączyć w zestawy kilkuelementowe, tworząc konstrukcje złożone.



Rys. 1 Nasady stałe o różnych kształtach

Obecnie ekspansywnie w systemach wentylacji stosowane są nasady obrotowe. Elementami obracającymi się w nich są albo



Rys. 2 Nasady ruchome: a, b – turbowent, c i d – rotowent

kulista czasza, będąca turbiną wirującą poruszana wiatrem (rys. 2a i 2b) i nazywana jest wtedy przez producentów turbowentą, albo samonastawna ruchoma nakładka ustawiająca się odpowiednio do kierunku wiejącego wiatru (rys. 2c i 2d).

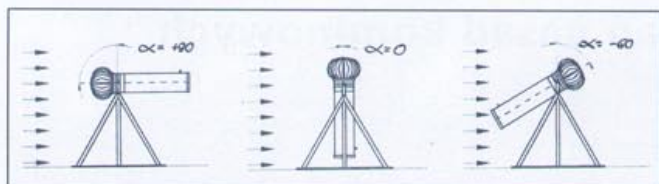
Zasady oceny wywietrzników

Ze względu na brak polskiej normy określającej zasady badań nasad kominowych od kilku lat w Laboratorium Zakładu Mechaniki Płynów i Aerodynamiki Politechniki Rzeszowskiej badania efektywności wywietrzników przeprowadzane są na podstawie Normy Francuskiej P50-413 z 1993 roku oraz europejskiej prEN 13141-5. Z uwagi na ograniczone możliwości referatu autorzy ograniczają się do podania najistotniejszych rezultatów badań wynikających z tych norm.

Badania wykonuje się w tunelu aerodynamicznym, w którym istnieje możliwość uzyskiwania prędkości do ok. 10 m/s, a współczynnik turbulencji jest mniejszy od 5%. Podstawowy wymóg normy jest taki, aby nasady niezależnie od kierunku nadmuchu wiatru generowały podciśnienie wewnątrz nasady, a tym samym w wentylowanym pomieszczeniu. Norma wskazuje na dwie grupy jakościowe nasad w części pierwszej badań.

Klasa B – określająca tak zwane dobre wywietrzniki, jeżeli współczynnik C, zdefiniowany poniżej, spełnia następujące warunki:

- $C < -0,65$, gdy kierunek nawiewu tworzy z płaszczyzną poziomą (prostopadłą do osi nasadki) kąt mniejszy lub równy $\pm 30^\circ$,
- $C < -0,5$, gdy ten kąt jest zawarty w przedziałach $(-60^\circ, -30^\circ)$ lub $(30^\circ, 60^\circ)$,
- $C < 0$ dla każdego innego kierunku nawiewu.



Rys. 3 Usytuowanie nasad w tunelu w czasie badań

Klasa „A” – określająca tak zwane akceptowalne wywietrzniki, jeżeli spełniają poniższe warunki:

- $C < -0,5$, gdy kierunek nawiewu jest w przedziale $\pm 30^\circ$,
- $C < -0,35$, gdy kąt nawiewu jest zawarty w przedziałach $(-60^\circ \text{ a } -30^\circ)$ lub $(30^\circ \text{ a } 60^\circ)$,
- $C < 0$ dla każdego innego kierunku nawiewu.

Współczynnik podciśnienia C zdefiniowany jest jako iloraz różnicy ciśnień statycznych pod nasadą a otoczeniem do ciśnienia dynamicznego wiejącego wiatru. Współczynnik ten wyznaczany jest dla prędkości nadmuchu 7–9 m/s, dla ciśnienia dynamicznego pod nasadą równego zero, czyli dla zerowego wydatku, i ma postać:

$$C = \frac{2\Delta p}{\rho w^2} \quad (1)$$

gdzie:

$\Delta p, Pa$ – różnica ciśnień statycznych pod nasadą a otoczeniem,
 $\rho, kg/m^3$ – gęstość powietrza,
 $w, m/s$ – prędkość nadmuchu.

Wyniki badań

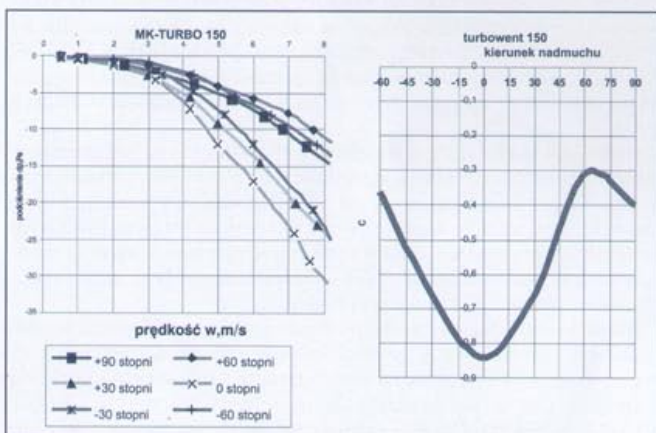
Przykład wyników badań dla poprawnie działającej nasady typu turbowent przedstawiono na rys. 4. Jest to nasada w klasycznym wykonaniu, w którym czasza ma kształt kuli (rys. 2a). Wykres a pokazuje podciśnienia generowane przez nasadę dla różnych kierunków nadmuchu i prędkości zgodnie z wymaganiami normy. Wykres b natomiast przedstawia zależność współczynnika podciśnienia C od kierunku nawiewu. Choć badana nasada uzyskuje dosyć znaczące podciśnienia, to jednak z uwagi na znaczny spadek współczynnika podciśnienia dla większych kątów można ją zaliczyć zaledwie do klasy A, czyli jako akceptowalną.

Drugą badaną nasadą była nasada typu turbowent o nieco zmniejszonej geometrii czaszy – przejście z kształtu kuli na walec (rys. 2b). Zmodyfikowana w celu zmniejszenia wymiaru poziomego, przeznaczona szczególnie do pracy w zestawach.

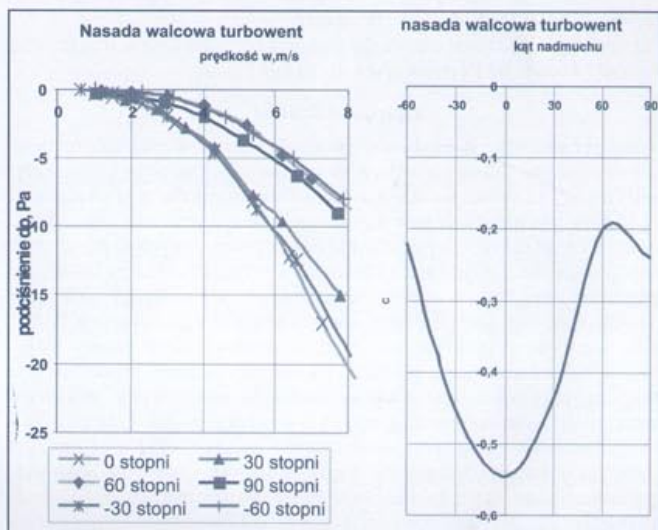
Wyniki badań tej nasadki pokazano na rys. 5. Efekt wprowadzonej zmiany konstrukcji nie jest najlepszy, ponieważ spowodował znaczne pogorszenie charakterystyk efektywności nasadki – zmniejszyło się zarówno uzyskiwane podciśnienie, jak i współczynnik podciśnienia, co nie pozwala zakwalifikować jej nawet do klasy A.

Nasadki turbowent w kształcie walca stosowane są w systemach zbiorczych, na przykład jako zestaw 6 nasadek pracujących równolegle, jak pokazano to na rys. 6. Takie zestawienie nasadek nie poprawia ich charakterystyk, lecz wręcz powoduje znaczne pogorszenie efektywności pracy.

Z uwagi na ogromną ilość danych z badań takiej konfiguracji tutaj ograniczono się do pokazania wybranych fragmentów z badań

Rys. 4 Wykresy podciśnień oraz współczynnika podciśnienia C dla nasady turbowent w kształcie kuli

wstępnych. Pokazano mianowicie charakterystyki nadmuchu w płaszczyźnie poziomej dla zerowego kąta nadmuchu. W pojedynczej nasadzie tego rodzaju badanie nie występuje z uwagi na pełną symetrię w zakresie kąta pełnego w płaszczyźnie poziomej. Na wykresach – rys. 7 i 8 przedstawiono zależności współczynnika podciśnienia w poszczególnych sześciu nasadach od



Rys. 5 Wykresy podciśnień oraz współczynnika podciśnienia dla nasady turbowent w kształcie walca

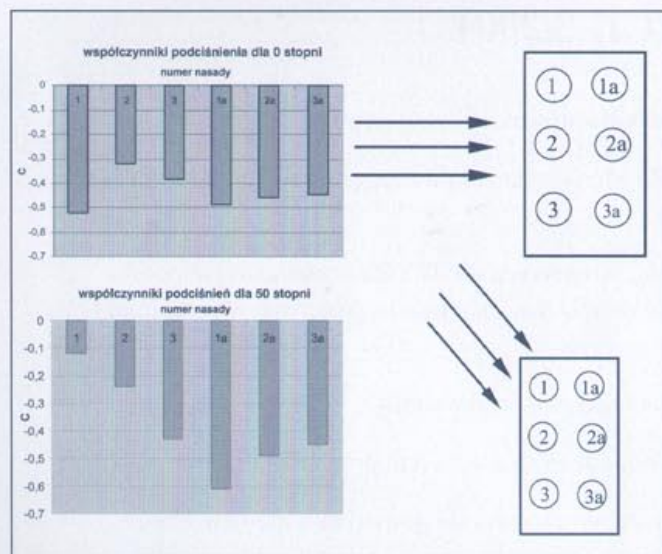
kierunku nadmuchu w płaszczyźnie poziomej. W zasadzie taka kombinacja nasad nie spełnia nawet minimum wymogów normy. Analizując wykresy, widać bardzo duże wahania współczynnika podciśnienia w różnych nasadkach, prawie sześciokrotne wartości, w zależności od kierunku nadmuchu. Przy nadmuchach w zakresie



Rys. 6 Modyfikowany komin zbiorczy

kątów 40–70 stopni i powtarzającej się sytuacji co 90 stopni w niektórych nasadach w zasadzie nie uzyskujemy podciśnienia. Występuje tutaj cały szereg niekorzystnych zjawisk, szczególnie w zakresie mniejszych prędkości nadmuchu, a które nie są możliwe do przedstawienia w tej publikacji ze względu na ich bogactwo. Należy jednak zwrócić uwagę na problem wzajemnej interakcji nasad w zestawie. Jednym z takich aspektów jest to, że prędkość wiatru, przy której następuje początek kręcenia się czaszy nasady (która stanowi swoisty wentylator napędzany energią kinetyczną wiatru) w pojedynczej nasadzie wynosi około 1 m/s, natomiast w zestawie jest różna dla każdej nasady i zależy od kąta nadmuchu. Niektóre z nasad w sposób „anemiczny” startowały dopiero przy 3–4 m/s, a przy mniejszych prędkościach miały tendencję do obrotu wstecznego właśnie na skutek interakcji nasad sąsiednich. Zwroty wektora prędkości wirowania nasad, a wraz z nimi wiru powstającego wokół, w stosunku do sąsiednich nasad są przeciwny, więc działają na siebie hamująco, stąd tendencje do obrotu wstecznego nasady zawietrznej.

Przedstawione wyniki dotyczą tylko badania dla jednej płaszczyzny poziomej nadmuchu. Dla otrzymania pełnych charakte-



Rys. 7 Wykresy współczynników w poszczególnych nasadach dla dwóch różnych kierunków nadmuchu poziomego

rystek dokonuje się jeszcze pomiaru w płaszczyznach pionowych pomiędzy kątem -60° a $+90^\circ$ co 15° , a tam sytuacja wygląda podobnie w odniesieniu do normy.

Wnioski

Problem wywiewników wbrew pozorom jest sprawą bardzo poważną i dotyczy niemalże każdego z nas; jakość i sposób ich użycia może decydować w dużym stopniu o życiu wielu z nas. Natomiast lekkomyślność producentów oraz kadry inżynierskiej zajmujące

się zagadnieniami projektowania instalacji wentylacyjnych i kominowych jest zatrważająca – wystarczy popatrzeć na dachy naszych domów. Autorzy traktują artykuł jako formę apelu do zainteresowanych środowisk o zainteresowanie się tym problemem. Niewątpliwie najważniejsze wnioski wynikające z badań to:

- Wszystkie typy nasad, także nawet po najmniejszej modyfikacji, powinny być poddane szczegółowemu badaniu w tunelu aerodynamicznym w celu określenia i zakwalifikowania ich do określonej grupy jakościowej celem uzyskania certyfikatu dopuszczającego do obrotu daną nasadę.
- Modyfikacja wentylacji poprzez tworzenie kominów zbiorczych z wykorzystaniem sześciu nasad turbowent w przedstawionym zestawie jest błędna.

Literatura

- [1] Przewody wentylacji naturalnej i przewody dymowe, zasady badania i klasyfikacji nasad, Norma Francuska P50-413, sierpień 1993.
- [2] Badania nasad kominowych. Sprawozdania z badań wykonanych w Zakładzie Mechaniki Płynów i Aerodynamiki Politechniki Rzeszowskiej w latach 1996-2004 (materiały niepublikowane).
- [3] Nowakowski Z.: Wywiewniki dachowe. Ciepłownictwo, ogrzewnictwo. Wentylacja nr 2/2000.
- [4] Testing the performance of terminals for ventilation systems, chimneys and flues, BRE Informations Paper 1995.
- [5] Bukowski T.: Mechanika płynów, PWN, Warszawa 1976.
- [6] Żurański J.: Śmiertelne zatrucia tlenkiem węgla w mieszkaniach z paleniskami gazowymi. III Ogólnopolskie Sympozjum Wpływy Środowiskowe na Budowlę i Ludzi.
- [7] Welsh P.A.: Flow resistance and wind performance of some common ventilation terminals, BRE Informations Paper 1995.
- [8] Gonzales M.A.: On the Aerodynamics of Natural Ventilators, Building and Environment, vol. 19, no.3/1984.
- [9] Kominy, wymagania i metody badań ceramicznych elementów zakończających, Polska Norma, Pr PN-EN 13502, 2003.



Informujemy, że wymienione poniżej referaty konferencji
PNEUMA 2004 będą wydrukowane w dwumiesięczniku
Hydraulika i Pneumatyka Nr 4/2004

- Cymerys A., Władzielczyk K., Dudek R.: Nowe konstrukcje małośrednicowych kulowych zaworów odcinających dla górnictwa nafty i gazu
- Marianowski J.: Analiza przepływu powietrza podczas pracy wiertnicy skalnej
- Orlikowski C. Hybrydowy model linii hydraulicznej
- Reś J., Władzielczyk K., Cymerys A.: Projekt roboczy układu hydraulicznego nowej wiertnicy hydrogeologicznej WH 300/12
- Sobolewski W.: Badanie sprawności średniej napędu hydrostatycznego maszyny roboczej
- Zachwieja J., Gawda M.: Charakter drgań rury z pulsacyjnym przepływem czynnika ściśliwego

Referaty wydrukowane w PNEUMATYCE 3/2004

- Dindorf R.: Wyznaczanie charakterystyk statycznych muskułu pneumatycznego typu MAS
- Barycki J., Mikulczyński T., Nowak D., Samsonowicz Z.: Metody dmuchowe zagęszczania mas formierskich
- Flizikowski J., Peszyński K., Topol W., Budzyński A., Bieniaszewski W.: Zastosowanie biblioteki wybranych złączy pneumatycznych na przykładzie modelowania instalacji pneumatycznych w programie w systemie 3D MCAD UGS Solid Edge V15
- Kościelny W.: Masa efektywna jako parametr obiektu podlegającego hamowaniu
- Kulesza Z.S.: Modelowanie pneumatycznych układów napędowych z zaworem przekaźnikowym
- Laskowski A., Peszyński K.: *ERCO.Net* – system racjonalnego zarządzania gospodarką mediów energetycznych
- Piątkowski T.: Aktywna zastawa obrotowa z napędem pneumatycznym
- Sawicki J. Wpływ pola magnetycznego na parametry pracy MHD sprzęgła lepkiego
- Siemieniako F., Karpowicz Ś., Mołodow J., Huścio T.: Program PNEUMA-KTA – MiniCAD
- Wawrzyniak S., Nowicki K.: Analiza numeryczna rzeczywistego przepływu powietrza za dyszą osiowosymetryczną
- Węsierski L.N., Szczerba Z.: Wybrane elementy z badań nasad kominowych

W PNEUMATYCE 5/2004 zostanie wydrukowany referat

- Olszewski M.: Pneumotronika

Referaty wydrukowane w HYDRAULICE I PNEUMATYCE 3/2004

- Dindorf R.: Zastosowanie programu ITI-Sim do symulacji napędów pneumatycznych
- Flizikowski J., Peszyński K., Topol W., Budzyński A., Bieniaszewski W.: Biblioteka modeli wybranych złączy pneumatycznych stworzona w programie 3D MCAD UGS Solid Edge V1
- Iwaszko J., Matyas J.: Dynamiczne właściwości przekaźników penumoelektrycznych
- Karpowicz Ś., Dzierżek K., Siemieniako F.: Multimedialne interaktywne badania wnauczaniu pneumatycznych układów napędowych
- Kościelny W.: Hamowanie siłowników pneumatycznych
- Tesař V.: Nozzle characteristics – the boundary layer model



Sprężarki śrubowe o wydajności od 0,5 do 73,5 m³/min
Sprężarki śrubowe bezolejowe z wtryskiem wody do zespołu śrubowego
Sprężarki śrubowe z falownikiem
Układy odzysku ciepła ze sprężarek
Elektroniczne sterowniki zespołów sprężarek
ISO 2001 - System jakości certyfikowany przez Lloyd's Register
Osuszacze ziębnicze, membranowe i adsorpcyjne sprężonego powietrza
Filtry sprężonego powietrza
Systemy uzdatniania kondensatu ze sprężarkowni
Zbiorniki wyrównawcze sprężonego powietrza
Projekty sprężarkowni i sieci rozprowadzania sprężonego powietrza
Pomoc w doborze optymalnego rozwiązania
Serwis 24 godziny na dobę
Oryginalne części zamienne
Szkolenie personelu użytkownika
Gwarancja 5 lat na zespoły śrubowe

Z NAMI MASZ WŁAŚCIWE CIŚNIENIE !

Biuro Handlowe RUDA Trading International

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



Oddział Serwisowo-Remontowy

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

TECHNOLOGIA JUTRA
"ALL IN ONE"



IMPROVED PNEUMATIC TECHNOLOGY

Produkt

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

Proces

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

SERWIS

Zadaniem międzynarodowej sieci oddziałów METAL WORK jest zaspokajanie Twoich codziennych potrzeb.

 **METAL[®]
WORK**
PNEUMATIC

Metal Work Polska Sp. z o.o.
ul. Bystra 15 A, 61-366 Poznań
tel. (+4861) 650 18 40, fax (+4861) 650 18 49
www.metalwork.pl, e-mail: metalwork@metalwork.pl