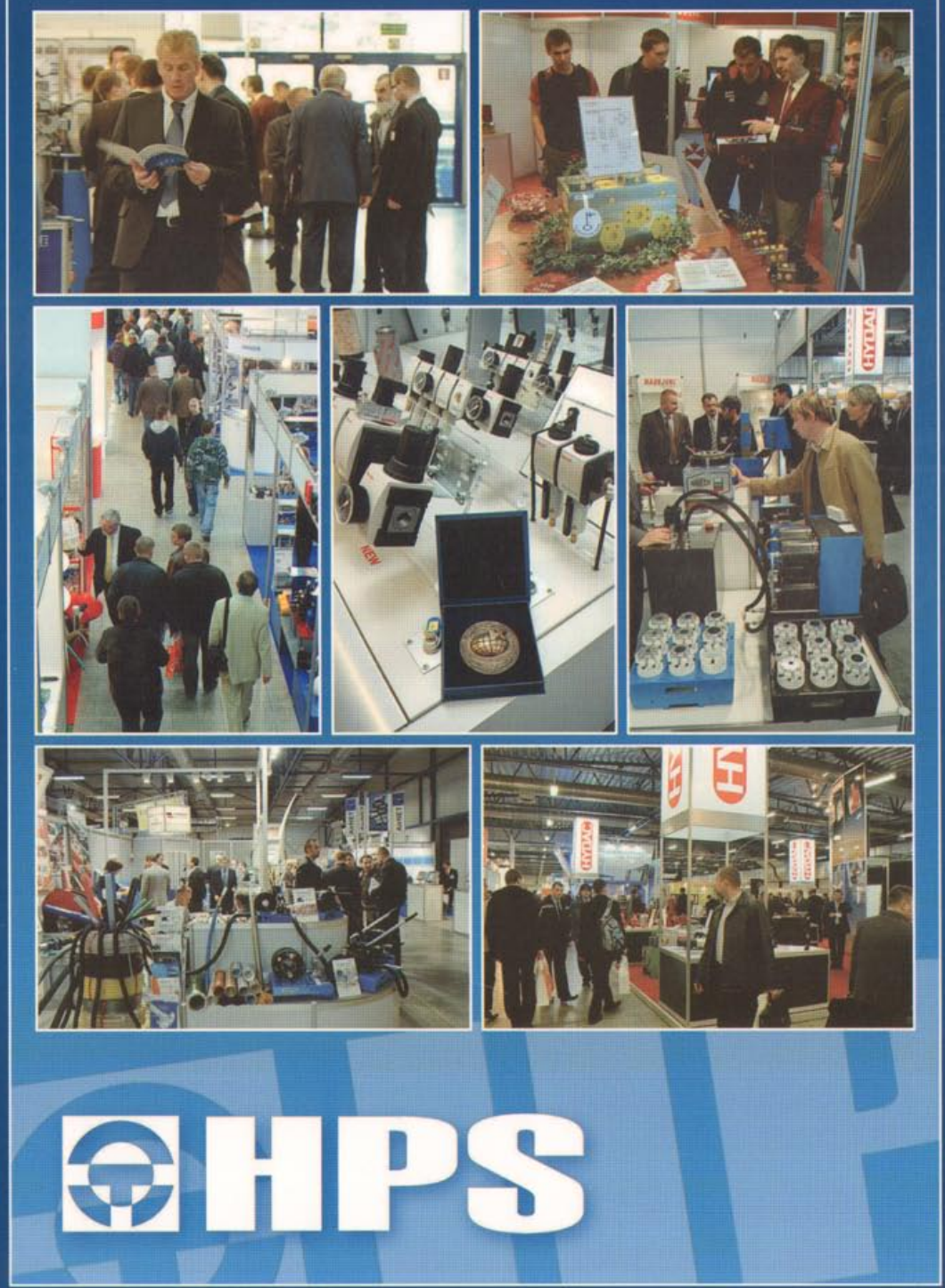
Pneumatyka

3(68)2008
KWARTALNIK
cena 12 zł
(w tym VAT 7%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA



Filtry
Moduflex Extra

Manipulator
pneumatyczny

Narzędzia
pneumatyczne

Normalizacja

Pneumatyka
a środowisko

Pompy
próżniowe

Sprężarki

wydawnictwo
EKTORIUM

VII Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HPS 2008 **str. 41-42**

CompRot

- Najwyższa jakość pod względem sprawności, funkcjonalności i ergonomiczności
- Moce silnika od **3,0** do **160,0** kW
- Wydajność od **0,19** do **27,9** m^3/min
- Ciśnienie od **7,5** do **15** barów
- Serwis gwarancyjny i pogwarancyjny
- Atrakcyjne ceny
- Fachowa obsługa

Usługi w zakresie:
- spawania
- gięcia
- cięcia blach, w tym cięcie plazmą do 30 mm

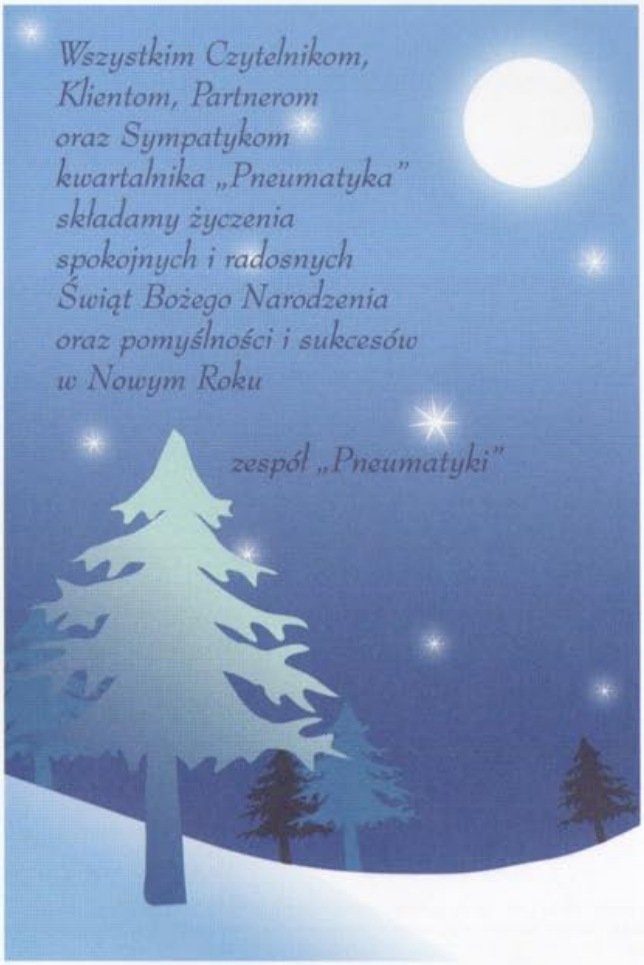
Serwis:
- sprzedaż materiałów eksploatacyjnych części zamiennych
- korzystne umowy serwisowe (preferencyjne rabaty na części, przeglądy, remonty oraz skrócone terminy wykonania usługi)
- przeglądy gwarancyjne i pogwarancyjne
- fachowe porady serwisowe
- udostępniamy urządzenia zastępcze

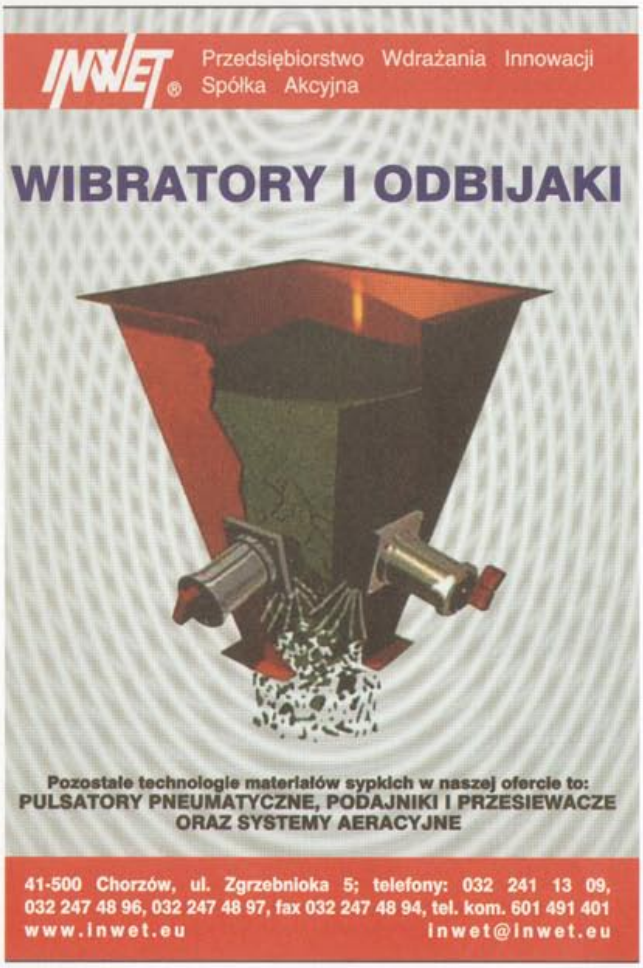
Logistyka:
- wyprzedaż stanów magazynowych – atrakcyjne ceny!

53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72
tel. 071 798 59 14
www.comprot.eu

W numerze

- nauka i technika
  Comparison of application of existing as well as in the future developed flexible couplings in mechanical systems 29..32
- normalizacja
  Czy wiesz, jak stosować normy i dlaczego warto z nich korzystać? 43..45
- filtry powietrza
  Dlaczego należy stosować filtry na wlocie dmuchaw? 20..21
- nowości
  Energooszczędne pompy próżniowe PIAB 5010 6
- narzędzia pneumatyczne
  Kompozytowe wiertarki i wkrętarki pneumatyczne 16..17
- pneumatyka a środowisko
  Metal Work w trosce o środowisko naturalne 18..19
- układy sterowania
  Model bryłowy manipulatora równoległego typu 3RRR z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi 7..10
- filtry
  Nowe filtry Moduflex Extra firmy Parker Hannifin 13..15
- nowości
  Nowe rekordy Atlas Copco 5
- laboratorium dydaktyczne
  Nowy nabytek Politechniki Wrocławskiej 22..24
- systemy pneumatyczne
  Pneumatyczne systemy badania bezpieczeństwa pieszego w razie potrącenia oraz bezpieczeństwa pasażerów w razie wypadku 37..40
- układy sterowania
  Pozycjonowanie elektropneumatycznego manipulatora PR-02 11..12
- nauka i technika
  Stanowisko do badania właściwości przepływowych dyszy osiowosymetrycznej 25..28
- targi
  VII Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HPS 2008 41..42
- układy pneumatyczne
  Wyznaczanie współczynnika wydatku przewodów pneumatycznych 33..36





Słowo wstępne

Małgorzata Wiewiórowska

Wokół nas...

W Poznaniu świat radzi nad klimatem

W stolicy Wielkopolski delegaci ze 190 państw świata dyskutują, jak zmniejszyć emisję gazów cieplarnianych do atmosfery i chronić środowisko naturalne. Tylko ludzie odpowiedzialni są w stanie podjąć wyzwanie, jakim jest ochrona klimatu. Polska znalazła się w szczególnie trudnej sytuacji, bowiem nasza gospodarka w przeważającym stopniu oparta jest na węglu. – Jesteśmy gotowi do przyjęcia na siebie zobowiązania redukcji emisji dwutlenku węgla – zapewniał w Poznaniu premier Donald Tusk – ale chcielibyśmy, by proces ten nie nadwerężył zbytnio państw rozwijających się gospodarczo.

Jubileusz Dolnego Śląska

10-lecie istnienia województwa dolnośląskiego było okazją do spotkania się na jubileuszowych uroczystościach wielu osobistości. Prof. Jerzy Buzek, którego rząd wprowadził w życie reformę samorządową, chwalił Dolny Śląsk jako region, gdzie przebiegała ona w sposób wzorowy. Samorządowcy z miast, które po reformie straciły status wojewódzkich (Legnica, Wałbrzych, Jelenia Góra), nie mają wątpliwości: żeby region był silny, jego przedstawiciele muszą mówić jednym głosem.

Dzień życzliwości

Nawet najbardziej zwaśnieni ze sobą politycy, z okazji Światowego Dnia Życzliwości, uroczyście podpisali Pakt Życzliwości. Chcą w tej sposób sprawić, by nasz kraj stał się miejscem ludzi życzliwych. Ciekawe, czy zrobili to tylko „pod publiczkę", czy też myślą o trwałym zakopaniu toporów wojennych. Tak na marginesie: czy naprawdę tak trudno jest być życzliwym na co dzień, aniżeli tylko od święta?!

Nadchodzą święta

Z roku na rok świąteczne ekspozycje oraz dekoracje miast pojawiają się coraz wcześniej. Ma to wprowadzić klientów w szał świątecznych zakupów, których nawet narastający kryzys gospodarczy nie powstrzyma przed nie zawsze racjonalnym wydawaniem pieniędzy. I tylko karp zastanawia się, na czyim w tym roku zagości stole...

A my...

...oddajemy w Państwa ręce kolejne wydanie naszego pisma. Chcemy być dla Was funkcjonalnym, efektywnym i inspirującym zapleczem dla tak interesującej dziedziny, jaką jest pneumatyka. Serdecznie zapraszamy do lektury.

Pneumatyka

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

DTP
Marcin Maciński

Korekta
Sławomir Gruca

Adres redakcji
ul. Robotnicza 72,
53-608 Wrocław

tel. 071 798 59 42
fax 071 798 59 47

e-mail:
pneumatyka@lektorium.pl

Komitet naukowo-techniczny

prof. nadzw. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski

prof. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż. Mariusz Olszewski

prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako

Wydawca
Wydawnictwo Lektorium

Adres wydawcy
ul. Robotnicza 72,
53-608 Wrocław
tel. +48 71 798 59 42
kom. +48 515 101 382
fax +48 71 798 59 47

Drukarnia
UrDruk

Prenumerata
tel. 071 798 59 42
pneumatyka@lektorium.pl

Recenzenci wydania
Tadeusz A. Knap
Zygmunt Szczerba
Łukasz N. Węsierski

Zamówienia na ogłoszenia płatne, reklamy i teksty sponsorowane przyjmuje redakcja. Redakcja nie odpowiada za treść i formę ogłoszeń płatnych oraz publikacji sponsorowanych. W materiałach nadesłanych redakcja zastrzega sobie prawo do adiustacji, doboru tytułów i dokonywania skrótów. Artykuły publikowane w czasopiśmie są recenzowane i kwalifikowane do druku po uzyskaniu pozytywnej opinii. Przedruk tekstów w części lub w całości wyłącznie za zgodą wydawcy.

Firma Atlas Copco, modernizując serię małych sprężarek typu GA, ustanawia nowe rekordy wydajności.

Nowe rekordy Atlas Copco

Atlas Copco wprowadza szereg modernizacji w produkowanych sprężarkach o mocach od 11 do 30 kW. Nowe sprężarki GA 11-30/ GA 11-30 VSD to prawdopodobnie najbardziej kompaktowe i ciche sprężarki z wtryskiem oleju, w zakresie 11-30 kW, jakie kiedykolwiek wyprodukowano. Nowy, zintegrowany osuszacz podnosi zarówno efektywność urządzeń, jak i jakość wytwarzanego powietrza. Obecnie wszystkie modele sprężarek są przystosowane do pracy w temperaturze otoczenia do 46° C. Oferują nowy, niezwykle przyjazny dla użytkownika sposób monitoringu pracy sprężarki i są wyposażone w trwałą, wysoce efektywną przekładnię, w pełni zabezpieczoną przed kurzem i brudem.

Firma Atlas Copco przeprojektowała i unowocześniła swoją popularną serię sprężarek typu GA – zarówno w wersji stałoobrotowej GA 11+-30, jak i w wersji zmiennoobrotowej GA 11+-30 VSD. W celu lepszego dopasowania wydajności urządzeń do wymagań klientów, Atlas Copco wprowadziła dodatkowy model 26 kW, który – podobnie jak pozostałe modele – również wyposażany jest w najnowszej generacji systemem VSD, który obecnie także ma swoją premierę. Seria małych sprężarek GA używana jest w bardzo wielu aplikacjach i w różnych działach przemysłu: w warsztatach, przy montażu, pakowaniu, przemyśle motoryzacyjnym, meblarskim, drukarskim, tekstylnym, produkcji elementów konstrukcyjnych, formowaniu i produkcji wyrobów plastikowych oraz w przemyśle wydobywczym.

Więcej powietrza, mniej energii

Nowe sprężarki osiągają większą wydajność z tej samej co dotychczasowe modele mocy silnika. Pozwala to na dobór mniejszego urządzenia do tego samego zastosowania, oszczędzając zarówno czas, jak i pieniądze. Wszystkie modele* serii GA+/GA VSD oferują najwyższą na rynku wydajność. Dzięki modernizacji, podniesiono tą wydajność od 7 do nawet 17% w porównaniu do dotychczas produkowanej serii GA. W przypadku sprężarek zmiennoobrotowych GA wydajność zwiększono jeszcze bardziej – od 9 do 24%.

Jednostkowe zapotrzebowanie na energię (SER) jest prawdziwą miarą tego, jak dużo energii sprężarka zużyje. Dzięki znacznemu polepszeniu tego wskaźnika – w przypadku GA+ od 3 do 11%, a w przypadku GA VSD od 11 do 13% – nowe sprężarki Atlas Copco mają jeden z najlepszych parametrów SER, jaki obecnie jest możliwy do osiągnięcia. Czyni to je najbardziej efektywnymi energetycznie sprężarkami na rynku. Zużycie energii można obniżyć jeszcze bardziej w wersji Full Feature – dzięki zintegrowaniu osuszacza ziębniczego ze sprężarką.

Napęd zmiennoobrotowy VSD nowej generacji zwiększa niezawodność urządzeń, wykazuje mniejszą wrażliwość na kurz i standardowo osiąga bardzo niskie zniekształcenia harmoniczne. Dzięki zastosowaniu sprężarki GA VSD (zamiast GA+), mogą zostać osiągnięte średnio 35-procentowe oszczędności energii elektrycznej, czego efektem jest znacznie szybszy okres zwrotu inwestycji. Dodatkowo, 80% energii sprężarki może zostać odzyskane (np. do ogrzewania wody lub powietrza w procesach przemysłowych albo do użytku bezpośredniego) za pomocą – obecnie standardowej – opcji podłączenia systemu odzysku energii.

Mniejsze i cichsze

Rozmiary sprężarek i wytwarzany przez nie hałas są często przeszkodą w zainstalowaniu urządzeń blisko miejsc, gdzie potrzebne jest sprężone powietrze. Im dalej od stanowiska urządzenie stoi, tym większe są straty spowodowane spadkiem ciśnienia. Spadek ciśnienia jedynie o 0,5 bara w przypadku sprężarki 22 kW oznacza straty energii równe energii zużywanej przez jedno średniej wielkości gospodarstwo domowe. Dzięki niezwykle kompaktowej budowie nowe sprężarki GA zajmują jeszcze mniej miejsca. Charakteryzują się również najniższym poziomem hałasu, jaki kiedykolwiek został osiągnięty przez Atlas Copco w tej serii (np. hałas wytwarzany przez sprężarkę GA 11+ to tylko 63 dB). Stawia to firmę na pozycji lidera rynku w tej dziedzinie. Powyższe udoskonalenia mają bezpośredni, pozytywny wpływ na środowisko pracy warsztatu, znacznie poprawiając komfort pracy pracowników.

O krok przed konkurencją

Nowy, graficzny sterownik Elektronikon podwyższa standardy Atlas Copco w zakresie sterowania i monitoringu. Udoskonalona seria GA+/GA VSD jest pierwszą serią sprężarek wyposażonych w ten niezwykle przyjazny dla użytkownika sterownik, opracowany przez inżynierów Atlas Copco. Jego unikatowe algorytmy oszczędzają energię elektryczną poprzez sterowanie sprężarką, tak aby pracowała w jak najbardziej optymalnym zakresie, natomiast zaawansowane technologicznie czasomierze optymalizują przerwy serwisowe. Zużycie energii elektrycznej jest obniżone również dzięki zastosowaniu algorytmu Saver Control, który steruje pracą zintegrowanego osuszacza i wentylatorów.

Dążenie do doskonałej efektywności

Przełomowe modernizacje dokonane w serii GA 11+-30 i GA 11+-30 VSD świadczą o niezwykle innowacyjnym podejściu firmy Atlas Copco do wytwarzanych produktów. Dzięki temu klienci tej firmy mogą liczyć na znaczące oszczędności energii elektrycznej i najwyższą niezawodność urządzeń przez cały okres eksploatacji.

* Jedyny wyjątek stanowi nowy model GA 30, który w zależności od wymagań klienta może być czasami zastępowany przez modele z dotychczasowej serii GA 30-45.

Firma PIAB AB, światowy lider w przemysłowej technologii próżniowej, wprowadziła na rynek nową pompę próżniową P5010.

Energooszczędne pompy próżniowe PIAB 5010

Fot. 1
Pompa próżniowa PIAB 5010

Pompa P5010 przeznaczona jest do optymalizacji i usprawniania procesów przenoszenia w przemyśle motoryzacyjnym, dóbr konsumpcyjnych, poligraficznym, tworzyw sztucznych oraz opakowaniowym. Wkład próżniowy oparty o opatentowaną technologię COAX® został specjalnie zaprojektowany dla aplikacji automatycznego przenoszenia produktów. Pompa P5010 charakteryzuje się najwyższą z możliwych wydajności w stosunku do zużycia energii, wspomagając ochronę środowiska i zmniejszając wpływ efektu cieplarnianego.

Modułowa budowa pompy P5010 daje gwarancję krótszego czasu wymiany, możliwość przystosowywania i optymalizowania wydajności oraz funkcji interfejsu systemu próżniowego. Zawierająca dwie pompy bazowe i mocny, aluminiowy interfejs pompa P5010 jest wysoko energooszczędna, lekka, solidna i niezawodna.

„Lekka i niewielka pompa P5010 pomoże firmom przemysłowym na zmniejszenie wagi ramion robotów i umieszczenie pompy bliżej przyssawek, co wpłynie na zwiększenie szybkości pracy maszyny i zwiększenie wydajności produkcji. Pompa zapewnia wysoki stopień elastyczności i może być z łatwością instalowana w niewielkich przestrzeniach" – zapewnia Peter Tell, szef techniczny firmy PIAB. „Trójstopniowe wkłady wytwarzają wewnątrz pompy niższy hałas i zapewniają większy przepływ początkowy podciśnienia, co przekłada się na skrócenie czasu reakcji i bardziej niezawodne funkcjonowanie w aplikacjach nieszczelnych o wysokiej szybkości pracy" – dodaje Tell.

Aby dalej zmniejszyć zużycie energii, seria P5010 może być wyposażona w opcjonalny system oszczędzania energii (ES), który minimalizuje zużycie sprężonego powietrza przy przenoszeniu nieporowatych przedmiotów, takich jak blachy, szkło czy elementy plastikowe – często występujące w przemyśle motoryzacyjnym i tworzyw sztucznych. Jednostka sterująca (CU) z zaworami włącz/wyłącz i funkcją przedmuchu odpowiada na potrzeby firm z branż poligraficznej i opakowaniowej, stosujących pompy do przenoszenia produktów porowatych (np. papieru czy tektury falistej). Wskaźniki stanu LED na jednostce sterującej umożliwiają kontrolę pompy z pewnej odległości przy pomocy zdalnego sterowania, zmniejszają czas przestoju i ułatwiają usuwanie usterek. Te dwie opcje mogą też być połączone z wyświetlaczem cyfrowym (dodatkowy automatyczny moduł zarządzania próżnią AVM™2), zmniejszając dodatkowo ryzyko urazów personelu oraz redukując ilość odrzutów produkcyjnych.

Unikalne wykonanie pompy P5010 „push-in" ułatwia montaż i demontaż, oszczędzając czas i pieniądze podczas serwisu. Montaż wkładu wewnątrz pompy nie wymaga śrub ani narzędzi: użytkownicy po prostu wciskają kartridże do obudowy instalacji oraz wyciągają je podczas czyszczenia lub konserwacji. Instalacja P5010 jest dodatkowo uproszczona dzięki kilku opcjom montażowym, zawierającym standard szyn przemysłowych DIN, oraz solidnym szynom montażowym dla różnych modułów pomp.

Fot. 2 Seria pomp próżniowych PIAB

O firmie PIAB

Założona w 1951 roku firma PIAB zajmuje się konstruowaniem i produkcją innowacyjnych rozwiązań, które mają na celu podwyższanie produktywności i poprawę warunków pracy w zakładach na całym świecie. PIAB jest producentem pełnej linii pomp próżniowych, akcesoriów próżniowych, urządzeń umożliwiających transport próżniowy oraz przyssawek do zróżnicowanych procesów zautomatyzowanego przenoszenia materiałów i automatyzacji produkcji. PIAB wykorzystuje technologię COAX® – następny wymiar postępu technologii próżniowej – w wielu swoich rozwiązaniach technicznych i produktach. COAX® to nowoczesna technologia wytwarzania podciśnienia za pomocą sprężonego powietrza. Wkłady COAX® są mniejsze, sprawniejsze i bardziej niezawodne niż konwencjonalne ejektory i mogą być integrowane bezpośrednio w maszynach. W efekcie pozwala to na projektowanie elastycznych systemów próżniowych o modułowej budowie.

Więcej informacji o pompach PIAB P5010 znajdziecie Państwo na naszej stronie internetowej: *www.piab.pl.* ■

Paweł Łaski, Ryszard Dindorf, Jakub Takosoglu

W referacie przedstawiono projektowanie elektropneumatycznego manipulatora o kinematyce równoległej typu 3RRR z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi. Zaproponowano modele bryłowe oraz przedstawiono wyniki prac projektowych.

Model bryłowy manipulatora równoległego typu 3RRR z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi

Wprowadzenie

Na całym świecie w wielu ośrodkach naukowo-badawczych prowadzi się prace nad rozwojem równoległych lub szeregowo-równoległych struktur kinematycznych w maszynach technologicznych, pomiarowych i manipulacyjnych, m.in. w robotach, obrabiarkach, platformach roboczych, symulatorach ruchu.

Łańcuchy kinematyczne manipulatorów składają się z kilku ogniw czynnych lub biernych umożliwiających przestrzenne przemieszczanie i orientację końcówki roboczej (efektora) związanej z narzędziem lub chwytakiem. Manipulatory równoległe zbudowane są z zamkniętych łańcuchów kinematycznych.

W Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach przeprowadzono prace projektowe i badawcze nad elektropneumatycznymi manipulatorami równoległymi.

Przykłady manipulatorów równoległych z napędami mięśniowymi

Jednym z rozwiązań przypominającym „trąbę słonia" jest pneumatyczny robot o modułach kinematyk platform równoległych (rys. 1.1). Moduły wykonane są z równolegle połączonych mięśni pneumatycznych rozciągając się pod wpływem sprężonego powietrza. Rozwiązanie to jest szczególnie predysponowane do zastosowań w rehabilitacji medycznej. Wynika to z zastosowanych członów napędowych w postaci aktuatorów mięśniowych, które łagodnie kurczą się i prostują, ponadto nie występuje tu niekorzystne zjawisko stick-slip jak to ma miejsce w tradycyjnych siłownikach. Konstrukcja nie posiada elementów, które mogłyby wprowadzać luzy (brak przegubów).

Rys. 1.1 Pneumatyczny manipulator typu „trąba słonia" [6]

Odmienną konstrukcję manipulatora zaprojektowaną przez W. Kuhlbusch, i dr R. Neumanna w firmie Festo AG o zamkniętym łańcuchu kinematycznym przedstawia rys. 1.2. Członami czynnymi w tej konstrukcji są dwie pary mięśni pneumatycznych (Fluid Muscle typu MAS). Platformę roboczą stanowi płyta połączona za pomocą przegubów obrotowych z biernymi członami napędowymi. Manipulator posiada dwa stopnie swobody z możliwością przemieszczania platformy roboczej w płaszczyźnie. Ruch roboczy uzyskuje się dzięki skróceniu mięśni i przeniesieniu za pomocą biernych członów napędowych i układu dźwigni do platformy. Własności mięśni zapewniają wysoką dynamikę z zachowaniem łagodnego startu i hamowania, ponadto nie występuje niekorzystne zjawisko stick-slip, jak to ma miejsce w tradycyjnych siłownikach.

Rys. 1.2. Manipulator o zamkniętym łańcuchu kinematycznym i mięśniowych członach napędowych [7]

Mięśniowe aktuatory pneumatyczne użyto jako człony napędowe w konstrukcji przedstawionej na rys.1.3. Jest to manipulator z zamkniętym łańcuchem kinematycznym posiadający dwa stopnie swobody. Platforma robocza ma możliwość obrotu względem osi przechodzących przez jej środek i wyznaczających płaszczyznę platformy. W konstrukcji zastosowano środkową podporę mającą na celu utrzymanie mięśni względem podstawy. Człony napędowe w postaci aktuatorów mięśniowych połą-

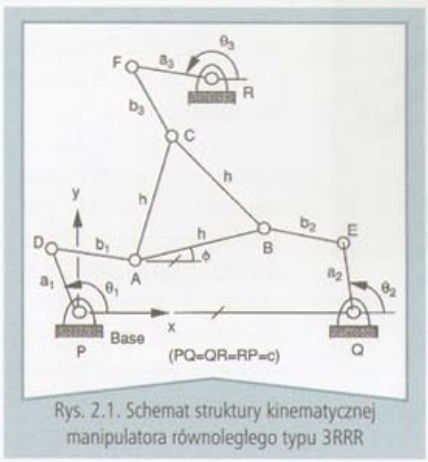
Rys. 1.3. Platformowy manipulator typu „oko", mięśniowe człony napędowe [11]

czono z podstawą oraz platformą roboczą za pomocą przegubów Kardana. Ponadto w 2003 r. na MTG (Międzynarodowe Targi Gdańskie) firma Festo prezentowała równoległy symulator ruchu zbudowany z mięśni pneumatycznych.

Model bryłowy manipulatora typu płaszczyznowego

Na rys. 3.3 przedstawiono model bryłowy płaszczyznowego manipulatora równoległego z aktuatorami mięśniowymi jako członami napędowym. Ogólny przypadek takiej struktury kinematycznej możemy analizować na podstawie płaskiego manipulatora równoległego typu 3RRR przedstawionego na rys. 2.1 i rys. 2.2.

Ruchliwość manipulatorów decyduje o ich przeznaczeniu i przydatności technicznej Ruchliwość manipulatorów równoległych może być równa liczbie członów napędowych, które zapewniają ruch przymusowy struktury kinematycznej. Projektowany manipulator składa się z trzech członów napędowych w postaci par aktuatorów pneumatycznych (muskułów).



Rys. 2.1. Schemat struktury kinematycznej manipulatora równoległego typu 3RRR

Dla płaskiego manipulatora płaszczyznowego przestawionego na rys. 2.1 na podstawie zależności (2.1) obliczono liczbę stopni swobody. W podstawie manipulatora zamocowane są trzy obracające się czopy (osie) oznaczone jako punkty P, Q i R oraz trzy ruchome osie A, B i C definiujące geometrię ruchomej platformy.

Trzy kończyny (ramiona) łączą ruchomą platformę w punktach A, B i C do ustalonej podstawy w punktach P, Q i R za pomocą połączeń obrotowych. Każda ramie składa się z dwóch członów biernych połączonych przegubem obrotowym. Razem, mechanizm składa się z ośmiu elementów (członów biernych, podstawy i platformy) i dziewięciu połączeń obrotowych. Ilość stopni swobody obliczono z zależności [10]:

$$f = 3(l - n - 1) + \sum_i d_i \tag{2.1}$$

$$f = 3(8 - 9 - 1) + 9 = 3. \tag{2.2}$$

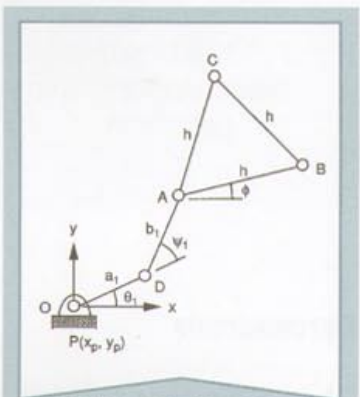
gdzie:

- l – liczba poruszanych członów manipulatora (podstawa, platforma, napędy),
- n – liczba połączeń przegubów i członów napędowych manipulatora,
- d_i – liczba odebranych stopni swobody,
- f – liczba stopni swobody mechanizmu manipulatora.

Manipulator posiada trzy stopnie swobody względem jego nieruchomej podstawy.

Geometria manipulatora typu 3RRR

W celu określenia geometrii manipulatora wprowadzono początek układu współrzędnych konstrukcji w punkcie P (rys. 2.1). Oś x przechodzi przez punkty PQ a oś y jest do niej prostopadła i wyprowadzona z punku P. Założono, że zarówno ruchoma platforma ABC i podstawa PQR są trójkątami równobocznymi (AB = BC = AC = h i PQ= QR = RP = c). Na rys 3.1. pokazano zależności geometryczne i kątowe dla i kończyny (pojedynczego łańcucha) manipulatora. Współrzędne przegubów B oraz C możemy określić za pomocą współrzędnych przegubu A oraz kąta φ [10]:



Rys. 3.1 Schemat struktury pojedynczego łańcucha kinematycznego manipulatora typu 3RRR

$$x_B = x_A + hc\phi$$
$$y_B = y_A + hs\phi \tag{3.1}$$

oraz

$$x_C = x_A + hc\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right)$$
$$y_C = y_A + hs\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right) \tag{3.2}$$

Na podstawie geometrii rys. 3.1 przyjęto:

$$\overline{OA} = \overline{OP} + \overline{PD} + \overline{DA} \tag{3.3}$$

możemy określić współrzędne punktu A [10]:

$$x_A = x_P + a_1 c\theta_1 + b_1 c(\theta_1 + \psi_1)$$
$$y_A = y_P + a_1 s\theta_1 + b_1 s(\theta_1 + \psi_1) \tag{3.4}$$

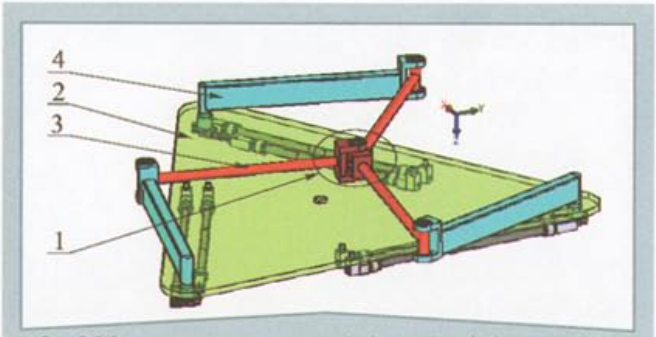
Punkt P znajduje się w początku układu współrzędnych, który przyjęło się określać układem odniesienia (względem tego układu rozpatruje się wszystkie obiekty łącznie z manipulatorem), przyjmując, że x_P=y_P=0. Ponieważ kąt ψ_1 jest kątem pasywnym to równanie (3.4) możemy przedstawić w postaci [10]:

$$x_A - a_1 c\theta_1 = b_1 c(\theta_1 + \psi_1)$$
$$y_A - a_1 s\theta_1 = b_1 s(\theta_1 + \psi_1) \tag{3.5}$$

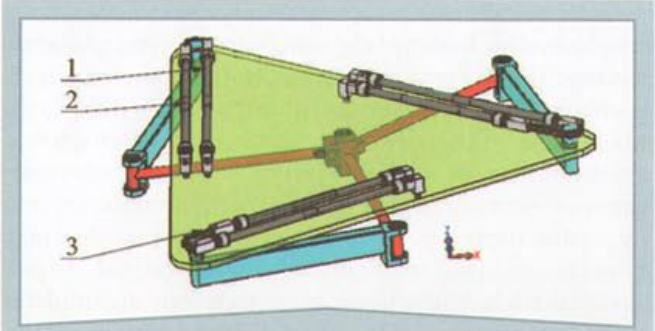
Potęgując i porównując równania (3.4) otrzymano:

$$x_A^2 + y_A^2 - 2x_A a_1 c\theta_1 - 2y_A a_1 s\theta_1 + a_1^2 - b_1^2 = 0 \tag{3.6}$$

Podobnie, dwa dodatkowe równania mogą zostać wyprowadzone dla kończyn 2 i 3:



Rys. 3.3 Prototyp pneumatycznego manipulatora równoległego typu 3RRR, widok z platformą roboczą: 1 – platforma robocza, 2 – podstawa, 3 – ramię, 4 – przedramię



Rys. 3.4 Prototyp pneumatycznego manipulatora równoległego typu 3RRR, widok z członami napędowymi: 1, 2 – aktuator pneumatyczny (mięsień), 3 – łańcuch

$$
\begin{aligned}
&x_A^2 + y_A^2 - 2x_A x_Q - 2y_A y_Q + x_Q^2 + y_Q^2 + h^2 \\
&+ a_2^2 - b_2^2 + 2x_A hc\phi + 2y_A hs\phi \\
&- 2x_A a_2 c\theta_2 - 2y_A a_2 s\theta_2 - 2a_2 hc\phi c\theta_2 \\
&- 2x_Q hc\phi - 2y_Q hs\phi + 2x_Q a_2 c\theta_2 \\
&+ 2y_Q hs\theta_2 - 2a_2 hs\phi s\theta_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.7}
$$

$$
\begin{aligned}
&x_A^2 + y_A^2 - 2x_A x_R - 2y_A y_R + x_R^2 + y_R^2 \\
&+ h^2 + a_3^2 - b_3^2 + 2x_A hc\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right) \\
&+ 2y_A hs\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right) - 2x_A a_3 c\theta_3 - 2y_A a_3 s\theta_3 \\
&- 2a_3 hc\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right)c\theta_3 - 2x_R hc\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right) \\
&- 2y_R hs\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right) + 2x_R a_3 c\theta_3 + 2y_R a_3 s\theta_3 \\
&- 2a_3 hs\left(\phi + \frac{\pi}{3}\right)s\theta_3 = 0
\end{aligned} \tag{3.8}
$$

Rozwiązując zadanie odwrotne kinematyki, dla znanych x_A, y_A oraz kąta θ poszukujemy kątów: θ_1, θ_2 oraz θ_3. Dla kończyny 1 i z równania (3.6) obliczono kąt θ_1:

$$e_1 s\theta_1 + e_2 c\theta_1 + e_3 = 0 \tag{3.9}$$

gdzie:

$e_1 = -2y_A a_1$,

$e_2 = -2x_A a_1$,

$e_3 = x_A^2 + y_A^2 + a_1^2 - b_1^2$.

Z zależności trygonometrycznych wynika zależność:

$$s\theta_i = \frac{2t_i}{1+t_i^2} \quad \text{i} \quad c\theta_i = \frac{1-t_i^2}{1+t_i^2}$$

gdzie:

$$t_i = \tan\frac{\theta_i}{2}$$

podstawiając do wzoru (3.9) otrzymano

$$(e_3 - e_2)t_1^2 + 2e_1 t_1 + (e_3 + e_2) = 0 \tag{3.10}$$

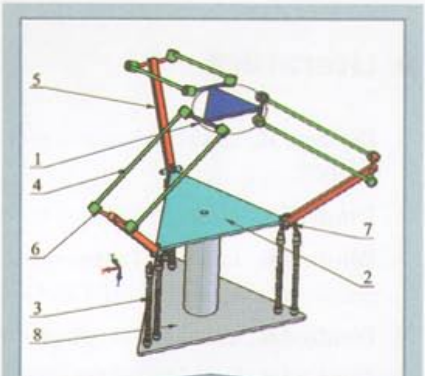
rozwiązując równanie (3.10) dla t_1 otrzymujemy:

$$\theta_1 = 2\tan^{-1}\frac{-e_1 \pm \sqrt{e_1^2 + e_2^2 - e_3^2}}{e_3 - e_2} \tag{3.11}$$

Model bryłowy przedstawiony na rys. 3.3 i 3.4 to szczególny przypadek rozpatrywanego manipulatora 3RRR. Słowo „szczególny" oznacza, iż w rozpatrywanych równaniach wymiar *h* jest zero. W manipulatorze zaproponowano napęd z użyciem par pneumatycznych aktuatorów mięśniowych o długości 300 mm i średnicy 10 mm firmy Festo.

Model bryłowy manipulatora typu Delta

Na rys 4.1 przedstawiono przestrzenną konstrukcję manipulator równoległego typu Delta. Rozwiązanie takie zapewnia trzy stopnie swobody względem jego nieruchomej podstawy. Pojedynczy łańcuch kinematyczny manipulatora typu 3-RSS zawiera przeguby typu obrotowego (R) oraz przeguby typu sferycznego (S). Składa się z trzech identycznych łańcuchów kinematycznych. Jako człony napędowe zastosowano pneumatyczne aktuatory mięśniowe o długości 300 mm i średnicy 10 mm firmy Festo. Aktuatory (muskuły) zamocowano do przegubu obrotowego podstawy stanowiąc jednocześnie napęd. Ramiona i przedramiona manipulatora połączono z podstawą i platformą roboczą z użyciem przegubów sferycznych.



Rys. 4.1 Prototyp pneumatycznego manipulatora równoległego typu Delta: 1 – platforma robocza, 2 – podstawa, 3 – aktuatory pneumatyczne (mięśnie), 4 – ramię, 5 - przedramię, 6 – przeguby sferyczne, 7 – łańcuch, 8 – podstawa główna

Wnioski

W artykule przedstawiono wirtualne projekty manipulatorów o kinematyce równoległej z aktuatorami mięśnio-

wymi zaprojektowane w oprogramowywaniu SolidWorks. Przedstawiono konstrukcję manipulatora typu płaszczyznowego 3RRR wraz z opisem zależności geometrycznych. Manipulator tego typu powinien cechować się dużą dynamiką, łagodnym startem i zatrzymaniem, O cechach manipulatora można wnioskować na podstawie własności zaproponowanych napędów. Tego typu manipulatory mogły zostać użyte np. w celach pakowania, paletowania, montażu oraz jako manipulatory rehabilitacyjne. Przedstawiono także konstrukcję przestrzennego manipulator równoległego typu Delta 3-RSS z aktuatorami mięśniowymi. Struktura posiada trzy stopnie swobody. Jak poprzednio manipulator może zostać użyty w procesach montażu rehabilitacji itp. Obecnie podobne konstrukcje lecz z elektrycznymi członami napędowymi stosowane są do szybkiego pakowania żywności. W dalszym etapie rozwoju konstrukcji autorzy zaprojektują układ sterowania oraz wykonają fizyczny prototyp manipulatora typu Delta 3RSS. ■

prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Polska
e-mail: dindorf@agh.edu.pl

prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf
dr inż. Paweł Łaski
dr Jakub Takosoglu

Politechnika Świętokrzyska, Zakład Mechatroniki

al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25 314 Kielce
e-mail: dindorf@tu.kielce.pl, pawell@tu.kielce.pl,
qba@tu.kielce.pl

Summary

SOLID MOEDEL OF PNEUMATIC PARALLEL MANIPULATOR TYPE 3RRR WITH PNEUMATIC MUSCLE ACTUATORS

In this paper showed the research on models shortened the construction process of the prototype of 3-RRR muscles pneumatic parallel manipulator. The research enabled drawing the conclusions on construction optimization and control of 3-RRR muscles pneumatic parallel manipulator.

Literatura

1. **Dindorf R., Łaski P.**: *Badania modelowe pneumatycznego manipulatora równoległego*. Pomiary Automatyka Kontrola, 6, 2005.
2. **Dindorf R., Łaski P.**: *Badania modelowe prototypu pneumatycznego manipulatora równoległego*. Mechanik, 8-9, 2005.
3. **Dindorf R., Laski P., Takosoglu J.**: *Vývoj prototypů pneumatických paralelních manipulator*. (*Prototyping of pneumatic parallel manipulator*). AUTOMA – Časopism pro Autmatizačni Techniku, 1, 2006 (Czech Republic).
4. **Dindorf R., Łaski P.**: *Symulacja ruchu pneumatycznego manipulatora równoległego*. Napędy i Sterowanie, 6, 2006.
5. **Dindorf R., Laski P.**: *Prototype of pneumatic parallel manipulator*. 8th International Conference New Ways in Manufacturing Engineering. Prešov 22–23. June 2006 (Slovak Republic).
6. **Hirai S., Shimizu K., Kawamura S.**: *Vision-based Motion Control of Pneumatic Group Actuators*. Dept. of Robotics, Ritsumeikan Univ., Kusatsu,, Japan. http://www.ritsumei.ac.jp/se/~hirai/.
7. **Kuhlbusch W., Neumann R.**: *Virtual Prototyping of a Parallel Robot actuated by Servo-Pneumatic Drives using ADAMS/Controls, MSC*. ADAMS European User Conference 2002.
8. **Łaski P., Dindorf R.**: *Badanie modelowe manipulatora elektropneumatycznego typu tripod*. KKA'2005 – XV Krajowa Konferencja Automatyki. Warszawa 27-30 czerwca 2005.
9. **Merlet J.,P.**: *Parallel robot*. Springer Verlag, New York, London 2000.
10. **Tsai L-W.**: Robot Analysis: *The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators*. John Wiley & Sons, New York 1999.
11. **Takeda Y., Funabashi H., Niwa Y., Higuchi M.**: *Motion Control of In-Parallel Actuated Mechanisms Driven by Pneumatic Rubber Muscles*, Department of Mechanical Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology, Oh-okayama, Meguro-ku, Tokyo, Japan.

Kazimierz Dzierżek

Pozycjonowanie elektropneumatycznego manipulatora PR-02

Manipulator PR-02 został opracowany w Przemysłowym Instytucie Automatyki i Pomiarów w Warszawie w latach 1976-80.

Rys. 1 Manipulator PR-02

Wprowadzenie

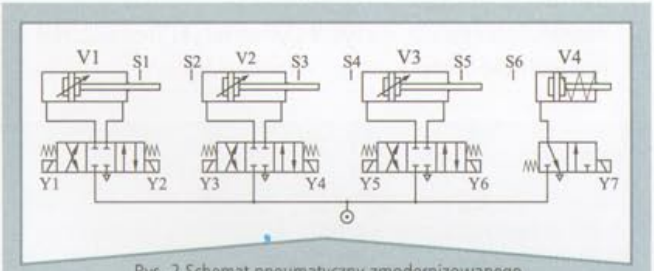
Cechą charakterystyczną tego manipulatora jest modułowa budowa części mechanicznej: poszczególne moduły ruchome mają tylko jeden stopień swobody. Manipulator o większej liczbie stopni swobody możemy stworzyć z odpowiednio połączonych modułów ruchomych i nieruchomych. W skład systemu mogą wchodzić następujące moduły:

- translacyjne (przesunięć linowych – podstawowe oraz lokalne)
- rotacyjne (obrotowe – podstawowe oraz lokalne)
- napędów chwytaków
- miniaturowe
- moduły nieruchome (specjalne płyty i wsporniki łączące moduły ruchome)

Prezentowany manipulator (rys. 1) składa się z: dwóch modułów przesunięć liniowych MA3001 (maks. przesunięcie 300 mm) i MC502 (maks. przesunięcie 32 mm), modułu rotacyjnego MD 3001 (kąt obrotu 0-90°) oraz modułu napędu chwytaka MF-50 (kąt rozwarcia szczęk 50°).

Układ napędowy

Układ sterowania manipulatora został zmodernizowany. Oryginalne sterowanie zastąpiono sterownikiem programowalnym Simatic S7 200 z CPU 224; który wyposażono w 14 wejść 24 V prądu stałego i 10 wyjść 24 V prądu stałego. Będzie on sterował manipulatorem za pomocą cewek elektrozaworów. Z wyjścia sterownika wysłany jest sygnał elektryczny: następuje uruchomienie elektromagnesu, co powoduje przełączenie zaworu. Powoduje to przepływ sprężonego powietrza, dzięki czemu ramię manipulatora zostanie przesunięte. Przy położeniach skrajnych znajdują się czujniki, które informują nas o usytuowaniu ramion manipulatora. Manipulator może pracować w dwóch trybach: ręcznym i automatycznym. W trybie automatycznym manipulator wykonuje ruch określony w programie sterującym, natomiast w trybie ręcznym sterowanie odbywa się z wykorzystaniem pulpitu sterowniczego.

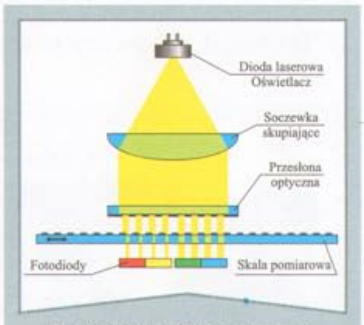


Rys. 2 Schemat pneumatyczny zmodernizowanego układu napędowego manipulatora PR-02

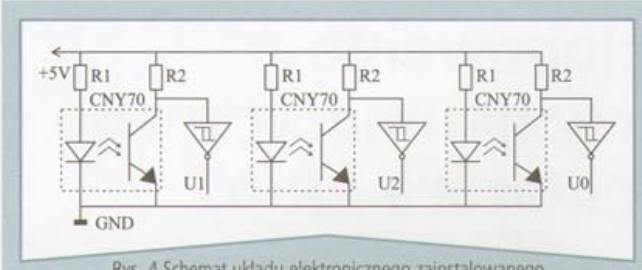
Układ mechaniczny składa się siłowników pneumatycznych i z elektrozaworów dwupołożeniowych. Taka konfiguracja pozwala tylko na ruchy dyskretne, od zderzaka do zderzaka. Aby możliwe było pozycjonowanie manipulatora, w układzie napędowym należy zastąpić zawory dwupołożeniowe zaworami trójpołożeniowymi z położeniem środkowym odciętym oraz zainstalować układ pomiaru położenia. Na rysunku 2 przedstawiono schemat pneumatyczny zmodernizowanego układu napędowego manipulatora.

Układ pomiaru położenia

W przemyśle maszynowym do pomiaru położenia stosowane są liniały pomiarowe, najczęściej fotoelektryczne zamknięte. Swoją popularność zawdzięczają rozsądnej cenie oraz licznym zaletom, takim jak odporność na zakłócenia, wodę, kurz oraz wstrząsy. Budowę głowicy odczytowej liniału fotoelektrycznego pokazano na rysunku 3. Do pomiaru położenia robotów stosowane są enkodery lub pośrednio silniki krokowe. W przypadku manipulatora PR-02 nie da się wykonać pomiaru enkoderem bez zmiany konstrukcji – ze względu na zastosowanie do napędu siłownika pneumatycznego. Możliwy jest natomiast pomiar z wykorzystaniem liniału pomiarowego, choć niesie to za sobą spore koszty. Innym rozwiązaniem jest zastosowanie czujnika odbiciowego ze skalą wzorcową. Budowa ta-



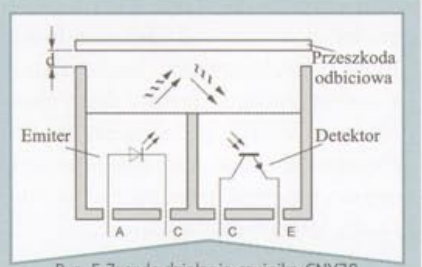
Rys. 3 Budowa głowicy odczytowej liniału fotoelektrycznego



Rys. 4 Schemat układu elektronicznego zainstalowanego w głowicy pomiarowej

kiego urządzenia jest zgodna z budową liniału pomiarowego. W prezentowanym rozwiązaniu skalę szklaną zastąpiono profilem aluminiowym z naniesioną czarno-białą podziałką. W układzie optycznym fotodiody i oświetlacz zastąpiono fototranzystorami odbiciowymi CNY70, a kwadratyzator negatorem Schmitta.

Układ pomiaru przemieszczenia składa się z czujników CNY70 (rys. 4). Zasadę działania tych czujników pokazano na rysunku 5. Światło z fotodiody nadawczej (emitera) pada na pasek naniesiony na prowadnicę i zostaje odbite lub rozproszone – w zależności od koloru paska. Jeżeli pasek jest biały, światło zostaje odbite, jeżeli czarny – rozproszone. Odbite światło pada na fototranzystor (detektor) i jest zamieniane na sygnał elektryczny. Wypracowany sygnał elektryczny trafia do negatora Schmitta, by poprawić jakość sygnału. Stąd przekazywany jest poprzez tranzystory do sterownika PLC.



Rys. 5 Zasada działania czujnika CNY70

Modernizacja manipulatora

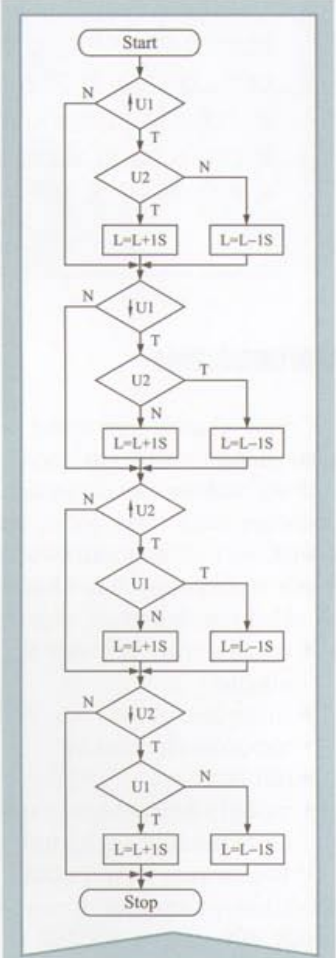
W pierwszym etapie prac, w celu sprawdzenia poprawności działania układu, na module przesunięć liniowych MA3001 zainstalowano skalę pomiarową i głowicę pomiarową.

Skala pomiarowa składa się z czarnych i białych pól, ułożonych na przemian, o jednakowej szerokości (5 mm). Głowica pomiarowa zbudowana jest z trzech czujników CNY70 oraz układu scalonego CD40106 (negator Schmitta). Tak zmodernizowany moduł pozwolił na pomiar położenia z rozdzielczością równą 2,5 mm, czyli połowie jednostkowej działki skali wzorcowej. Na rysunku 6 przedstawiono moduł MA3001 po modernizacji, z zainstalowanym układem pomiarowym.

Rys. 6. Moduł MA3001 po modernizacji

Podsumowanie

Poprawność działania manipulatora z możliwością pozycjonowania sprawdzono doświadczalnie. W tym celu do programu dodano dodatkowe procedury. Najważniejszą z nich, pomiar położenia, przedstawiono na rysunku 7. Przeprowadzone próby potwierdziły słuszność koncepcji: powtarzalność pozycjonowania mieściła się w granicach 2,5-10 mm, w zależności od prędkości siłownika. ■



Rys. 7. Algorytm pomiar położenia (↑ – zbocze narastające, ↓ – zbocze opadające)

Literatura

1. Praca zbiorowa: *Robotyka nr 3. Roboty przemysłowe PR-02*, WNT, Warszawa 1989.
2. Praca zbiorowa: *Podstawy robotyki. Teoria i elementy manipulatorów i robotów*, WNT, Warszawa 1993.
3. **Kobyliński A.**: *Modernizacja manipulatora PR-02, praca dyplomowa*. Politechnika Białostocka, Białystok 2005.
4. *Dokumentacja techniczno-ruchowa robota PR-02*, WSK „PZL Kalisz", 1979.
5. Instrukcja laboratoryjna: *Stanowisko dydaktyczne: manipulator PR-02*, Instytut Cybernetyki Technicznej Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.

Kazimierz Dzierżek

Politechnika Białostocka
Wydział Mechaniczny, katedra Automatyki i Robotyki
ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok
e-mail: kazde@pb.edu.pl

Nowa seria filtrów Moduflex Extra firmy Parker Hannifin, przeznaczonych do usuwania aerozoli i cząstek stałych, wyznacza kolejne, wyższe standardy sprawności i osiągów filtrów do sprężonego powietrza.

Nowe filtry Moduflex Extra firmy Parker Hannifin

Podczas opracowywania tych filtrów zmierzano do jednym celu – skonstruowania filtrów gwarantujących uzyskanie sprężonego powietrza spełniającego wszystkie międzynarodowe normy jakościowe przy jednoczesnym zmniejszeniu kosztów eksploatacyjnych oraz zredukowaniu ilości miejsca potrzebnego do zainstalowania filtra.

Filtry Moduflex Extra zaprojektowano całkowicie od nowa. Skoncentrowano się na tak istotnych zagadnieniach, jak: optymalizacji przepływu sprężonego powietrza, doborze materiału filtrującego i konstrukcji wkładu oraz skutecznym usuwaniu gromadzącej się cieczy. Ponadto, filtry Moduflex Extra skonstruowano w taki sposób, aby w pełni spełniały nowe wymagania międzynarodowej normy określającej metody badania filtrów, która ma wkrótce obowiązywać.

Optymalizacja przepływu powietrza – niskie zużycie energii

Konstrukcja obudowy filtra sprężonego powietrza ma istotne znaczenie, gdyż bezpośrednio wpływa na straty ciśnienia w układzie, które z kolei przekładają się na wyższe koszty posiadania (tj. zakupu i eksploatacji) układu. Strata, lub inaczej spadek ciśnienia na obudowie filtra, z punktu widzenia użytkownika układu przekłada się na koszt stały posiadania, ponoszony przez użytkownika. Jedynie poprzez staranne zaprojektowanie podzespołu można ten koszt sprowadzić do absolutnie niezbędnego minimum.

Załamanie stratne

Ze względu na ograniczenia instalacyjne oraz w celu ułatwienia konserwacji filtry sprężonego powietrza przystosowane są do montażu w kierunku pionowym, prostopadle do kierunku przebiegu przewodu rurowego. To ograniczenie konstrukcyjne powoduje z kolei konieczność zmiany kierunku przepływu powietrza (w typowym filtrze strumień powietrza ostro zakręca pod kątem prostym). W aerodynamice taka nagła zmiana kierunku przepływu powietrza nosi nazwę załamania stratnego. W przypadku filtra sprężonego powietrza załamanie takie powoduje turbulencje, straty ciśnienia w układzie oraz wysokie koszty eksploatacji (rys. 2).

Co powoduje turbulencje?

Środkowa część napływającego strumienia powietrza kieruje się na zewnętrzną ściankę zakrętu przewodu. Część strumienia zawraca i tworzy parę wirów, a reszta płynie w dół nieco bardziej jednorodnie. Obecność pary wirów powoduje zwężenie drogi przepływu przez zakręt przewodu, tłumiąc przepływ powietrza i zwiększając straty ciśnienia.

Jak z załamania stratnego zrobić bezstratne?

Chcąc poprawić przepływ powietrza i zmniejszyć turbulencje, należy zaokrąglić i wygładzić ostry zakręt przewodu. W zaokrąglonym narożu przepływ powietrza ma inny charakter: linie przepływu rozbiegają się w pobliżu zewnętrznej ścianki zakrętu przewodu i zbiegają w pobliżu ścianki wewnętrznej.

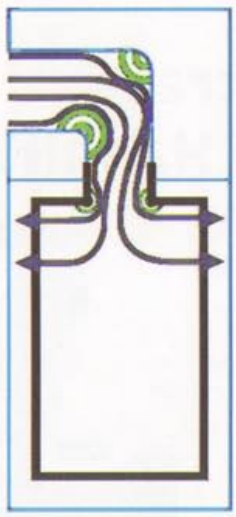
Filtry sprężonego powietrza skonstruowane zgodnie z tą zasadą mają przewagę nad filtrami, w których występuje gwałtowna zmiana kierunku przepływu strumienia powietrza, gdyż powodowane turbulencjami

Rys. 1
Filtry Moduflex Extra firmy Parker Hannifin

straty ciśnienia są w nich mniejsze. Stwierdzono, że zastosowanie łopatek kierujących (rozdzielających strumień powietrza na mniejsze strumienie i kierujących je) znacznie poprawia właściwości aerodynamiczne załamań stratnych, gdyż aerodynamicznie dzieli je na większą liczbę załamań o mniejszych stratach (rys. 3).

Konstrukcja filtrów serii Moduflex Extra

Filtry serii Moduflex Extra skonstruowano specjalnie pod kątem wyeliminowania wszystkich niepotrzebnych strat ciśnienia (rys. 3). Gdy strumień powietrza wpływa do obudowy filtra, rozszerzenie wewnątrz portu wlotowego redukuje poziom turbulencji powietrza wpływającego do wnętrza filtra. Następnie strumień powietrza wpływa do pełnoprzepły-



Rys. 2 Przepływ powietrza w filtrze o tradycyjnej konstrukcji

wowego przewodu wlotowego w górnej pokrywie wkładu filtrującego, gdzie zmienia kierunek przepływu o 90 stopni, przepływając przez łuk rurowy o pełnym przekroju.

Umieszczone w przewodzie wlotowym łopatki kierujące rozdzielają 90-stopniowy zakręt przewodu na pewną liczbę mniejszych, mniej stratnych łuków. Dzięki temu strumień powietrza płynie w bardziej ukierunkowany sposób, przez pewną liczbę kanałów, co przyczynia się do zmniejszenia turbulencji i strat ciśnienia. Zakończenie przewodu bezpośrednio za odcinkiem, na którym zachodzi zmiana kierunku przepływu powietrza o 90°, może prowadzić do powstania dodatkowych obszarów turbulencji powodujących zwiększenie zużycia energii i nierównomierne wykorzystanie materiału filtrującego.

We wkładach filtrów serii Moduflex Extra zastosowano rozdzielacze przepływu równomiernie rozprowadzające strumień powietrza wewnątrz całego wkładu filtrującego, przez co uzyskuje się maksymalną wydajność filtracji i poprawia sprawność energetyczną układu. W celu zapobieżenia dodatkowym turbulencjom, powodowanym przez powietrze uderzające w denko wkładu filtrującego, zastosowano stożkowy dyfuzor zapewniający gładki i efektywny przepływ powietrza.

Sprawność filtrowania i koszty eksploatacji

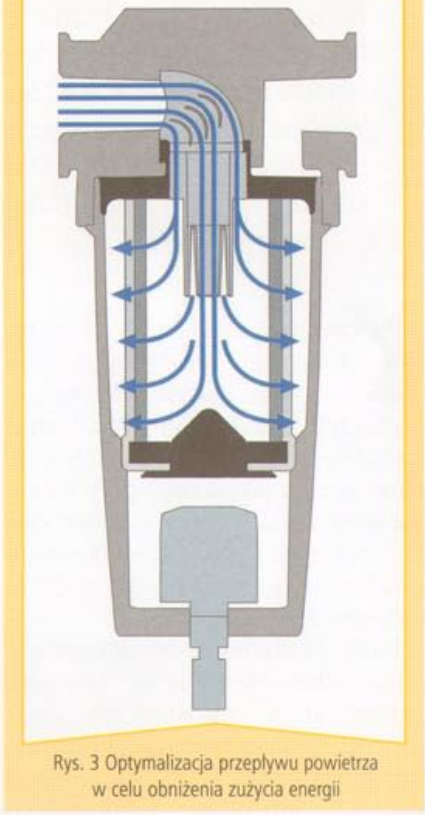
Kluczowe znaczenie dla uzyskania sprężonego powietrza o najwyższej jakości oraz zmniejszenie do minimum kosztów eksploatacji układu ma prawidłowy dobór materiałów wkładu filtrującego i jego konstrukcja. Straty ciśnienia, a zatem koszty eksploatacji obudowy filtra są stałe, natomiast koszty eksploatacyjne związane z wkładem filtrującym mają charakter przyrostowy. Niewłaściwy dobór materiałów filtrujących może nie tylko doprowadzić do zanieczyszczenia części układu za filtrem, ale wykonany z nich wkład filtrujący będzie wymagał częstszej konserwacji podnoszącej koszty posiadania instalacji.

Dobór i konstrukcja materiałów filtrujących

Wkłady filtrujące Moduflex Extra zaprojektowano z myślą o uzyskaniu najwyższej jakości powietrza (zgodnie z normami międzynarodowymi) oraz utrzymaniu przyrostowych kosztów eksploatacji na minimalnym poziomie.

Typowe filtry sprężonego powietrza „wchłaniają" olej i wodę – mówi się o nich, że pracują w stanie nasyconym. Nasycony materiał filtrujący czasowo odcina drogę sprężonego powietrza przez zwykle otwartą strukturę filtra i zwiększa stratę ciśnienia w miarę, jak sprężone powietrze przepycha te ciecze przez delikatną, drobną strukturę materiałów filtrujących. Ta strata ciśnienia wzrasta z czasem eksploatacji filtra, gdyż postępuje zatykanie porów materiałów filtrujących, co ma bezpośredni związek z kosztem eksploatacji filtra.

Wkłady filtrujące Moduflex Extra charakteryzują się bardzo małą początkową stratą ciśnienia w stanie nasyconym, która utrzymuje się na tym poziomie przez gwarantowany, 12-miesięczny czas eksploatacji



Rys. 3 Optymalizacja przepływu powietrza w celu obniżenia zużycia energii

wkładu. Aby to uzyskać, jako materiał filtrujący zastosowano włókna ze szkła borokrzemianowego o objętości pustych przestrzeni (lub powierzchni otwartej) wynoszącej 96%. Materiał ten charakteryzuje się niezwykle wysoką zdolnością zatrzymywania zanieczyszczeń. Zastosowano także specjalną powłokę oleofobową odpychającą olej i wodę, dzięki której utrzymuje się maksymalna zawartość pustych przestrzeni, w których zatrzymywane są zanieczyszczenia.

Ponadto, do maksimum zwiększono powierzchnię rozwiniętą wkładu, stosując nową w dziedzinie filtracji powietrza technologię „głębokich fałd". Dzięki głębokiemu sfałdowaniu materiału filtrującego uzyskuje

Rys. 4 Zwykła charakterystyka eksploatacyjna filtra

się pięciokrotnie większą powierzchnię rozwiniętą niż we wkładzie filtrującym o standardowej konstrukcji owijanej. Pozwala to na zmniejszenie wymiarów gabarytowych filtra i gwarantuje utrzymanie niskiej początkowej wartości strat ciśnienia przez cały okres eksploatacji filtra.

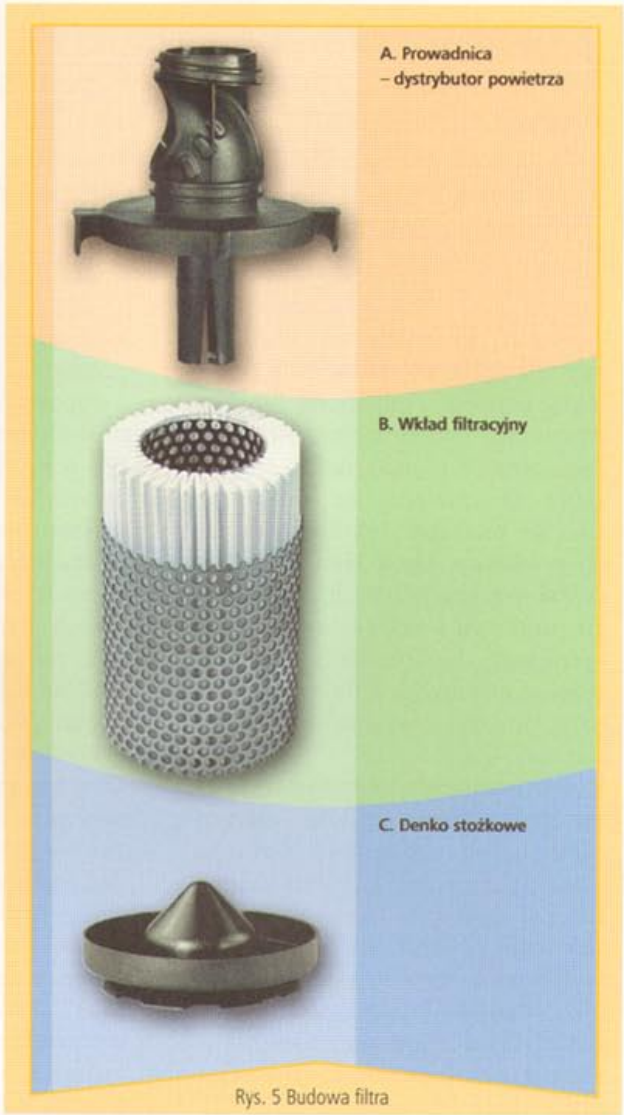
We wkładach filtrujących o wysokiej sprawności filtrowania stosuje się pakiety filtrujące o zmiennej gęstości. Pakiet taki składa się z dwóch rodzajów materiałów filtrujących, złożonych w harmonijkę. Warstwa zgrubnego filtrowania wstępnego chroni warstwę filtrowania dokładnego przed przedwczesnym zatkaniem oraz poprawia przepływ powietrza, przyczyniając się tym samym do utrzymania niskich kosztów eksploatacji na dłużej.

Skuteczne usuwanie zgromadzonych cieczy

Po usunięciu cieczy ze strumienia powietrza nie może ona powtórnie przeniknąć do strumienia czystego powietrza, który mógłby je przenieść do czystej części układu poniżej filtra. Można powiedzieć, że o jakości filtra koalescencyjnego decyduje jakość zastosowanych w nim mechanizmów usuwania nagromadzonej cieczy.

W filtrach Moduflex Extra zastosowano wiele zaawansowanych rozwiązań konstrukcyjnych, dzięki którym filtry sprawnie i skutecznie usuwają wszystkie nagromadzone ciecze. Zastosowane w filtrach serii Moduflex Extra rozwiązania zapobiegające wtórnemu przenikaniu zgromadzonej cieczy do strumienia czystego powietrza gwarantują wysoką sprawność i skuteczność usuwania cieczy, niskie straty ciśnienia oraz doskonałą kompatybilność temperaturową i chemiczną.

Ciecz zgromadzona w filtrze tworzy zwykle wilgotną obwódkę wokół denka wkładu filtrującego, skąd ostatecznie „skapuje" do misy filtra i jest odprowadzana na zewnątrz przez układ spustowy. Ze względu na tworzenie się tej obwódki konstruktorzy filtrów zazwyczaj stosują w obudowach filtrów „strefę ciszy", która zapobiega przepływowi powietrza przez zawilgoconą strefę i ewentualnemu wtórnemu przenikaniu cieczy do czystego powietrza. Bariera tego rodzaju, zastosowana w filtrach Moduflex Extra, nie tylko zapewnia szybkie usuwanie ciekłych zanieczyszczeń, zanim mogłyby one zostać uniesione do czystej części układu, ale także ich przemieszczenie do strefy pod wkładem filtrującym, z dala od bezpośredniego strumienia powietrza. Eliminuje to możliwość potencjalnego przedostawania się cieczy do czystego powietrza. Ponadto bariera tego rodzaju pozwala zrezygnować z klasycznej „strefy ciszy", dzięki czemu filtr może mieć mniejsze wymiary gabarytowe i mniejszy ciężar.



Rys. 5 Budowa filtra

Dodatkowy efekt usuwania cieczy uzyskuje się przez zastosowanie elementów zmniejszających napięcie powierzchniowe w denku wkładu filtrującego oraz żeber odprowadzających, uformowanych w obudowie filtra. Żebra te ściskają barierę zapobiegającą przenikaniu cieczy do czystego powietrza, przez co ciecz jest szybko usuwana dzięki efektowi kapilarnemu.

Najlepsze na świecie filtry sprężonego powietrza pod względem sprawności energetycznej

Filtry Moduflex Extra, zainstalowane w układzie sprężonego powietrza ze sprężarką o mocy 185 kW, pozwalają zaoszczędzić w skali roku do 60% energii (na każdy filtr) w porównaniu z filtrami tradycyjnymi. (Jako tradycyjny filtr odniesienia wykorzystano filtr wstępnie nasycony, dp 300 mbar, ciśnienie 7 barg, czas pracy 6000 godzin).

W nowatorskiej konstrukcji filtrów Moduflex Extra wykorzystano nie tylko nowoczesne, użyteczne technologie, ale także 40-letnie doświadczenie w dziedzinie filtracji. Całkowicie nowa seria wysokosprawnych filtrów jest wynikiem ewolucji, która doprowadziła do stworzenia najsprawniejszych na świecie filtrów tej klasy. ■

Artykuł promocyjny

Więcej informacji można uzyskać:

Parker Hannifin Sp. z o.o.
ul. Równoległa 8
02-235 Warszawa
tel. 022 573 24 00
faks 022 573 24 03
e-mail: warszawa@parker.com
www.parker.com

Dyrektywy Unii Europejskiej, przepisy BHP, silna konkurencja oraz rosnąca świadomość użytkowników wymusiły na producentach urządzeń pneumatycznych daleko idące zmiany konstrukcji, wyglądu oraz ergonomii narzędzi pneumatycznych.

Kompozytowe wiertarki i wkrętarki pneumatyczne

Jeszcze do niedawna narzędzia pneumatyczne kojarzone były z dużą masą, hałasem i zupełnym brakiem ergonomii. Rozwinięcie się technologii produkcji materiałów kompozytowych sprawiło, że kompozyty stają się niezastąpionym materiałem do produkcji wielu elementów narzędzi pneumatycznych. Technologie produkcji kompozytów są często patentami, do których prawa mają wojska inżynieryjne lub biura badawczo-rozwojowe, pracujące na zlecenie wojska.

Sam kompozyt to nic innego jak materiał niejednorodny, złożony z dwóch lub więcej komponentów. Najczęściej jeden z komponentów stanowi lepiszcze, które gwarantuje spójność, twardość, elastyczność i odporność na ściskanie, a drugi jest tak zwanym komponentem konstrukcyjnym. Zapewnia on większość właściwości mechanicznych kompozytu.

Jednym z najczęściej stosowanych komponentów konstrukcyjnych są silne włókna (takie jak włókno szklane, kwarc, azbest, kewlar czy włókna węglowe), dające materiałowi dużą odporność na rozciąganie. Do najczęściej stosowanych lepiszczy zaliczają się żywice syntetyczne, oparte poliestrach (epoksydach), poliuretanach i żywicach silikonowych.

Najbardziej znane rodzaje kompozytów to:

1. kompozyty strukturalne – w których występują ciągłe struktury komponentów konstrukcyjnych: warstwy (np. sklejka), pręty (np. żelbet) lub regularne struktury trójwymiarowe (np. przypominające plaster miodu);
2. laminaty – które składają się z włókien zatopionych w lepiszczach. W zależności od sposobu uporządkowania włókien rozróżnia się taśmy kompozytowe (włókna ułożone w jednym kierunku), maty kompozytowe (ułożone w dwóch prostopadłych kierunkach) lub nieuporządkowane;
3. mikrokompozyty i nanokompozyty – w których regularna struktura dwóch lub więcej składników jest zorganizowana już na poziomie nadcząsteczkowym. Tego rodzaju kompozyty występują w organizmach naturalnych (np. drewno jest rodzajem mikrokompozytu, w skład którego wchodzą zorganizowane, skręcone w pęczki włókna celulozowe, „sklejone" ligniną. Obecnie próby sztucznego otrzymywania tego rodzaju kompozytów są prowadzone w ramach badań nanotechnologicznych);
4. stopy strukturalne – które są rodzajem stopów metali, metali z niemetalami, polimerów między sobą i polimerów z metalami oraz niemetalami o bardzo regularnej mikrostrukturze. Przykładem tego rodzaju kompozytu jest stal damasceńska i duraluminium.

Materiały kompozytowe zyskały sobie popularność dzięki łatwości obróbki, niskiej masie i niewielkim kosztom ich wytworzenia. Poza tym kompozyty (szczególnie żywiczne) są dielektrykami (materiałami nieprzewodzącymi prądu elektrycznego) oraz dobrymi izolatorami termicznymi. Dzięki ostatniej z wymienionych zalet z kompozytów najczęściej wytwarzane są korpusy i rękojeści narzędzi pneumatycznych (zminimalizowanie zjawiska ziębnięcia dłoni). Komfort pracy takimi narzędziami jest nieporównywalny z żadnymi innymi narzędziami metalowymi.

Obecnie pneumatyczne narzędzia kompozytowe dopiero zaczynają wchodzić na rynek i trwają prace nad ich udoskonaleniem. Jedną z najczęściej napotykanych barier w promowaniu tego typu narzędzi jest daleko zakorzenione przekonanie potencjalnych użytkowników, że kompozyt to plastik. Oczywiście, kompozytowa rękojeść (np. wkrętarki) nie nadaje się do prac wychodzących poza obszar ich przeznaczenia, ale prawdziwy profesjonalista natychmiast dostrzeże zalety kompozytów.

Podczas testów u klienta, który ma pierwszy raz do czynienia z narzędziami z kompozytu, daje się zauważyć miłe zaskoczenie. Prawie każdy klient szybko wychwyci trzy podstawowe zalety narzędzi z kompozytu,

Tab. 1 Wkrętarki kompozytowe pistoletowe z serii SA-RBPN

Model	Obroty	Masa	Długość	Wysokość	Zużycie powietrza	Zakres regulacji	Hałas
SA-R48BPN	1,700 obr./min	0.87 kg	165 mm	154 mm	550l/min	1.0-6.0 Nm	76 dBA
SA-R58BPN	750 obr./min	0.87 kg	165 mm	154 mm	550l/min	1.0-6.0 Nm	76 dBA
SA-R39BPN	1,600 obr./min	0.6 kg	140 mm	142 mm	280l/min	0.5-4.0 Nm	72 dBA
SA-R45BPN	750 obr./min	0.6 kg	140 mm	142 mm	280l/min	0.5-4.0 Nm	72 dBA

Tab. 2 Wkrętarki kompozytowe proste z serii SA-RLBN

Model	Obroty	Masa	Długość	Średnica	Zużycie powietrza	Zakres regulacji	Hałas
SA-R48LBN	1,700 obr./min	0.84 kg	195 mm	43 mm	550l/min	0.6-6.0 Nm	77 dBA
SA-R58LBN	750 obr./min	0.84 kg	195 mm	43 mm	550l/min	0.6-6.0 Nm	77 dBA
SA-R30LBN	1,800 obr./min	0.6 kg	140 mm	35 mm	280l/min	0.5-4.0 Nm	72 dBA
SA-R45LBN	750 obr./min	0.6 kg	140 mm	35 mm	280l/min	0.5-6.0 Nm	72 dBA

którymi są: niewielka masa, dobry chwyt i niski poziom hałasu. W dalszych testach dają się zauważyć zalety mylnie uważane za drugorzędne, takie jak nieziębnięcie dłoni czy niski poziom wibracji.

Jedną z marek narzędzi pneumatycznych, produkowanych z wykorzystaniem kompozytów, jest marka VGL. Z myślą o profesjonalistach wprowadziliśmy do sprzedaży kompozytowe wiertarki i wkrętarki pneumatyczne. Te ostatnie dzielą się jeszcze na proste i pistoletowe. Mowa tu oczywiście o wkrętarkach z tak zwanym sprzęgłem poślizgowym, które znajdują szerokie zastosowanie podczas montażu elementów stolarki meblowej.

Niekwestionowaną zaletą wkrętarek VGL jest łatwa regulacja nastawy momentu dokręcania. Umieszczony na przedniej części korpusu pierścień regulacyjny ze skalą znacznie ułatwia pracę narzędziem. Poza tym, wszystkie modele pistoletowe posiadają zaczep do montażu narzędzia na balanserze.

W miejscach trudno dostępnych dobrze sprawdzają się wkrętarki proste. Tak samo, jak pistoletowe, wyposażone są w pierścień regulacyjny momentu dokręcania oraz zawiesie do balansera. Typ prosty wkrętarek to również niezastąpione narzędzie na stacjonarne stanowiska pracy w układzie pionowym. Prawidłowe zamocowanie wkrętarki na balanserze oraz dobra organizacja czynności sprawiają, że praca jest szybsza i wygodniejsza.

Kolejnym produktem VGL z serii narzędzi kompozytowych są wiertarki. Konstrukcja silnika i rękojeści pozostaje ta sama, jak w omówionych wcześniej wkrętakach, natomiast inna jest konstrukcja przeniesienia napędu. Mechanizmy przełożenia napędu wiertarek, w zależności od obrotów wrzeciona, składają się z jednej, dwóch lub więcej przekładni planetarnych. Na przykład dzięki wiertarce z dwiema przekładniami planetarnymi można zmniejszyć obroty, a zwiększyć moc, tym samym wykorzystując wiertarkę do wiercenia otworów o większej średnicy.

Wiertarki wolnoobrotowe posiadają dodatkową, demontowaną rękojeść oraz uchwyt wiertarski do 13 mm. Natomiast ze względu na niską moc wiertarek szybkoobrotowych zamontowano w nich uchwyt wiertarski do 6,0 mm. ■

Tab. 3 Wiertarki kompozytowe pistoletowe z serii SA-RPD

Model	Obroty	Masa	Długość	Wysokość	Uchwyt	Zużycie powietrza	Maks. moc	Hałas
SA-R48PD	1,700 obr./min	0.92 kg	159 mm	154 mm	10 mm	550l/min	7,0 Nm	76 dBA
SA-R58PD	750 obr./min	0.92 kg	159 mm	154 mm	10 mm	550l/min	13,0 Nm	76 dBA
SA-R62PD	750 obr./min	0.92 kg	149 mm	154 mm	13 mm	550l/min	13,0 Nm	76 dBA
SA-R26PD	2900 obr./min	0,58 kg	140 mm	142 mm	6,0 mm	280l/min	3,5 Nm	72 dBA
SA-R39PD	1600 obr./min	0,58 kg	140 mm	142 mm	10 mm	280l/min	5,0 Nm	72 dBA

Artykuł promocyjny

Opracował: Piotr Buczek

„Atmo" Sp. z o.o.
ul. Szatkowników 8
04-410 Warszawa
NIP UE: PL952-202-88-12

Biuro Handlowe „Atmo"
ul. Związkowa 15
04-522 Warszawa
tel./faks: (+48) 022 8156721

atmo@atmo.com.pl
www.atmo.com.pl
www.spair.pl

Sklep „Atmo"
ul. Łodygowa 45
03-687 Warszawa
tel./faks: 0048 22 7430000

Serwis „Atmo"
Serwis i naprawa narzędzi pneumatycznych
tel. kom. 602883184,
tel./faks: 022 8156721

Wywieranie wpływu na środowisko naturalne związane z użytkowaniem różnych elementów, również pneumatyki, zaczyna się już na etapie projektowania i produkcji.

Metal Work w trosce o środowisko naturalne

W tym wypadku ważnych jest wiele czynników, takich jak użyta technologia i materiały, zarządzanie oraz konstrukcja wytwarzanego produktu. Producent musi również przewidzieć, że jego produkt po zakończeniu pracy ma w możliwie maksymalnym zakresie nadawać się do powtórnego przetworzenia. Jednak największe możliwości oszczędności energii – a co za tym idzie ochrony środowiska – mają projektanci i użytkownicy aplikacji, w których elementy te są używane.

W niniejszym artykule zaprezentujemy działania podejmowane na rzecz minimalizacji wpływu na środowisko przez Metal Work Pneumatic oraz przedstawimy Państwu – konstruktorom i użytkownikom – sposoby redukcji strat, nazwane przez nas Czterema Filarami Oszczędności Energii w instalacjach pneumatycznych.

W Metal Work Pneumatic zawsze przywiązywano dużą wagę do kwestii ochrony środowiska, co zostało potwierdzone przez Certyfikat Systemu Zarządzania Środowiskiem ISO 14001:2004. Dbałość o nie realizowana jest poprzez:

- zgodność ze wszystkimi stosowanymi normami oraz regulacjami prawnymi,
- konsekwentną redukcję emisji spalin oraz odpadów poprodukcyjnych,
- ograniczenie zużycia surowców, wody oraz energii,
- stosowanie procesów produkcyjnych mających najmniejszy wpływ na środowisko naturalne,
- szkolenia oraz publikacje zachęcające do wdrażania działań służących środowisku naturalnemu,
- produkcję elementów o niskim poborze energii lub pozwalających na jego minimalizację.

Elementy pneumatyki w trakcie pracy zużywają znaczne ilości energii. Przede wszystkim jest to energia elektryczna potrzebna do sprężenia powietrza – energia kosztowna i zużywająca zasoby naturalne. W Metal Work Pneumatic, dostarczając produkty na cały świat, zdajemy sobie z tego sprawę i czujemy się odpowiedzialni za przekazanie naszym klientom niezbędnej wiedzy potrzebnej do minimalizacji strat energii. Aby uzmysłowić czytelnikom Pneumatyki, jakie koszty związane są z wytwarzaniem sprężonego powietrza, zamieszczamy tabelę (patrz tab. 1) ze współczynnikami w stosunku do najpopularniejszych źródeł energii, a także bezpośrednio z nią związaną emisją dwutlenku węgla.

Dlatego też pozwalamy sobie zaprezentować Cztery Filary Oszczędności Energii, których zastosowanie przełoży się na niższe koszty produkcji, a także pozwoli na wywarcie mniejszego wpływu na środowisko.

Dobór właściwego siłownika

Zadaniem urządzeń wykonawczych jest zamiana energii sprężonego powietrza na pracę mechaniczną. Zużycie sprężonego powietrza zależne jest od średnicy tłoka, skoku siłownika oraz ciśnienia roboczego. Przewymiarowanie średnicy tłoka powoduje wzrost kosztów związanych z koniecznością wytworzenia większej ilości sprężonego powietrza czy też ceną zakupu siłownika oraz osprzętu.

Przykład:

Siłownik Ø 80 mm, skok 200 mm, 6 barów, 12 cykli na minutę, 16 godzin dziennie, 230 dni w roku.
Zużycie: 160,6 Nl/min = 1043,7 W = 3840,7 kWh/rocznie = 975,5 litra ropy = 2696,2 kg CO_2
przy koszcie 0,33 zł/ kWh = **1267,43 zł rocznie.**
Jeśli siłownik został omyłkowo przewymiarowany i średnica Ø 63 byłaby wystarczająca, wówczas:
Zużycie: 99,4 Nl/min = 646,2 W = 3840,7 kWh/rocznie = 604 litrów ropy = 1666,3 kg CO_2.
Oszczędność – 482,72 zł rocznie.

Tab. 1 Współczynniki w stosunku do najpopularniejszych źródeł energii

Energia jednostkowa	Współczynnik ropy naftowej	Współczynnik CO_2	Koszt powietrza
6,5 W / Nl/min	0,254 litrów ropy / kWh 0,00165 litrów ropy / Nl/min	0,702 kg / kWh 0,00456 kg / Nl/min/h	0,00215 zł / Nl/min/h
Np. do wyprodukowania 1 normalnego litra sprężonego powietrza potrzebujemy 6,5 W.	Np. do wytworzenia 1 kWh potrzeba 0,254 litra ropy do wytworzenia 1 Nl sprężonego powietrza musimy zużyć 0,00165 l ropy.	Np. na każdą wyprodukowaną 1 kWh jest wydzielone do atmosfery 0,702 kg CO_2, a na każdy wyprodukowany Nl/min przez godzinę wydzielone jest do atmosfery 0,00456 kg CO_2.	Np. wyprodukowanie 1 Nl/min przez godzinę kosztuje 0,00215 zł.

Użycie ekonomizerów

W przypadku gdy siłownik wykonuje ruch roboczy w jedną stronę, np. wysuwając tłoczysko w cyklu pracy, to do jego powrotu wystarczy niższe ciśnienie. Wówczas wskazane jest użycie zaworów redukcyjnych jako ekonomizerów – redukują one ciśnienie w odpowiedniej komorze siłownika, co pozwala na znaczne oszczędności zużycia powietrza.

Przykład:

Używając w poprzednim przykładzie ekonomizera, który redukuje ciśnienie z 8 do 3 barów, **oszczędzamy 429,42 zł rocznie**.

Eliminacja nieszczelności i stosowanie zaworów odcinających

Największe straty w instalacjach sprężonego powietrza powodują nieszczelności. W celu ich minimalizacji zaleca się:

- okresowe sprawdzenie szczelności instalacji – przy wykorzystaniu metod akustycznych, pęcherzykowych lub za pomocą pomiaru czasu odpowietrzenia sieci lub czasów pracy sprężarki,
- zastosowanie zaworów odcinających umożliwiających odcięcie zasilania instalacji od niepracującego urządzenia, a przez to poprawę parametrów całej sieci.

Przykład:

W sieci sprężonego powietrza o ciśnieniu 6 barów wystąpiła nieszczelność o wielkości równoważnej średnicy otworu 2 mm. Wartość natężenia przepływu w tym przypadku wynosi 220 Nl/min. Nieszczelność występuje przez cały rok, 24 godziny na dobę.

Zużycie: 220 Nl/min = 1430 W = 12 526 kWh/rocznie = 3180 litrów ropy = 8,8 tony CO_2.

Strata: 4133,58 zł rocznie

Prawidłowe projektowanie i używanie instalacji sprężonego powietrza

W procesie projektowania należy wziąć pod uwagę następujące czynniki:

- dobór właściwej średnicy instalacji w zależności od wartości przepływu,
- okresowa wymianę/regenerację wkładów filtracyjnych,
- dobór sprężarki do jak najniższego wymaganego ciśnienia w sieci.

Przykład:

W sieci panuje ciśnienie 7 barów. Średnie zużycie wynosi 10 Nm³/min przez 16 godzin dziennie, 230 dni w roku. Wystarczające ciśnienie wynosi 6 barów. Redukując ciśnienie z 7 do 6 barów, otrzymujemy następujące wyniki:

oszczędności sprężonego powietrza 1,25 Nm³/min = 8125 W = 2990 kWh/rok = 7595 litrów ropy = 21 ton CO_2; jeżeli energia kosztuje 0,33 zł/kWh = **oszczędność 9867 zł rocznie**.

Wszystkie elementy zakończą kiedyś swoją pracę na skutek naturalnego zużycia. Metal Work Pneumatic, zdając sobie z tego sprawę, do ich produkcji używa w maksymalnym stopniu materiałów nadających się do recyklingu, aby również i w tej kwestii mieć jak najmniejszy wpływ na środowisko naturalne.

Informacje na temat użytych materiałów i sposobu ich recyklingu są dostępne w katalogu głównym lub poprzez kontakt z Działem Handlowym Metal Work Pneumatic. ■

Artykuł promocyjny

Metal Work Polska
Damian Pietraszek
Waldemar Skorczyk

www.metalwork.pl

Często spotykamy się z opiniami, że powietrze zasysane przez dmuchawy nie musi być poddawane filtracji. Praktyka pokazuje jednak, że takie rozumowanie jest błędne.

Dlaczego należy stosować filtry na wlocie dmuchaw?

Fot. 1

Funkcjonowanie dmuchawy polega na wprowadzeniu w ruch powietrza po osiągnięciu przez wirnik wysokiej prędkości obwodowej. Oznacza ona większą wydajność (skuteczność) działania, gdyż wysoka szybkość obwodowa ma bezpośrednie przełożenie na efektywność urządzenia.

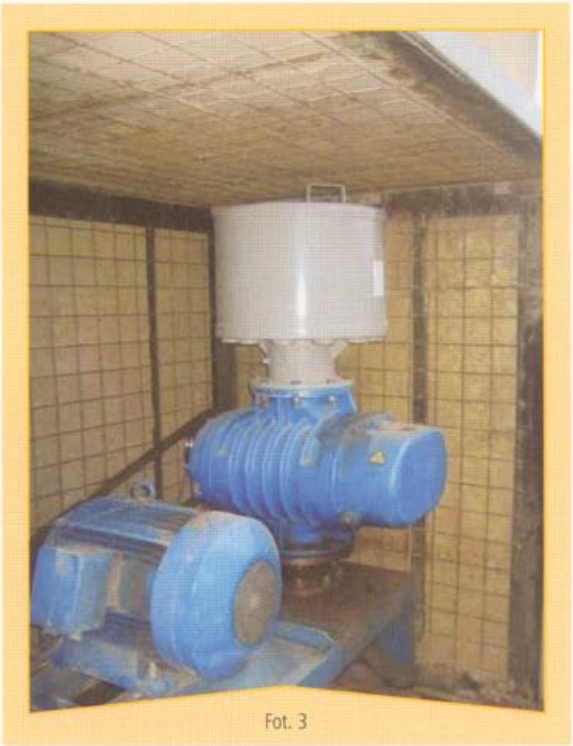
Nieodfiltrowane cząstki, znajdujące się w strumieniu powietrza wokół wirnika i stojana, powodują ich stopniowe ścieranie i zużycie. W konsekwencji dochodzi do ubytku materiału wirnika, zwiększającego jego porowatość, a tym samym zmniejszenia efektywności jego działania przy dłuższej eksploatacji.

Fot. 2

Na fot. 2 przedstawiono filtr starego typu, na fot. 3 – nowego. W przypadku filtra starego typu jego konserwacja zajęła więcej czasu niż założenie w urządzeniu nowego filtra wysokiej jakości. W wielu zakładach, gdzie wykorzystywane są dmuchawy, zastępczo stosuje się tkaniny filtracyjne typu Firon. Jest to rozwiązanie niewłaściwe z powodu nierównomiernej gęstości tkaniny, co nie gwarantuje dokładnej filtracji, oraz ze względu na fakt, że powierzchnia filtra nie jest zgodna z przekrojem przepływu. Każdy technik przyzna, iż powierzchnia harmonijkowa ma znacznie większą powierzchnię (aż do 100 razy) niż nadmuchany worek z tkaniny.

Rozpatrując kwestię powietrza przenoszącego nieprzefiltrowane cząstki za dmuchawę, należy wziąć pod uwagę jego technologiczne zastosowanie. Gdy powietrze służy do napowietrzenia wody odpływowej, należy pamiętać, że cząstki osadzają się w końcówkach napowietrzających (dyszach), czego skutkiem jest obniżenie wydajności całego procesu technologicznego – przy podwyższonym spadku ciśnienia i zmniejszeniu strumienia powietrza do wody.

Spadek ciśnienia przekłada się na zwiększenie poboru energii przez silnik dmuchawy, co oznacza wyższy koszt energii elektrycznej, który w dłuższym okresie czasu znacznie przekracza wydatek związany z kupnem i zainstalowaniem filtra wysokiej jakości. Przy nasycaniu powietrzem pochodzącym ze środowiska zanieczyszczonego różnego rodzaju czynnikami przemysłowymi, takimi jak metale ciężkie czy cząstki pyłu



Fot. 3

tworzywa poliwęglanowego, dochodzi do ekologicznego zanieczyszczenia wód.

Według nowych przepisów, w oczyszczalniach ścieków i w wieżach ciśnień należy stosować materiały filtracyjne określonych typów. Do klienta należy wybór filtrów z naszej oferty. Jak już wcześniej wspomniałem, tkanina firon nie jest odpowiednim materiałem do filtracji. Ponieważ jest jednak bardzo tania, wybiera ją wielu klientów eksploatujących kosztowne urządzenia – nie zawsze zdając sobie sprawę z faktu, że w tej sposób przyczyniają się do znacznego obniżenia ich żywotności i, co za tym idzie, narażając się na niemałe wydatki.

Tylko od ciebie zależy, czy postawisz na jakość lub pozwolisz, by twoje urządzenia pracowały bez filtrów wysokiej jakości i szybko się zużywały. Nasza firma oferuje szeroki asortyment materiałów filtracyjnych – od zwykłych materiałów papierowych lub poliestrowych o różnej gradacji (1, 4, 5, 25, 60, 100 mikronów), po materiały specjalne (np. hepa, ulpa, polipropylen czy teflon).

Nasza przewaga nad konkurencją polega nie tylko na możliwości wyprodukowania standardowych filtrów. Możemy także, na życzenie klienta, zaprojektować filtry wielostopniowe, zatrzymujące wszystkie zanieczyszczenia: od gruboziarnistych po najdrobniejsze. Ewolucja naszych rozwiązań technicznych zmierza również w kierunku separacji zanieczyszczeń stałych na wejściu, poprzez zastosowanie różnicy ciśnień (filtry kondensacyjne), oraz efektu strumienia odśrodkowego w filtrach cyklonowych, wykorzystujących efekt wirowy. ■

Artykuł promocyjny

Jarosław Wadecki
Kierownik Sprzedaży na Polskę

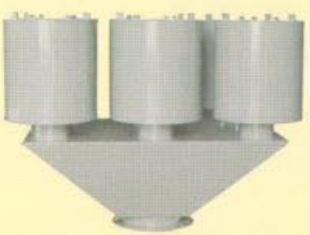
Peter Baranka

SOLBERG International w POLSCE

Kom. +48 660 428 011, Fax 421 48 413 70 65
E-mail: jaroslaw.wadecki@solbergmfg.com
www.solbergmfg.com
www.oilmistsolutions.com

Wlotowe filtry powietrza/tłumiki - FT/F/FS/QB; wlotowe filtry próżniowe - CSL/VS/VL/CT/ST; filtry wydechowe mgły olejowej - HDL/EE/EF/FG; oddzielacze wody - LRS/SRS, systemy filtracji, materiały filtracyjne, filtry do turbin - FAE/VAE/BAE, filtry do wentylatorów

Wszystko, czego potrzebujesz, znajdziesz u nas!



Wiesław Wróblewski

Nowy nabytek Politechniki Wrocławskiej

W sierpniu 2008 roku Zakład Inżynierii Lotniczej Politechniki Wrocławskiej wzbogacił swoją bazę dydaktyczną o nowy statek powietrzny – samolot Su-22M4K, otrzymany z Ministerstwa Obrony Narodowej.

Samolot został przekazany Politechnice na mocy decyzji szefa resortu obrony. Obok samolotu szkolnego TS-11 i śmigłowca Mi-2 stanowi wyposażenie laboratorium ZIL PWr, gdzie prowadzone są zajęcia dydaktyczne z podstaw eksploatacji sprzętu lotniczego oraz diagnostyki.

W najbliższym czasie laboratorium zostanie wzbogacone o kolejne samoloty, takie jak An-2, I-22 „Iryda" oraz MiG-29, które już zostały przyznane Politechnice przez MON. Wszystkie samoloty będą wykorzystywane do nauki budowy, konstrukcji i wyposażenia lotniczego jako przykłady konkretnych rozwiązań technicznych. Dodatkowo, ZIL dysponuje wieloma silnikami lotniczymi i ich przekrojami, między innymi: silnikiem tłokowym ASz-61R, silnikami śmigłowcowymi (GTD-350 i PZL-10W) oraz turbinowymi silnikami odrzutowymi (R-21, SO-3, PZL-15, RD-33). Na wyposażeniu laboratorium znajdują się również różnego rodzaju agregaty silnikowe i płatowcowe oraz awionika, a także aparatura badawczo-pomiarowa.

Su-22 jest samolotem myśliwsko-bombowym o znacznych rozmiarach. By zachować jak największą sprawność techniczną maszyny, zdecydowano się na przetransportowanie samolotu do Wrocławia na własnym podwoziu – po zdemontowaniu jego niektórych elementów konstrukcyjnych. Odłączono ruchome

Powidz – teren lotniska
– przygotowania do wyjazdu

Okolice Stawiszyna – parking leśny
– miejsce niedzielnego pikniku przy samolocie

Ostrów Wlkp.
– na parkingu ZNTK

Kilometr 0:
Lotnisko wojskowe
Stąd wyruszaliśmy

Kilometr 23:
Węzeł Słupca
Autostrada A-2 utrata pilota

Kilometr 52:
Węzeł Modła
Przymusowy postój na parkingu Urzędu Celnego Konin

Kilometr 74:
Parking leśny
Postój weekendowy

Kilometr 130:
Postój dzienny
Postój na parkingu przed ZNTK

części skrzydeł, co zmniejszyło ich rozpiętość do 5,20 m i pozwoliło zmieścić się na drogach, zdjęto opływ górny i zredukowano ciśnienie w amortyzatorach, zmniejszając wysokość Su-22 do 4,20 m. Wszystko to sprawiło, że samolot mieścił się pod wiaduktami oraz kolejowymi i tramwajowymi liniami zasilania.

By ułatwić pokonywanie zakrętów, zdemontowano usterzenie poziome oraz wysięgniki odbiorników ciśnień. Na samolocie zainstalowano prowizoryczne dodatkowe oświetlenie, wymagane w ruchu drogowym.

Su-22 był transportowany przy pomocy typowego urządzenia holującego, stosowanego do jego przetaczania na lotniskach wojskowych. Z uwagi na długość zestawu ciągnik-samolot i ograniczenia stosowane w ruchu naziemnym statków powietrznych (podyktowane względami bezpieczeństwa), prędkość holowania nie przekraczała 15 km/h. Ponieważ zestaw znacznie przekraczał gabaryty dopuszczające do poruszania się po drogach publicznych, niezbędne było uzyskanie stosownego pozwolenia z Zarządu Dróg i Autostrad, uprawniającego do przejazdu pojazdu ponadnormatywnego – pod warunkiem posiadania własnych pojazdów pilotujących z przodu i z tyłu zestawu oraz zabezpieczenia pilotowania przez policję. Pozwolenie wydano po sprawdzeniu

Kępno – na każdym postoju zainteresowanie było ogromne

Kępno – samolot ledwo mieścił się pomiędzy barierkami ograniczającymi drogę nr 8

Wrocław – teren Politechniki – ustawianie samolotu na dziedzińcu budynku D-1

Kilometr 178:
Dobowy postój

Najcięższa noc
– samolot grzęźnie
na poboczu

Kilometr 240:
Parking PZL Hydral

Oczekiwanie
na zezwolenie wjazdu
do miasta

Kilometr 250:
Politechnika Wrocławska

Nareszcie
na miejscu!

całej trasy i wykonaniu stosownych pomiarów pozwalających stwierdzić, że zestaw o długości około 26 m zmieści się na drodze i nie będzie stwarzał zagrożenia dla innych użytkowników ruchu. Ponadto, holowanie mogło odbywać się tylko w godzinach od 22 do 6.

Podczas transportu samolotu pojawiło się wiele trudności, które sprawiły, że czas przejazdu wydłużył się z planowanych trzech do ośmiu dni. Już pierwszej nocy na autostradzie A-2 doszło do kolizji tylnego samochodu pilotującego z ciężarówką. Auto pilota zostało poważnie uszkodzone, on sam doznał lekkich obrażeń i dalsza podróż stała się niemożliwa. Zestaw ponownie ruszył w drogę następnej nocy, po dotarciu na miejsce wypadku nowego samochodu pilotującego.

Poważnym problemem były piesze wysepki na środku jezdni: Su-22 mieścił się na drodze dosłownie „na styk", co wymuszało precyzyjne prowadzenie samolotu poprzez jego ręczne sterowanie. W kilku przypadkach zaszła konieczność chwilowego demontażu znaków drogowych. Co jakiś czas konwój musiał się zatrzymywać, by – w celu uniknięcia zatorów – przepuścić pojazdy jadące z tyłu. Na przewężeniach dróg kłopot sprawiało wyminięcie się z samochodami jadącymi z naprzeciwka. Samolot kilkakrotnie głęboko ugrzązł kołami na miękkim poboczu, co zmuszało ekipę holującą do mozolnej pracy przy jego wyciąganiu. W jednym przypadku niezbędne było użycie wyciągarki zamontowanej na ciężkim holowniku, a pomocy udzieliła firma specjalizująca się w tego typu zadaniach.

W samym Wrocławiu pojawił się problem z samochodami parkującymi na poboczach dróg, co uniemożliwiło przejazd zestawu przez miasto. Dopiero po ich usunięciu (co trwało prawie dobę) samolot udało się doprowadzić na teren Politechniki. Ostatnim etapem było przeniesienie samolotu dźwigiem na teren dziedzińca przy budynku D-1 Politechniki; tam został złożony i przygotowany do wykorzystania na zajęciach.

W czasie podróży postoje na odpoczynek odbywały się na dużych parkingach. Su-22 był magnesem, który przyciągał okolicznych mieszkańców i niemal przez cały dzień ciągnęły do niego wycieczki. Każdy chciał dotknąć samolotu, zapoznać się z jego historią, budową i możliwościami oraz móc zrobić sobie pamiątkowe zdjęcie. W weekend przy samolocie odbywały się wręcz nieformalne pikniki, a ekipę holującą podejmowano gorącą kawą i potrawami z grilla. Równie wielkie zainteresowanie i serdeczność towarzyszyło ekipie na całej trasie przejazdu. Należy również podkreślić wielką pomoc i wyrozumiałość ze strony policji, bez której całe przedsięwzięcie nie doszłoby do skutku. ■

dr inż. Wiesław Wróblewski

Politechnika Wrocławska
Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych

Samolot jest już na dziedzińcu budynku D-1 Politechniki Wrocławskiej i cieszy się dużym zainteresowaniem studentów, chcących zgłębić tajniki nowoczesnej techniki lotniczej

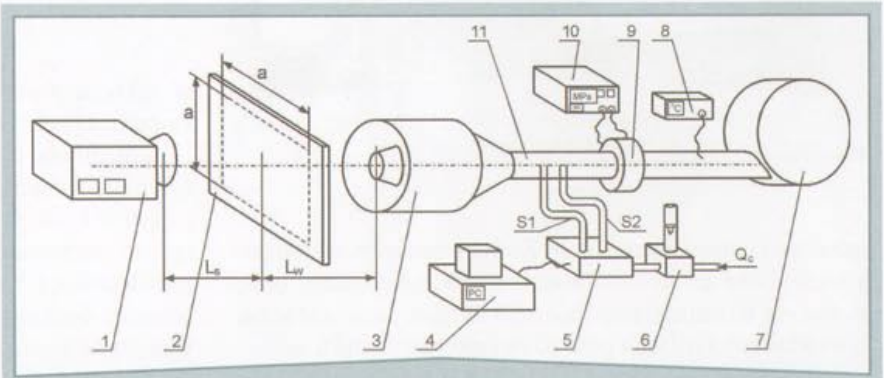
Sylwester Wawrzyniak

W niniejszym artykule przedstawiono stanowisko badawcze, wykorzystywane do badań właściwości monostabilnej osiowosymetrycznej dyszy ze sterowanym przepływem strumienia głównego wypływającego z dyszy.

Stanowisko do badania właściwości przepływowych dyszy osiowosymetrycznej

Wprowadzenie

Schemat ogólny stanowiska, wraz z układem do pomiaru temperatury ogrzewanej ściany, przedstawiono na rysunku 1. Elementem badanym była monostabilna dysza osiowosymetryczna z rdzeniem wewnętrznym (3 na rys. 1). Do rdzenia dyszy doprowadzany jest strumień sterujący, umożliwiający przełączanie stanu ustalonego wypływu strumienia głównego. Konstrukcja dyszy umożliwia uzyskanie dwóch ustalonych stanów wypływu strumienia głównego. Sposób przepływu strumienia głównego i sterującego w dyszy przedstawiony jest na rys. 2.



Rys. 1 Schemat stanowiska do pomiaru temperatury ogrzewanej ściany: 1– skaner termograficzny, 2 – ściana oporowa, 3 – badana dysza, 4 – komputer PC sterujący zaworem rozdzielającym strumień sterujący, 5 – zawór rozdzielający, 6 – rotametr do pomiaru natężenia przepływu strumienia sterującego, 7 – wentylator zasilający i układ ogrzewania strumienia głównego, 8 – pomiar i rejestracja temperatury strumienia głównego, 10-cyfrowy mikromanometr różnicowy CMR-10A do pomiaru natężenia przepływu strumienia głównego, 11 – rurociąg główny; L_s, L_w – odległość kamery od ściany i ściany od dyszy, Q_c – strumień sterujący

Dysza badana była pod kątem zastosowania w procesach wymiany ciepła. Okresowe przełączanie stanu ustalonego wypływu miało na celu intensyfikację wymiany ciepła pomiędzy ogrzanym powietrzem wypływającym z dyszy a przeszkodą w postaci płaskiej ściany umieszczonej prostopadle za dyszą. Stan ustalony pierwszy to wypływ wzdłuż rdzenia wewnętrznego dyszy (rys. 2 a), stan ustalony drugi to wypływ wzdłuż stożka zewnętrznego dyszy (rys. 2 b). Wypływ w stanie ustalonym drugim występuje wyłącznie przy załączonym strumieniu sterującym. Bez strumienia sterującego i po jego wyłączeniu strumień główny wypływa tylko w stanie ustalonym pierwszym [2].

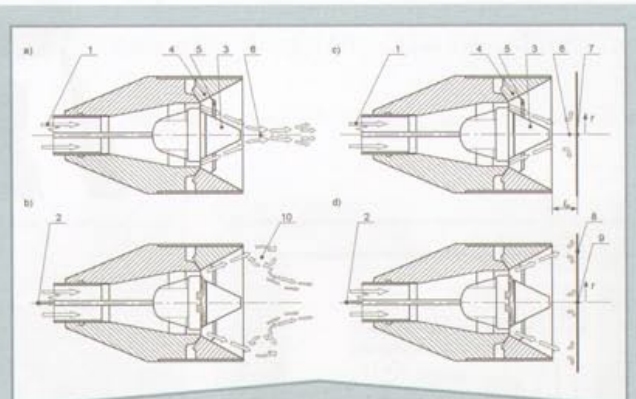
Przedstawione stanowisko umożliwia wykonywanie następujących pomiarów:

- pomiaru prędkości średniej strumienia powietrza wypływającego z dyszy (dla przepływu jak na rys. 2),
- wizualizację przepływu strumienia powietrza za dyszą w stanie wypływu swobodnego (rys. 2 a i b), jak i opływu płaskiej ściany oporowej (rys. 2 c i d),
- pomiaru temperatury ściany ogrzewanej przez wypływające z dyszy powietrze.

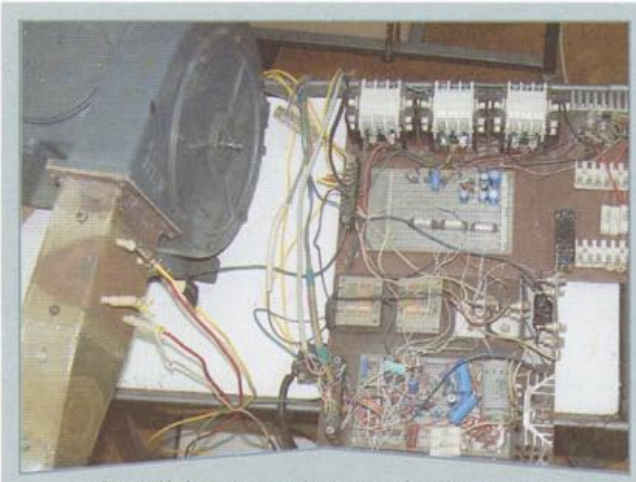
Układ zasilający

Zakres regulacji natężenia przepływu strumienia głównego waha się w zakresie $Q_m = 0 \div 0{,}0166$ m³/s, co przy zastosowanym rurociągu zasilającym pozwala uzyskać maksymalną średnią prędkość strumienia głównego (w rurociągu), wynoszącą $v = 10$ m/s. Układ grzewczy (fot. 1) zapewnia uzyskanie temperatury strumienia głównego w zakresie do $T_m = 30 \div 70$ °C z dokładnością do 0,1 °C (ograniczenie wynika z zastosowanych materiałów).

Układ zasilający sterowany był przy wykorzystaniu karty pomiarowej i aplikacji Advantech GeniDAQ, gdzie wykonano panel sterujący umożliwiający załączanie poszczególnych grzałek, ustawianie napięcia zasilającego grzałki, włączenie i wyłączenie wentylatora oraz nastawienie na-



Rys. 2 Schemat przepływu powietrza przez dyszę: a) stan ustalony pierwszy – wypływ swobodny, b) stan ustalony drugi – wypływ swobodny, c) stan ustalony pierwszy – wypływ na płaską, prostopadłą ścianę, d) stan ustalony drugi – wypływ na płaską, prostopadłą ścianę; 1 – strumień zasilający, 2 – strumień sterujący, 3 – rdzeń wewnętrzny dyszy, 4 – stożek zewnętrzny dyszy, 5 – spojler, 6 – punkt złączenia się strumienia, 7 – punkt stagnacji, 8 – okrąg stagnacji, 9 – punkt stagnacji strumienia zwrotnego, 10 – toroidalny wir tworzący się w stanie ustalonym drugim przy wypływie swobodnym



Fot. 1 Układ sterujący natężeniem przepływu i temperaturą strumienia zasilającego

Fot. 3 Sonda termoanemometryczna i fragment trawersu

pięcia zasilającego wentylator. Zmiana napięcia zasilającego wentylator umożliwiała sterowanie natężeniem objętościowym strumienia zasilającego. Widok panelu sterującego układem zasilania przedstawiono na rysunku 3.

Układ sterujący (przełączający)

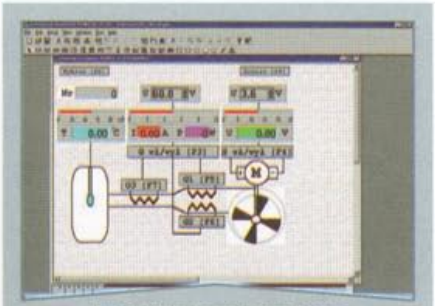
Strumień sterujący przełączany jest przez zawór elektropneumatyczny, przełączający strumień sterujący do kanału zasilającego (S1 na rys. 1) lub kanału sterującego (S2 na rys. 1). Układ sterowania zaworem składa się z komputera PC z zainstalowaną kartą pomiarową Advantech PCL-711 oraz oprogramowania LabView7, w którym napisano program do generowania sygnałów sterujących załączeniem zaworu. Sygnał wyjściowy z karty pomiarowej przechodzi przez wzmacniacz i podawany jest na zawór. Układ sterowania częstotliwością załączenia i stopnia wypełnienia sygnału sterującego umożliwia regulację częstotliwości załączenia sygnału sterującego w zakresie f_c=0÷5 Hz z krokiem co 0,1 Hz. Regulacja stopnia wypełnienia sygnału *PWM* (Pulse Width Module) umożliwia regulację w zakresie od *PWM*=0% (brak sygnału sterującego) do *PWM*=100% (ciągły sygnał sterujący) z krokiem co 10%. [3]. Widok ogólny okna aplikacji do sterowania częstotliwością sygnału sterującego przedstawiono na rysunku 4. Na rysunku 5 przedstawiono schemat blokowy programu sterującego sygnałem podawanym na zawór.

Fot. 2 Widok ogólny kamery termograficznej, używanej w badaniach

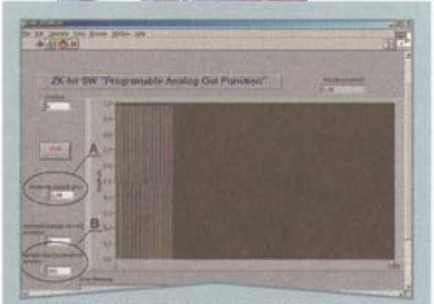
Układy pomiarowe
Pomiar temperatury ściany

Do pomiaru temperatury ściany używano kamery termograficznej typu V-20 II firmy VIGO System S.A. (fot. 2). Kamera ta jest w zasadzie liniowym skanerem dwuwymiarowym, umożliwiającym uzyskanie obrazu o maksymalnej rozdzielczości 240x240 punktów.

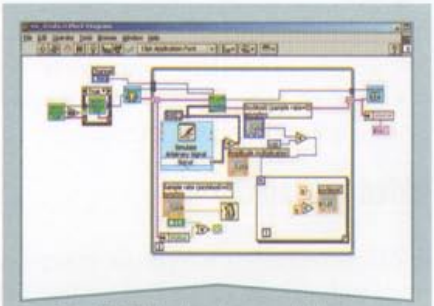
Kamera może być obsługiwana z poziomu komputera PC, z którym połączona jest poprzez port szeregowy lub USB (w prowadzonych badaniach używano łącza USB). Załączone przez producenta kamery oprogramowanie THERM V-20 pozwala na określenie wielu parametrów pracy kamery. Ustaleniu podlega ilość linii pomiarowych,



Rys. 3 Widok panelu sterującego wartościami parametrów strumienia zasilającego



Rys. 4 Widok ogólny okna aplikacji do generowania sygnałów sterujących zaworem rozdzielającym; A – wartość napięcia sygnału sterującego podawanego do wzmacniacza, B – okno nastawy częstotliwości sygnału sterującego f_c



Rys. 5 Widok okna diagramu blokowego układu sterowania częstotliwością f_c i stopniem wypełnienia sygnału sterującego PWM

tzn. określenie, czy pomiar obejmie cały zakres 240 linii, czy ma objąć tylko wybraną linię oraz interwał czasowy pomiędzy wykonywanymi pomiarami. Z uwagi na czas trwania jednego pełnego cyklu pomiarowego, wynoszącego 25 sekund, uzyskane wyniki pomiaru temperatury ściany w osi pionowej nie przedstawiają ich wartości w tej samej chwili t_p procesu. [5].

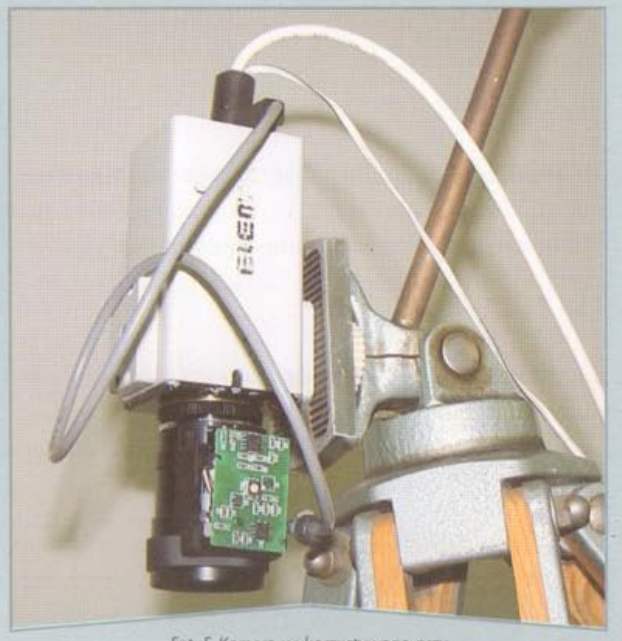
Fot. 4 Anemometr i kontroler sterujący trawersem

Pomiar pola prędkości strumienia powietrza wypływającego z dyszy

Do badania rozkładu prędkości strumienia wypływającego z dyszy wykorzystywany był anemometr termiczny (HWA), pracujący w układzie ze stałą temperaturą włókna pomiarowego (CT) [6]. Sonda anemometru sprzężona jest z jednoosiowym układem trawersującym Light Weight Traverse 41T85 firmy DANTEC. Do zbierania danych z pomiarów służy komputer PC z wielofunkcyjną kartą pomiarową AT MIO-E10 oraz przetwornik sygnału SCB-68. Producentem karty pomiarowej i przetwornika jest firma National Instrument. Sondę termoanemometryczną i trawers przedstawiono na fot. 3, a widok anemometru i układu sterowania trawersem na fot. 4.

Badania wizualizacyjne

Do badań wizualizacyjnych stosowana jest metoda wykorzystująca opary parafiny. Są one wytwarzane w ogrzewanej rurce znajdującej się za dyszą. Umieszczone za szklaną przegrodą źródło światła oświetla przepływające opary parafiny, a ulokowana nad dyszą kamera przesyła obraz do komputera. Kamera połączona jest z kartą telewizyjną, zainstalowaną w komputerze przewodem kompozytowym typu Chinch [4, 1].



Fot. 5 Kamera wykorzystywana przy wizualizacji przepływu powietrza wypływającego z badanej dyszy

Pomiary parametrów strumienia głównego

Na fot. 7 przedstawiono układ do pomiaru objętościowego natężenia przepływu strumienia głównego. Układ ten składa się z kryzy pomiarowej i cyfrowego mikromanometru różnicowego CMR-10A. Natężenie przepływu strumienia wyznaczano na podstawie różnicy ciśnień, wskazywanej przez mikromanometr. Przedstawiony mikromanometr umożliwia podłączenie go do komputera i rejestrację pomiarów.

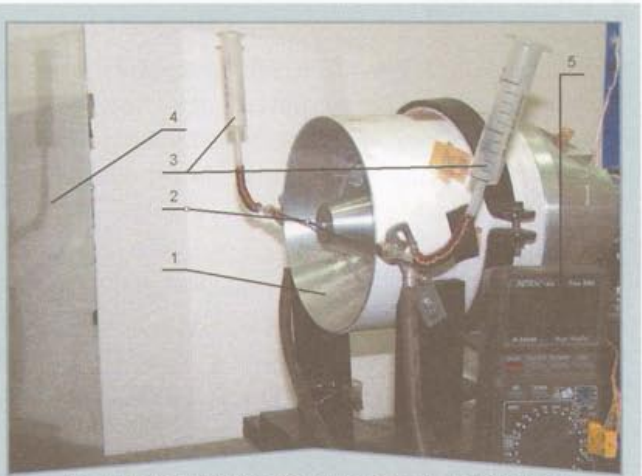
Do pomiaru temperatury wykorzystano multimetr cyfrowy z termoparą, umożliwiający rejestrację pomiarów na komputerze PC. Dokładność odczytu temperatury strumienia wpływającego do dyszy wyniosiła 0,1 °C, z czasem próbkowania wynoszącym 1 s.

Podsumowanie

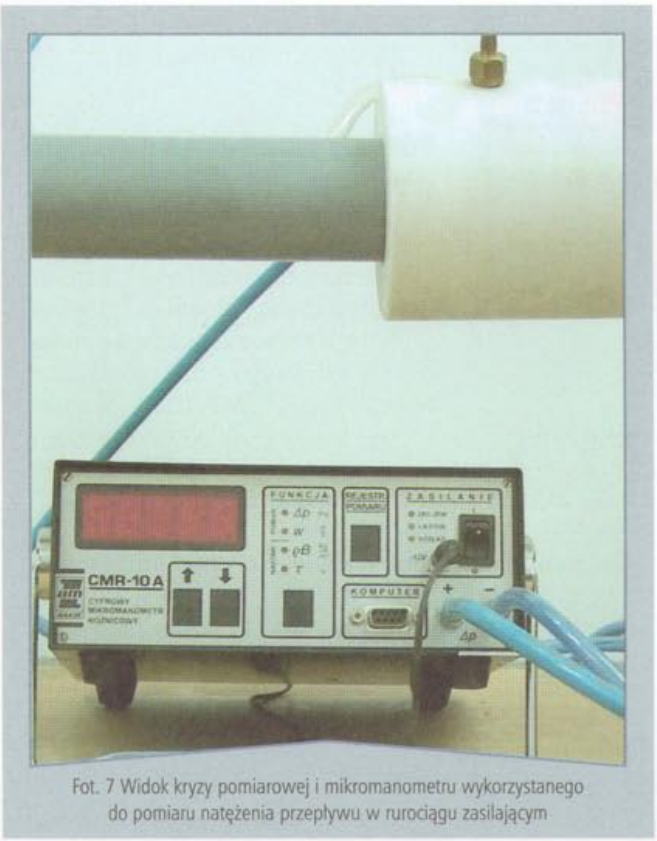
Przedstawione stanowisko badawcze wykorzystano w badaniach procesu wymiany ciepła między ogrzanym powietrzem a płaską ścianą umieszczoną za dyszą. Badania termograficzne były badaniami głównymi; pozostałe – tzn. wizualizacja i pomiary prędkości powietrza wypływającego z dyszy – były badaniami uzupełniającymi [2].

W przeprowadzonych badaniach występowały następujące niezależne zmienne wejściowe:

- Re – parametr określający natężenie przepływu powietrza przez dyszę,
- l_w – odległość ściany od końca dyszy (rdzenia wewnętrznego),
- f_c – częstotliwość przełączania strumienia sterującego,
- PWM – stopień wypełnienia sygnału sterującego,
- t – czas trwania procesu ogrzewania ściany.



Fot. 6 Układ wizualizacji przepływu powietrza: 1 – badana dysza, 2 – rurka wytwarzająca opary parafiny, 3 – zbiorniki z ciekłą parafiną, 4 – szklana ściana oporowa, 5 – multimetr do rejestracji temperatury strumienia wpływającego do dyszy



Fot. 7 Widok kryzy pomiarowej i mikromanometru wykorzystanego do pomiaru natężenia przepływu w rurociągu zasilającym

Wielkością wyjściową jest temperatura ściany oporowej:

- $T_{(r)}$ – wartość temperatury ściany w funkcji promienia.

Wszystkie wielkości wejściowe i wyjściowe są mierzalne oraz sterowalne. Obiekt badań (dysza) funkcjonuje prawidłowo dla przyjętych skojarzeń wartości wielkości wejściowych.

Badania termograficzne przeprowadzone były dla następujących wartości wielkości wejściowych:

- f_c = 0,5; 0,8; 0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5 oraz 2,0 Hz,
- PWM = 20; 50; 80,
- l_w = 70; 80; 90; 100 mm.

Szczególnie istotne było, aby podczas badań zachowane były stałe warunki otoczenia, jednakowe dla wszystkich pomiarów. Podczas ogrzewania ściany oporowej wzrastała także temperatura otoczenia, a więc przed przystąpieniem do pomiarów należało ustabilizować tę temperaturę. Z uwagi na fakt, że pomieszczenie, w którym prowadzano badania, ma okna od strony południowej, ustabilizowana temperatura początkowa otoczenia wynosiła T_0=24 °C. Temperatura ta jest przy tym średnią temperaturą z trzech punktów pomiarowych w pomieszczeniu. Pomiary rozpoczynano w momencie, gdy średnia temperatura z trzech punktów pomiarowych wynosiła T_{0S}=24÷0,5 °C. Aby zminimalizować straty ciepła poprzez nagrzewanie się dyszy, przed rozpoczęciem pomiarów układ ogrzewania strumienia głównego był załączany na czas trzydziestu minut. Temperatura strumienia powietrza wpływającego do dyszy osiągała wartość T_Z=50 °C.

Ściana oporowa wykonana była z blachy ze stopu aluminium PA6 o grubości 0,1 mm. Wymiary blachy to 0,5 m × 0,5 m [2].

■

dr inż. Sylwester Wawrzyniak

Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy im. J.J. Śniadeckich w Bydgoszczy

Wydział Mechaniczny, Katedra Sterowania i Konstrukcji

ul. prof. S. Kaliskiego 7, 85-789 Bydgoszcz
e-mail: sylas@utp.edu.pl

Literatura

1. **K. Peszyński, Z. Trávníček, S. Wawrzyniak**: *Optyczna i numeryczna wizualizacja pola prędkości na wyjściu dyszy do urządzeń suszących*, XI Międzynarodowa Konferencja Recyrkulacja w Budowie Maszyn, 23-24 maja 2001, Bydgoszcz;
2. **S. Wawrzyniak**: *Shaping of working parameters of monostable power fluidics element in order of heat transfer (Kształtowanie parametrów roboczych monostabilnego elementu strumieniowego dużej mocy w aspekcie jakości procesu wymiany ciepła)*. PhD thesis, University of Technology and Life Sciences in Bydgoszcz, 2008;
3. **S. Wawrzyniak, K. Nowicki**: *Analiza numeryczna rzeczywistego przepływu powietrza za dyszą osiowosymetyczną*, PNEUMA 2004, Bydgoszcz-Wiktorowo, artykuł w „Pneumatyce" 4(47) 2004, str. 34-36;
4. **S. Wawrzyniak, K. Peszyński**: *Continuous visualization of flow in power fluidic elements and basic analysis*, National Conference with International Participation ENGINEERING MECHANICS 2003, Svratka, Czech Republic, pp. 248-249;
5. **S. Wawrzyniak, K. Peszyński**: *Preliminary study into thermal properties of controlled axi-symmetric nozzle*, INŽENÝRSKÁ MECHANIKA 2005 Svratka, Česká Republika, 9-12.05;
6. **S. Wawrzyniak, K. Peszyński**: *Problematyka pomiaru prędkości miejscowych przy pomocy termoanemometru w urządzeniach technologicznych*, International Conference on Machinery Recycling 2000, Bydgoszcz, 2000, str. 41-46.

Jaroslav Homišin

The mechanical systems with the piston devices are sources of dangerous torsional oscillations.That means, that mechanical systems with the combustible engines, compressors, pumps and fans can be characterized as torsionally oscillating mechanical systems (TOMS).

Comparison of application of existing as well as in the future developed flexible couplings in mechanical systems

Introduction

Especially, the piston engines are sources of increased torsional oscillations, which is causing the excessive dynamic wear-off of these systems. The consequence is the damage of shafts, transmissions, couplings, con-rods, bearings and other parts. So, the torsional oscillations have a deep impact upon the life span and function of majority of components of TOMS.

For these reasons, there is a need to control dangerous torsional oscillations of TOMS. The torsional oscillations are possible to decrease by suitable adjustment, or tuning of TOMS. We understand the tune-up of mechanical system as a proper adjustment of dynamic properties of its parts.

The most suitable component for tuning of TOMS is properly selected flexible shaft coupling. This component usually shifts the main angle frequency of torsional oscillations of system into the zone of lower frequency of revolutions. As a result, during the rapid start, or slowing, unacceptable torsional oscillations will be suppressed, or eliminated altogether.

The goal of submitted paper is to characterize the application of presently used flexible shaft couplings and progressive pneumatic flexible shaft couplings developed by us as a medium of tuning of any given TOMS.

The characterization of presently applied flexible shaft couplings

All the presently used flexible couplings are characterized by linear, or curvature characterization. According to shape of this characterization, we recognize linear and non-linear (progressive) flexible shaft couplings.

In regard to the basic properties, that is, dynamic torsional stiffness and coefficient of shock absorption, it is necessary to emphasize, that are determined by nature od applied material in flexible elements (steel, rubber, plastic materials) and shape and type of design of these elements. The selection of material used for manufacturing of flexible element depends on the operational conditions, maximal permitted temperatures, and torque and maximal size of permitted deformations. The temperature of flexible elements of coupling

and the number of operational cycles have a maximal impact upon the dynamic properties of flexible [1], [2], [3]. For example, the permitted temperature for rubber (the most frequently used material) is 70°C. Exceeding the temperature will result in change of structural properties of rubber, decrease of dynamic and, consequently, properties of flexible shaft coupling.

The selection of flexible coupling depends on operational regime of mechanical system. According to operational regime, the mechanical systems can be TOMS operating with constant revolutions and TOMS operating with the wide range of revolutions.

In case of TOMS operating with the constant revolutions, the suitable linear coupling is usually the coupling fulfilling the shock absorbing requirement and desired torsional stiffness. In case of TOMS operating with the wide range, it is a difficult task to prevent dangerous torsional oscillations. The manufacturers of flexible presently solve this task with use of flexible shaft with exceedingly low torsional stiffness [2], [3], [4], [5]. The characteristics of these are suitably adjusted to required operational regime of mechanical systems. That means, that the mechanical properties of applied flexible coupling are preliminary suitably adjusted to the dynamic of given system - system is tuned-up.

It is necessary to emphasize, that any given linear, or non-linear flexible coupling dispose with only one characterization, firmly connected to the used flexible element. In case of linear, to one characterization is commensurate only one constant value of dynamic torsional stiffness in the whole range of operational regime. The dynamic torsional stiffness of non-linear is shifting in certain range of its characterization, depending on operational regime. To alter the characteristics of coupling

for reason of suitable dynamic tuning of TOMS means to use different flexible element of coupling, or different flexible shaft coupling.

Impacts, such as temperature of flexible elements of and the number of operational cycles are causing the wear-off and aging of flexible element of coupling. This results in

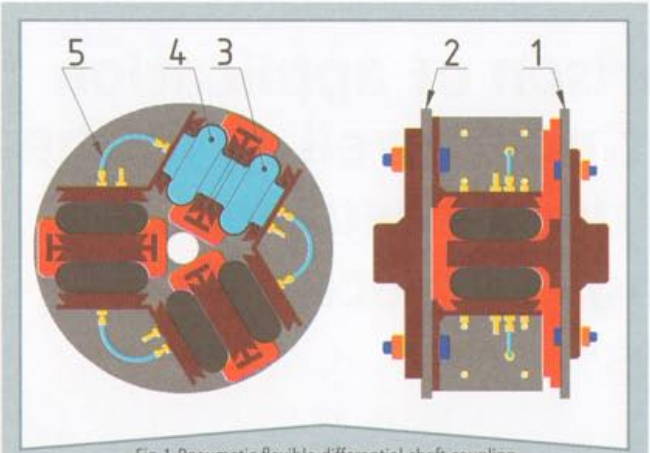


Fig.1 Pneumatic flexible differential shaft coupling

alteration of characteristics of coupling (in regard to original characterization and consequently to change of basic properties. The preliminary tuned TOMS are becoming disarranged.

Our department is working on task of solving the control of dangerous torsional oscillations and suitable tune-up of TOMS. We are researching and developing new types of flexible – pneumatic flexible shaft.

The basic requirements placed upon the progressive pneumatic flexible shaft

The pneumatic, according fig. 1 and fig. 2 must fulfill following requirements:

- elimination of axial, radial and angle differences caused by manufacturing imperfections,
- securement of constant dynamic properties and constant flexible transfer of torque during the life-span of mechanical system,
- ability to fluent tuning of torsionally oscillating mechanical systems.

Pneumatic coupling (see fig. 1, fig. 2), is consisting from driving part (1) and driven part (2). Between these two parts is inserted a compressing space filled up with gaseous medium. The compressing space is constructed from three mutually interconnected differential elements (5), positioned on circumference. Each differential element consists from compressed (3) and pulled pneumatic – flexible element (4).

During the transfer of torque the elimination of axial, radial and angle differences of shafts is secured by flexible compressing space. The compressing space is also serving as a rectifier of angle torque of driving and driven part of pneumatic coupling.

The angle torque of pneumatic coupling is generating the compression of gaseous medium in compressing space commensurate with load of coupling, which secure the flexible transfer of load torque in TOMS. A constant flexible transfer is secured by use of flexible material in coupling (gaseous medium), which is resistant to wear-off and aging [6], [7]. Consequently, the coupling is not loosing its original properties, and operates constantly during whole lifetime of TOMS.

The alteration of pressure of gaseous medium (p) in compressing space of pneumatic coupling coupling with use of valve (fig.1, fig.2), the coupling is able to operate with various characteristics (torsional stiffness, coefficient of absorption). This way it is possible to alter, that is, tune-up the dynamic torsional stiffness (k), which has a decisive influence upon the own frequency of system (Ω), whereas a and b are directives of course of dynamic torsional stiffness and Ired is a reduced mass moment of inertia of the system.

$$k = a + b.\,p \tag{1}$$

$$\Omega = \sqrt{k / I_{red}} \tag{2}$$

These processes are determining also the basic principle of tuning of TOMS via pneumatic, which adjust own angle frequency of system (ω) to the energizing angle frequenc (Ω) in such a fashion, as to prevent a resonance state (Ω = ω) in range of operational regime of system and, consequently, to occurrence of dangerous torsional oscillations.

The modes of tuning of torsionally oscillating mechanical systems

The alteration of torsional stiffness of pneumatic is possible to realize via alteration of pressure of gaseous medium either during operation, or in stand-by state of mechanical systems. On this fact are based two modes of tuning of torsionally oscillating systems designed by us:

- tune-up of torsionally oscillating mechanical systems in stand-by mode, which would fulfill the condition of tune-up of given systems,
- tune-up of torsionally oscillating mechanical systems during the operational mode in constant, which would fulfill the condition of fluent tuning of given systems

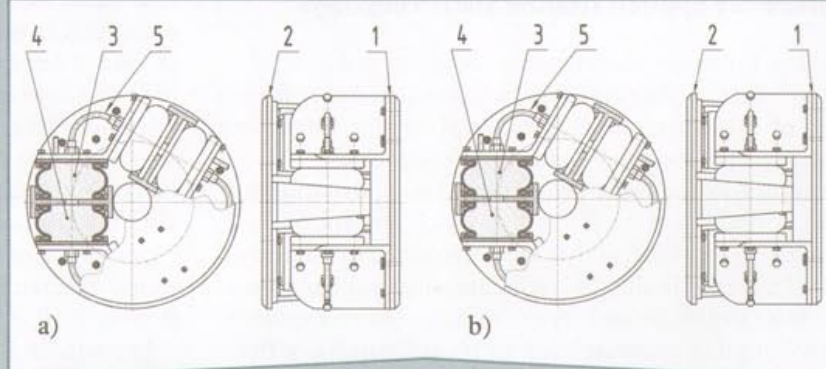


Fig.2 Pneumatic flexible differential shaft coupling:
a) with one-bellows pneumatic-flexible elements, b) with two-bellows pneumatic-flexible elements

Tuning of torsionally oscillating mechanical systems in stand-by mode

By tuning of TOMS via pneumatic coupling in stand-by mode we understand the filling-up of compressing space by gaseous medium to desired value of pressure, which will stay constant. The desired value of gaseous medium and, consequently, the desired value of dynamic torsional stiffness of tuner is determined on the base of computation of dynamic characteristics of the system from the torsional dynamic point of view.

The aim of dynamic computation of the system is to secure, that the main critical revolutions (the revolutions from main harmonic part of energizing, predominantly single-not oscillations) of the system in operational regime in above-resonance range will be positioned under stand-by revolutions, or minimally in 40% distance from minimal revolutions of operational regime of the system. As a result, in the range of operational regime of the system remains so called secondary critical revolutions with the small value of torsional energizing.

This mode of tuning of mechanical systems can be characterized such as "tune-up of torsionally oscillating mechanical systems". This approach is suitable only for the systems operating with the constant revolutions.

Tuning of torsionally oscillating mechanical systems during operational mode

The tuning of TOMS during operational mode in stabile state is based on proper adjustment of dynamic torsional stiffness of pneumatic coupling to the dynamic of the system and this way to prevent the occurrence of dangerous torsional oscillations. This approach is characterized as "fluent tuning of torsionally oscillating mechanical systems", which is suitable for all the systems operating with the wide range of operational revolutions.

Fluent tuning is possible to secure by:

- regulatory system for the securement of fluent change of characterization of pneumatic ,
- regulatory system for the realization of fluent tuning of mechanical system,
- application of pneumatic coupling with the added regulatory system [8],
- static optimalization on the base of method of extremal regulation [9], [10],
- application of pneumatic coupling with the auto-regulation.

Conclusion

On the base of submitted characteristic of presently applied flexible shaft in TOMS from suitable tuning point of view it is clear, that:

- dynamic properties of depends on shape, size and materials used for manufacturing of flexible elements,
- every flexible coupling dispose only with one linear, or non-linear characteristics,
- to change the characteristics of the coupling for reasons of suitable adjustment of its dynamic properties to dynamic of the system, that is its tuning, means to use different flexible element of coupling, or to use different flexible coupling,
- due to impact of external influences, every flexible element is exposed to wear-off and aging,
- consequence of wear-off and aging of flexible elements is the alteration of the characterization of coupling (in regard to the original characterization) and to the alteration of its elementary dynamic properties.

Liability of dynamic properties of flexible, caused by aging and wear-off of flexible elements and at the same time casual failures some another parts of the system (combustible engines, pups, fans, compressors and others), is causing the disharmony of preliminary tuned-up TOMS. In such a case, the applied flexible shaft coupling is not capable to lower, or eliminate dangerous torsional oscillations.

By application of progressive pneumatic developed by us, from the point of view of tuning of the systems, following facts are evident:

- elimination of axial, radial and angle differences; the angle torque driving to driven part of pneumatic coupling is secured by its flexible compressing space filled up by gaseous medium,
- used flexible material in given coupling is medium which has dominant influence upon the change of characteristic properties of pneumatic,

Summary

The aim of every designer is to lower the size of torsional oscillations in any given mechanical system. Presently this task is predominantly secured by suitable adjustment of dynamic properties of flexible shaft couplings to the dynamic of given systems. The liability of dynamic properties of presently applied flexible couplings, caused by aging and wear-off of flexible elements, is the cause of disruption of tune-up of mechanical systems. We are suggesting to apply in the mechanical systems the newly developed pneumatic couplings, which are not loosing the original characteristic properties and have a positive impact upon the operation of given systems.

Key words: pneumatic flexible shaft coupling, constant dynamic properties, tuning of the system in stand-by mode, tuning of the system during the operational mode

- the gaseous medium is resistant to aging and wear-off and coupling is not loosing its original properties, its constant during the life-span of TOMS,
- the alteration of pressure of gaseous medium in the compressing space of pneumatic coupling is causing the characterization of coupling, especially its dynamic torsional stiffness,
- change of torsional stiffness we are able to alter (tune) own frequency of the system and this way to secure basic principle of tune of TOMS via pneumatic.

We supposing, that modes of tuning designed by us (in operational and stand-by mode) with the help of progressive pneumatic will increase technological level and operational dependability of TOMS and their application will be suitable in cases of need to prevent dangerous torsional oscillations of given systems. ■

prof. Ing. Jaroslav HOMIŠIN, PhD.

Department of Machine Design, Transport and Logistics
Section of Machine Design and Machine Parts, Faculty of Mechanical Engineering

Technical University of Košice, Letná 9, 040 01 Košice, Slovakia

e-mail: Jaroslav.Homisin@tuke.sk

References

[1] **ZOUL, V.**: *Některá hlediska vývoje pružných spojek pri soustrojí s naftovými motory*. Strojírenství 32/6–7, 1982.

[2] **ZOUL, V.**: *Použití pružných hřídelových spojek s nízkou torzní tuhostí k snížení dynamického torzního namáhaní*. Informační zpravodaj, č.24–25, 1989, s.14–29.

[3] **POĽAKOV–DAPBAŠ–RJACHOVSKIJ**: *Spravočník po muftam*. Leningrad 1986.

[4] **BOLEK, A. – KREJČÍ,V.**: *Hřídelové spojky*. Praha, SNTL 1967.

[5] **BÖMER, J.**: *Einsatz elasticher Vulkan-Kupplungen mit linearer und progressi-ver Drehfedercharakteristik*, MTZ, č.5, 1993.

[6] **KREJČÍŘ, O.**: *Pneumatická vibroizolácia*. DDP, VŠT Liberec, 1986.

[7] **HOMIŠIN, J.**: *Dominantný vplyv plynného média na zmenu charakteristických vlastností pneumatického ladiča*. Inženýrská mechanika, 4/1, 1997, s.51–57.

[8] **HOMIŠIN, J.**: *Aplikácia diferenčnej pneumatickej spojky s prídavným regulačným systémom*. Strojnícky časopis 49/2, 1998, s.106–111.

[9] **HOMIŠIN, J.**: *Príspevok k statickej optimalizácii torzne kmitajúcich mechanických sústav*. Strojnícky časopis, 47/4,1996, s.272–279.

[10] **HOMIŠIN, J.**: *Možnosť realizácie extremálnej regulácie v torzne kmitajúcich mechanických sústavách*. Automatizace, 40/5, 1997, s.247–251.

Spółdzielcza Wytwórnia Aparatów Natryskowych WAN
81-963 Gdynia, ul. Łużycka 10
tel. cent. 058 622 60 26 ■ Dział handlowy 058 622 26 61
Dział marketingu 058 622 26 61 ■ Sklep 058 622 00 29
www.wan-gdynia.pl
ROK ZAŁOŻENIA 1950

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

Zbigniew Kamiński

W symulacji komputerowej układów pneumatycznych, wchodzących w skład złożonych heterogenicznych systemów inżynierskich, stosuje się zazwyczaj modelowanie matematyczne oparte na równaniach różniczkowych zwyczajnych.

Wyznaczanie współczynnika wydatku przewodów pneumatycznych

Wprowadzenie

Dokonując aproksymacji równań Naviera-Stokesa dla niestacjonarnego, jednowymiarowego przepływu powietrza, otrzymuje się układ równań różniczkowych opisujących zmianę ciśnienia, temperatury i przyspieszenia strumienia masowego w wydzielonej objętości kontrolnej przewodu [1], [5]. W pracy [6] równania te wykorzystano do budowy modelu matematycznego przewodu pneumatycznego w dwóch wersjach. W wersji rozbudowanej rezystancję przewodu wylicza się ze wzoru Darcy-Weisbacha, w którym bezwymiarowy współczynnik oporów liniowych zależy od liczby Reynoldsa i chropowatości przewodu. W wersji uproszczonej modelu pomija się intertancję przewodu, a różniczkowe równanie przepływu zastępuje się równaniem analitycznym, co daje następujący układ równań:

$$\frac{dp}{dt}=\frac{1}{V}(\kappa-1)\left[\dot{H}_a-\dot{H}_b-\frac{\dot{m}_m}{\rho_m}(p_a-p_b)+\dot{Q}\right] \tag{1}$$

$$\frac{dT}{dt}=\frac{T}{p\cdot V}\left[V\frac{dp}{dt}-R\cdot T(\dot{m}_a-\dot{m}_b)\right] \tag{2}$$

$$\dot{m}=0{,}68473\cdot(\mu A)\frac{p_a}{\sqrt{RT_a}}\Psi(\sigma) \tag{3}$$

gdzie:

- p, T – ciśnienie [Pa] i temperatura bezwzględna w objętości kontrolnej [K],
- p_a, p_b – ciśnienie bezwzględne na początku i końcu wydzielonego wycinka przewodu [Pa],
- T_a, T_b – temperatura strumienia na wlocie i wylocie z objętości [K],
- V – objętość (kontrolna) wycinka przewodu [m³],
- R – stała gazowa [J/(kgK)] ,
- κ – wykładnik przemiany adiabatycznej,
- A – pole przekroju wewnętrznego przewodu [m²],
- μ – współczynnik wydatku,
- $\dot{m}$ – strumień masowy [kg/s],
- ρ_m – średnia gęstość w objętości kontrolnej [kg/m³],
- $\dot{Q}$ – strumień cieplny wymieniany z otoczeniem [W],
- $\dot{H}_a, \dot{H}_b$ – entalpia strumienia na wlocie i wylocie z objętości kontrolnej [W]:

$$\dot{H}_a=\dot{m}_a c_p T_a \qquad \dot{H}_b=\dot{m}_b c_p T_b \tag{4}$$

- $\Psi_{max}=0{,}68473$ – maksymalna wartość funkcji przepływu,
- σ – stosunek ciśnienia $\sigma=p_b/p_a$,
- $\Psi(\sigma)$ – bezwymiarowa funkcja przepływu, której argumenty jak i wartości mogą się zmieniać od 0 do 1; dla rozwiązania teoretycznego Saint-Venanta i Wantzela:

$$\Psi(\sigma)=\begin{cases}1 & dla\ \ \sigma\le 0{,}5282\\ \dfrac{1}{\Psi_{max}}\sqrt{\dfrac{2\kappa}{\kappa-1}\left(\sigma^{\frac{2}{\kappa}}-\sigma^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right)} & dla\ \ 0{,}5282<\sigma\le 1\end{cases} \tag{5}$$

Istotnym zagadnieniem w realizacji modelu przewodu na podstawie równań (1)-(3) jest dokonanie dyskretyzacji – podziału przewodu na pewną określoną liczbę segmentów oraz wyznaczenie współczynnika wydatku μ, charakteryzującego właściwości przepływowe.

Model matematyczny przewodu po dyskretyzacji

Dobór stopnia dyskretyzacji modelu matematycznego jest kompromisem pomiędzy dokładnością a wydajnością obliczeń programu zastosowanego do symulacji cyfrowej. Przyjmuje się, że modele przewodu o parametrach rozłożonych mogą być aproksymowane modelami o parametrach skupionych w przypadku niskich częstotliwości przenoszonych przez układ, mniejszych od częstotliwości pierwszego rezonansu, przy długości przewodu równej ¼ długości fali [10]. Stąd szacunkowa liczba segmentów wynosi:

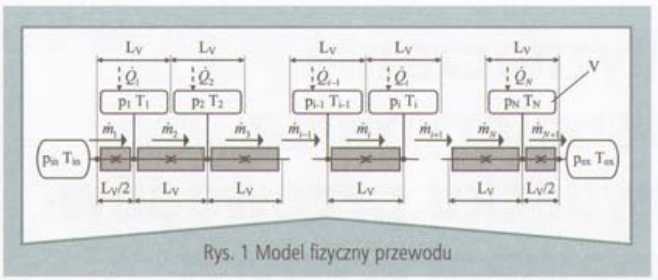
$$N>\frac{4L}{\lambda} \qquad \lambda=T_f\cdot a \tag{6}$$

gdzie:

- λ – długość fali [m],
- T_f – okres oscylacji [s],
- a – prędkość propagacji fali [m/s].

Przyjmując graniczny czas oscylacji (oddziaływania wymuszenia) w modelowaniu przewodów pneumatycznych $T_f=0{,}04$ s [9] oraz prędkość dźwięku w warunkach normalnych technicznych $a\approx 340$ m/s, maksymalna długość segmentu przewodu dla objętości kontrolnej V wynosi $L_v=0.25\ \lambda=3{,}4$ m.

Przykładowy model fizyczny przewodu zakończonego z obu końców rezystancją, do łączenia elementów pneumatycznych typu pojemność, pokazano na rys.1. Model przewodu składa się z N jednakowych pojemności pneumatycznych V, reprezentujących kapacytancję, którym odpowiadają odcinki (segmenty) przewodu o długości L_v.



Rezystancję i intertancję przyporządkowano $N+1$ odcinkom przewodu, przy czym odcinki środkowe w liczbie N-1 mają długość L_V; a odcinki skrajne są dwa razy krótsze, tj. mają długość $L_V/2$.

Dla liczby segmentów $N>1$ (rys. 1) model matematyczny przewodu składa się z:

- $N+1$ równań różniczkowych dla strumieni masowych:

$$\dot{m}_{(1)} = 0.68473\mu_{L/2}A\frac{\max(p_{in},p_{(1)})}{\sqrt{RT_{h(1)}}}\Psi\left[\frac{\max(p_{in},p_{(1)})}{\max(p_{in},p_{(1)})}\right]\mathrm{sgn}(p_{in}-p_{(1)})$$

$$\dot{m}_{(i)} = 0.68473\mu_{L}A\frac{\max(p_{(i-1)},p_{(i)})}{\sqrt{RT_{h(i)}}}\Psi\left[\frac{\min(p_{(i-1)},p_{(i)})}{\max(p_{(i-1)},p_{(i)})}\right]\mathrm{sgn}(p_{(i-1)}-p_{(i)})$$

$$\dot{m}_{(N+1)} = 0.68473\mu_{L/2}A\frac{\max(p_{(N)},p_{ex})}{\sqrt{RT_{h(N+1)}}}\Psi\left[\frac{\min(p_{(N)},p_{ex})}{\max(p_{(N)},p_{ex})}\right]\mathrm{sgn}(p_{(N)}-p_{ex}) \tag{7}$$

- N równań różniczkowych dla ciśnienia w poszczególnych objętościach:

$$\dot{p}_{(1)} = \frac{\kappa-1}{V}\left[\dot{m}_{(1)}T_{h(1)}c_p - \dot{m}_{(2)}T_{h(2)}c_p - \right.$$
$$\left. - \frac{\dot{m}_{m(1)}}{\rho_{(1)}}\left(p_{in}-\frac{1}{2}(p_{(1)}+p_{(2)})\right)+\dot{Q}(\dot{m}_{m(1)},T_{(1)})\right]$$

$$\dot{p}_{(i)} = \frac{\kappa-1}{V}\left[\dot{m}_{(i)}T_{h(i)}c_p - \dot{m}_{(i+1)}T_{h(i+1)}c_p - \right.$$
$$\left. - \frac{\dot{m}_{m(i)}}{2\cdot\rho_{(i)}}(p_{(i-1)}-p_{(i+1)})+\dot{Q}(\dot{m}_{m(i)},T_{(i)})\right]$$

$$\dot{p}_{(N)} = \frac{\kappa-1}{V}\left[\begin{array}{l}\dot{m}_{(N)}T_{h(N)}c_p - \dot{m}_{(N+1)}T_{h(N+1)}c_p \\ -\frac{\dot{m}_{m(N)}}{\rho_{(N)}}\left(\frac{1}{2}(p_{(N)}+p_{(N-1)})-p_{ex}\right)+\dot{Q}(\dot{m}_{m(N)},T_{(N)})\end{array}\right] \tag{8}$$

- N równań różniczkowych dla temperatury:

$$\dot{T}_{(i)} = \left[\dot{p}_{(i)}V - RT_{(i)}(\dot{m}_{(i)}-\dot{m}_{(i+1)})\right]\frac{T_{(i)}}{p_{(i)}V} \tag{9}$$

gdzie:

$\mu_L/2, \mu_L$ – współczynnik wydatku dla krańcowych i środkowych segmentów przewodu o długości odpowiednio $L_V/2$ i L_V,

A – pole przekroju przewodu [m²],

$\rho(i)$ – gęstość powietrza w N segmentach o objętości V [kg/m³]:

$$\rho_{(1)} = \frac{p_{(1)}}{RT_{(1)}}$$

$$\rho_{(i)} = \frac{p_{(i)}}{RT_{(i)}}$$

$$\rho_{(N)} = \frac{p_{(N)}}{RT_{(N)}} \tag{10}$$

$\dot{m}_{m(i)}$ – uśredniony przepływ masowy w N segmentach [kg/s]:

$$\dot{m}_{m(1)} = \frac{\dot{m}_{(1)}+\dot{m}_{(2)}}{2}$$

$$\dot{m}_{m(i)} = \frac{\dot{m}_{(i)}+\dot{m}_{(i+1)}}{2}$$

$$\dot{m}_{m(N)} = \frac{\dot{m}_{(N)}+\dot{m}_{(N+1)}}{2} \tag{11}$$

$\rho_{m(i)}$ – uśredniona gęstość powietrza w $N+1$ długościach przewodu [kg/m³]:

$$\rho_{m(1)} = \frac{p_{in}+p_{(1)}}{R(T_{in}+T_{(1)})}$$

$$\rho_{m(i)} = \frac{p_{(i-1)}+p_{(i)}}{R(T_{(i-1)}+T_{(i)})}$$

$$\rho_{m(N+1)} = \frac{p_{(N)}+p_{ex}}{R(T_{(N)}+T_{ex})} \tag{12}$$

$T_{h(i)}$ – temperatura strumienia [K]:

$$T_{h(1)} = \begin{cases} T_{in} & \text{dla } p_{in} \geq p_{(1)} \\ T_{(1)} & \text{dla } p_{in} < p_{(1)} \end{cases}$$

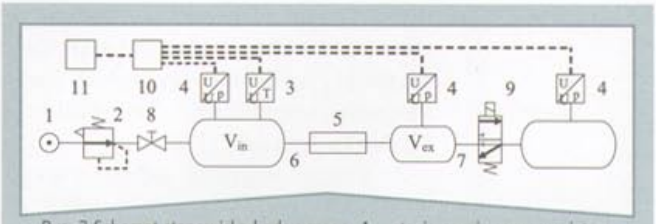
$$T_{h(i)} = \begin{cases} T_{(i-1)} & \text{dla } p_{(i-1)} \geq p_{(i)} \\ T_{(i)} & \text{dla } p_{(i-1)} < p_{(i)} \end{cases}$$

$$T_{h(N+1)} = \begin{cases} T_{(N)} & \text{dla } p_{(N)} \geq p_{ex} \\ T_{ex} & \text{dla } p_{(N)} < p_{ex} \end{cases} \tag{13}$$

Eksperymentalne wyznaczanie współczynnika wydatku

W równaniach modelu matematycznego właściwości przepływowe przewodu są wyrażone poprzez funkcję przepływu $\Psi(\sigma)$ oraz współczynnik wydatku μ. Za pomocą współczynnika wydatku, traktowanego jako stosunek strumienia rzeczywistego do teoretycznego, uwzględnia się wpływ wielu czynników, nie zawsze dających się dokładnie obliczyć (straty prędkości spowodowane tarciem, przewężeniem strugi, rozbieżności między przyjętymi założeniami teoretycznymi a rzeczywistym przebiegiem zjawisk itp.). W opracowanym modelu przewodu przyjęto koncepcję zależności współczynnika wydatku od długości rozpatrywanego segmentu przewodu oraz tzw. jednostkowego współczynnika μ_j (współczynnika wydatku odniesionego do odcinka o długości 1 m):

$$\mu_{L/2} = \frac{\mu_j}{\sqrt{L_V/2}} \qquad \mu_L = \frac{\mu_j}{\sqrt{L_V}} \tag{14}$$



Rys. 2 Schemat stanowiska badawczego: 1 – stacja sprężonego powietrza, 2 – reduktor, 3 – przetwornik temperatury, 4 – przetwornik ciśnienia, 5 – badany przewód, 6, 7 – komora, 8 – zawór odcinający, 9 – zawór rozdzielający, 10 – adapter wyjściowy, 11 – komputer z kartą pomiarową

dzięki czemu problem wyznaczania właściwości przepływowych sprowadza się do identyfikacji funkcji przepływu $\Psi(\sigma)$ i jej parametrów oraz określenia wartości jednostkowego współczynnika wydatku μ_j.

Podobnie jak w wypadku innych elementów pneumatycznych [4] zastosowano własną, dwuetapową metodę identyfikacji. W pierwszym etapie prowadzano eksperymenty fizyczne na stanowisku badawczym, zrealizowanym wg koncepcji pokazanej na rys. 2, polegające na przepływie powietrza przez badany przewód.

W procesie przejściowym, po przesterowaniu rozdzielacza 9, rejestrowano ciśnienie absolutne powietrza w zbiorniku opróżnianym 6 i pojemności 7, znajdującej się za badanym przewodem. Temperaturę mierzono jedynie w zbiorniku opróżnianym 6, w celu ustalenie początkowej temperatury powietrza T_o.

W celu wyznaczenia parametrów charakterystyki przepływowej badanego przewodu równania modelu matematycznego przewodu uzupełniono o równania zmian ciśnienia i temperatury w zbiorniku opróżnianym 6, zakładając, że krótkotrwałe rozprężanie powietrza ma charakter adiabatyczny (bez wymiany ciepła z otoczeniem). Na podstawie pierwszego prawa termodynamiki dla układu otwartego oraz równania stanu gazu doskonałego otrzymano równania procesu opróżniania objętości V_{in} przez badany przewód:

$$\frac{dp_{in}}{dt} = -\frac{\kappa \cdot R \cdot T_{in}}{V_{in}} \dot{m}_{(1)} \qquad T_{in} = T_o \left(p_{in} / p_o\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{15}$$

stanowiące podstawę numerycznej metody identyfikacji jednostkowego współczynnika wydatku μ_j i ewentualnie parametrów funkcji przepływu $\Psi(\sigma)$. Korzystając z zarejestrowanych przebiegów doświadczalnych ciśnienia p_{in} w objętości opróżnianej oraz ciśnienia pex za przewodem, poszukiwano w kolejnych interacjach przebiegu teoretycznego p_{int}, rozwiązując problem numerycznie metodą układ równań różniczkowych (7), (8), (9), (15) w programie komputerowym Matlab przy użyciu procedury ode 23tb. Wartość jednostkowego współczynnika wydatku μ_j oraz parametrów przyjętej funkcji przepływu ustalano metodą bezgradientową poszukiwań prostych według procedury simpleksu Naldera-Meada w procesie minimalizacji wskaźnika FPE (Final Prediction Error), aż do osiągnięcia żądanej dokładności obliczeń:

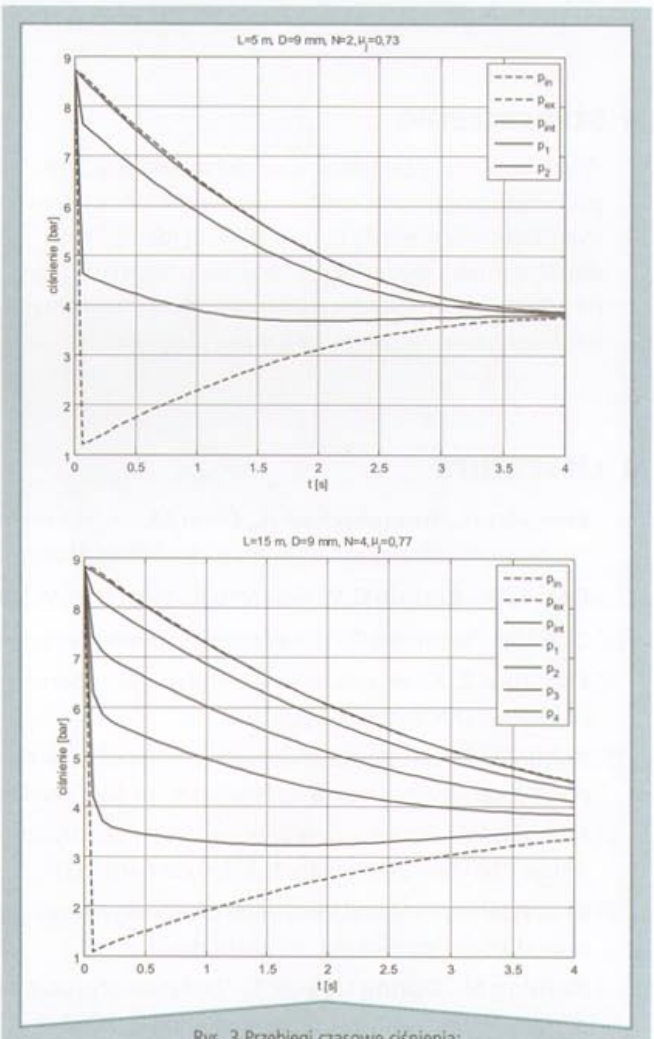
$$FPE = \sum \left(p_{in} - p_{int}\right)^2 \tag{16}$$

Badania doświadczalne wykonywano dla przewodów poliamidowych o długości od 1 do 20 m i średnicy wewnętrznej 6, 9 i 12 mm, powtarzając je 12 razy dla każdego przewodu, aby uzyskać żądaną dokładność. Do identyfikacji wykorzystano część danych z około kilkuset punktów pomiarowych z każdego powtórzenia, odpowiadających procesowi przejściowemu. Przykładowy przebieg doświadczalny ciśnienia w objętości opróżnianej i komorze pośredniej za przewodem oraz przebieg teoretyczny ciśnienia w komorze opróżnianej i w objętościach kontrolnych przewodu pokazano na rys. 3. W procesie identyfikacji zastosowano funkcję przepływu Miatluka-Avtuszki [4], [5]:

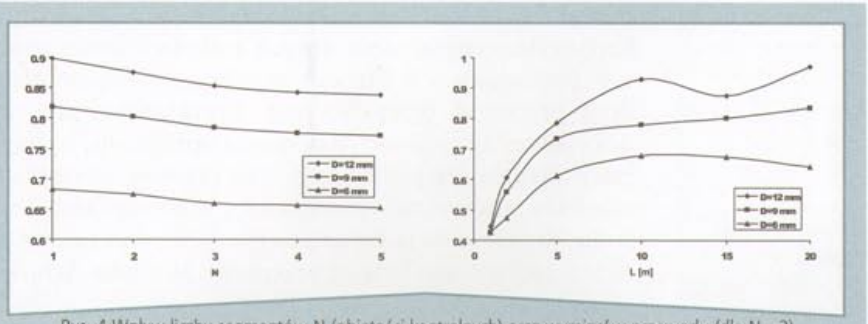
$$\Psi(\sigma) = b\frac{1-\sigma}{b-\sigma} \tag{17}$$

ze stałą wartością parametru $b=1{,}1$, dla której funkcja ta ma przebieg zbliżony do funkcji stosowanej w metodzie ISO 6358 [3], zalecanej do modelowania przewodów pneumatycznych przy $\sigma_{kr}=0{,}3$ [2].

Wyniki identyfikacji wartości jednostkowego współczynnika wydatku μ_j dla przewodów o różnych wymiarach i podziale na liczbę segmentów N pokazano na rys. 4. We wszystkich przypadkach kwadrat współczynnika regresji nieliniowej, jako parametr oceny dopasowania krzywej ciśnienia teoretycznego pint w komorze opróżnianej do ciśnienia doświadczalnego pin, był większy od 0,99. Po-



Rys. 3 Przebiegi czasowe ciśnienia: p_{in}, p_{ex} – ciśnienie doświadczalne przed i za badanym przewodem; p_{int}, $p_1 \div p_3$ – ciśnienie teoretyczne w objętości opróżnianej oraz w kolejnych segmentach przewodu



Rys. 4 Wpływ liczby segmentów N (objętości kontrolnych) oraz wymiarów przewodu (dla N=2) na wartość jednostkowego współczynnika wydatku μj

średnio może to świadczyć o dużej dokładności zastosowanej metody identyfikacji współczynnika wydatku.

Podsumowanie

Porównanie wyników rozważań teoretycznych i badań doświadczalnych świadczy o przydatności przyjętej koncepcji wprowadzenia jednostkowego współczynnika wydatku μj przewodu oraz wysokiej dokładności i powtarzalności zastosowanej numerycznej metody identyfikacji tego parametru. Ze względu na konieczność rozwiązywania równań różniczkowych, których liczba rośnie wraz ze stopniem dyskretyzacji N przewodu, zaleca się stosować możliwie proste funkcje przepływu [4] (najlepiej przy stałych parametrach), w tym funkcję hiperboliczną Miatluka-Avtuszki (17).

Z analizy wartości jednostkowego współczynnika wydatku μ_j wynika, że maleje on wraz ze wzrostem stopnia dyskretyzacji (liczby segmentów N) i zmniejszaniem się średnicy wewnętrznej D przewodu (rys. 4). Wzrost długości L przewodu do około 10 m powoduje zwiększanie wartości jednostkowego współczynnika wydatku, natomiast powyżej 10 m wpływ długości przewodu na zmianę współczynnika nie jest jednoznaczny. ■

Zbigniew Kamiński

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny,
Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn
ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok
Tel. (+48) 085 746 92 17, faks (+48) 085 746 92 10
e-mail: zetkam@pb.bialystok.pl

Streszczenie

W artykule zaprezentowano model matematyczny przewodu pneumatycznego o parametrach skupionych. Opisano metodę komputerowej identyfikacji współczynnika wydatku przewodów pneumatycznych na podstawie pomiarów ciśnienia podczas adiabatycznego opróżniania zbiornika o stałej objętości.

Summary

Determination of flow coefficient of pneumatic pipelines

In this paper a mathematical model of pneumatic pipeline with lumped parameters is presented. The numerical method for obtaining the flow coefficient of pipelines by measuring the pressure in the chamber during adiabatic discharging is described.

Literatura

[1] **Elmqvist H., Tummescheit H., Otter M.**: *Object-oriented modeling of thermo-fluid systems. Proceedings of the 3rd International Modelica Conference*. Linköping, November 3-4, 2003.

[2] **Gerc E. W., Krejnin G.V.**: *Rascčet pnevmoprivodov*. Mašinostroenie, Moskva, 1975.

[3] ISO6358: *Pneumatic fluid power-components using compressible fluids-determination of flow-rate characteristics*. 1989.

[4] **Kamiński Z.**: *Ocena modeli matematycznych charakterystyk przepływowych oporów pneumatycznych*. „Hydraulika i pneumatyka" 2003, nr 5, str. 5-7.

[5] **Kamiński Z.**: *Dynamika pneumatycznych układów napędowych. Rozdział 2: Podstawy teoretyczne dynamiki układów pneumatycznych*. „Rozprawy Naukowe" nr 141, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007.

[6] **Kamiński Z.**: *Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji systemów heterogenicznych*. XVI Krajowa Konferencja PNEUMA 2008. Białystok, 2-4 czerwca 2008.

[7] **Krus P.**: *Modelling and simulation of heterogeneous engineering systems*. http://www.machine.ikp.liu.se/edu/post/multidomain/modelling_simulation.pdf

[8] **Reeßing M., Döring U., Brix T.**: *The future of product development. Part. 4: Modeling of heterogeneous systems in early design phases*. Springer, Berlin-Heidelberg, 2007.

[9] **Wylie E. B., Streeter V. L., Suo L.**: *Fluid transients in systems*. Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs 1993, NJ, USA.

[10] **Zarzycki Z., Kudźma S.**: *Reprezentacja modeli matematycznych hydraulicznych linii długich. Równania ogólne hydraulicznych linii długich (część I)*. „Hydraulika i pneumatyka" 2003, nr 3, str. 10-14.

Aleksander Górniak

W warunkach panujących na drodze potrącenie pieszego przez samochód jest typem kolizji powodującym największą liczbę zgonów i najpoważniejsze obrażenia ciała.

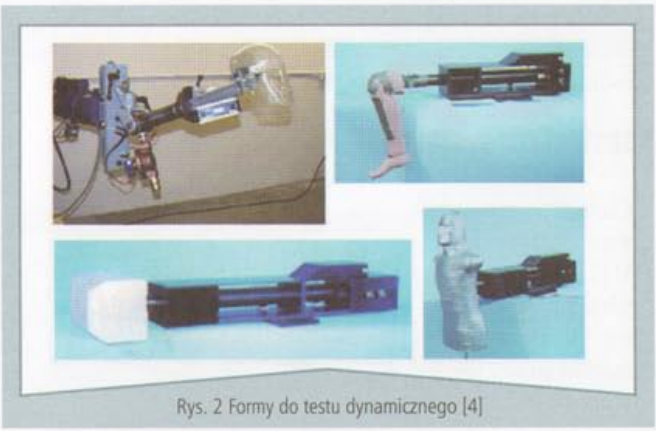
Pneumatyczne systemy badania bezpieczeństwa pieszego w razie potrącenia oraz bezpieczeństwa pasażerów w razie wypadku

Wprowadzenie

Na przebieg tego rodzaju kolizji oraz obrażenia ciała ma wpływ wiele czynników: rodzaj nadwozia, wiek pieszego, rodzaj nawierzchni, a przede wszystkim prędkość samochodu. Badania prowadzące do ulepszenia konstrukcji nadwozia samochodu – i w konsekwencji zredukowania obrażeń pieszego – zostały zapoczątkowane dopiero w roku 1991 przez EEVC/WG 10 (European Enhanced Vehicle-Safety Committee/Working Group 10). Spowodowało to wprowadzenie dyrektywy prawnej III/5021/96 EN w 1996 roku.

Propozycja EEVC/WG 10 obejmowała testowanie konstrukcji pojazdu pod względem skali obrażeń pieszego, jakie by powstały podczas kolizji. Testy te polegały na uderzaniu w samochód specjalnymi przyrządami pomiarowymi, zwanymi impaktorami. Impaktory imitowały głowę dorosłego człowieka i dziecka oraz nogi dorosłego człowieka i dziecka.

W roku 1998 testy zaproponowane przez EEVC/WG 10 zostały zmienione przez EEVC/WG 17. Zmiany te dotyczyły głównie polepszenia konstrukcji przyrządów pomiarowych. Zmienione zastały również wagi impaktorów i prędkości, z jakimi zostają one „wystrzelone" w stronę samochodu. Testy potrącenia pieszego zaproponowane przez EEVC/WG 17, opisane dyrektywą prawną 2003/102/EC, są stosowane do dziś [1]. Konieczność zasymulowania takiego typu kolizji podczas testów zderzeniowych, będących prawnym wymogiem dla każdego samochodu, wymusiła zmiany konstrukcyjne pojazdów. Przykładem tego mogą być maski samochodowe, zdolne akumulować część energii uderzenia (rys. 1). Zmieniona została również tradycyjna stylizacja niektórych samochodów; zakazano m.in.



Rys. 2 Formy do testu dynamicznego [4]

Pneumatyczne systemy testowe znalazły swoje zastosowanie także przy badaniach bezpieczeństwa pasażerów w razie kolizji. Jest to opisane przez amerykański standard FMVSS 201U (Federal Motor Vehicle Safety Standards) oraz przez Economic Commission of Europe (ECE) R12 i R21. Standard ten określa wymagania, jakie powinien spełniać samochód pod względem ochrony głowy pasażerów [3]. Jest rzeczą oczywistą, że w czasie kolizji wnętrze samochodu będzie się odkształcać. W myśl tych standardów każda część samochodu musi się poruszyć w ściśle określony sposób lub na tyle akumulować energię uderzenia, by zminimalizować ryzyko ciężkich obrażeń ciała.

Testowanie bezpieczeństwa pasażerów podczas wypadku

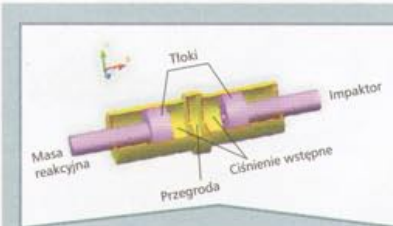
przykład, w jaki sposób i o ile ma się przesunąć kierownica podczas poszczególnych kolizji.

Jednakże nie da się całkowicie przewidzieć przebiegu wypadku, dlatego samochód musi być dodatkowo przetestowany za pomocą specjalnych urządzeń symulujących uderzenia różnymi częściami ciała pasażera w poszczególne części wnętrza pojazdu. Używa się do tego specjalnie skonstruowanego „ramienia", wyposażonego w pneumatyczny siłownik. Na siłowniku montuje się formy reprezentujące różne części ciała człowieka (rys. 2): formy te mają uderzyć w odpowiednie miejsce wewnątrz samochodu. Przykładowa konstrukcja takiego ramienia, nosząca nazwę FMH System (Free Motion Headform), została przedstawiona na rys. 3.

Rozwiązanie takie jest bardzo wygodne, ponieważ ramię posiada wystarczającą ilość stopni swobody potrzebną do wprowadzenia urządzenia testującego do każdego samochodu oraz jego prawidłowe wycelowanie.

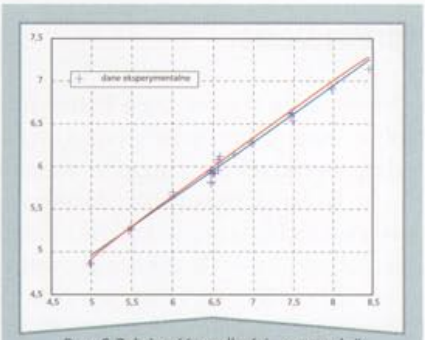
Konstrukcja systemu FMH

Gazem roboczym siłownika FMH w module Universal Launcher jest azot. Schemat pracy siłownika pokazano na rys. 4. Cylinder przedzielony jest na dwie części: po każdej stronie znajduje się tłok. Ciśnienie zakumulowane jest w przegrodzie. Po zwolnieniu spustów utrzymujących tłoki w pozycji początkowej, obydwa tłoki są „wystrzeliwane" z równomierną siłą w dwóch przeciwnych kierunkach. W celu wyrównania sił działających w przeciwnych kierunkach na tłoczysko po stronie reakcyjnej montuje się ciężarki (rys. 5).



Rys. 4 Schemat siłownika FMH

Dzięki takiemu rozwiązaniu siły reakcyjne są w bardzo znacznym stopniu zniwelowane. Ponadto, ramię raz usytuowane pozostaje w bezruchu dzięki pierścieniom zamykającym. FMH jest również wyposażony w zawory bezpieczeństwa, które zapobiegają przypadkowym „wystrzałom". Szybkość wystrzału kontrolowana jest za pomocą ciśnienia w siłowniku. Zależność ciśnienia w siłowniku i prędkości „wystrzału" została pokazana na rys. 6. Bardzo ważną zaletą tej konstrukcji jest to, że do jej pracy nie ma konieczności doprowadzania ciśnienia z zewnątrz, tzn. nie ma narzucających pewne ograniczenia przewodów zasilających. „Wystrzelone" tłoki należy przesunąć z powrotem do pozycji początkowej przy użyciu siły, ponieważ w miarę przesuwania tłoków następuje ponowna akumulacja ciśnienia w przegrodzie.



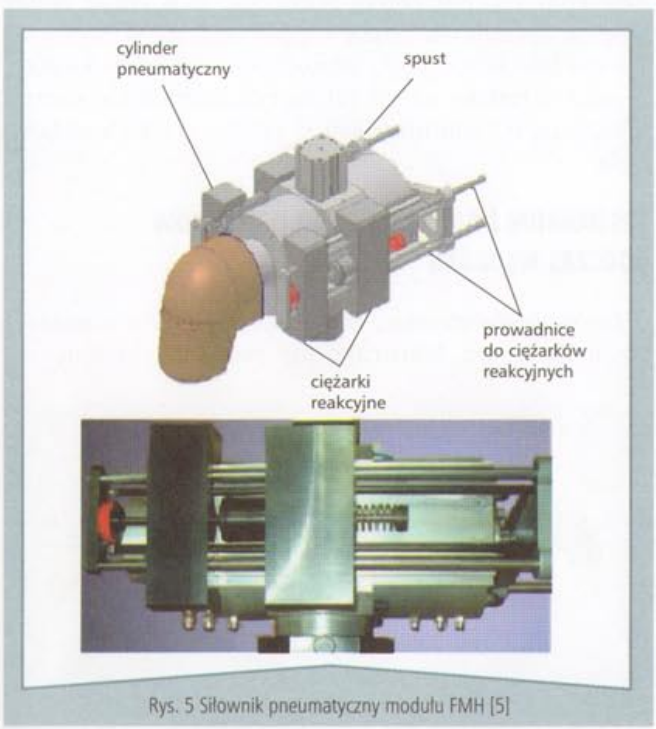
Rys. 6 Zależność prędkości „wystrzału" od ciśnienia w siłowniku [5]

Test potrącenia pieszego

Zgodnie z dyrektywą 2003/102/EC test potrącenia pieszego polega na „wystrzeliwaniu" impaktorów imitujących nogi pieszego oraz swobodnym zrzucaniu impaktorów (które imitują głowę) z określonej wysokości na maskę samochodu. Miejsca, w które uderzą impaktory podczas testu, są miejscami, w które by uderzył potrącony pieszy (jest to pokazane na rys. 7). Oczywiście, na wybór miejsca uderzenia przyrządów pomiarowych duży wpływ ma kształt nadwozia samochodu (rys. 8).

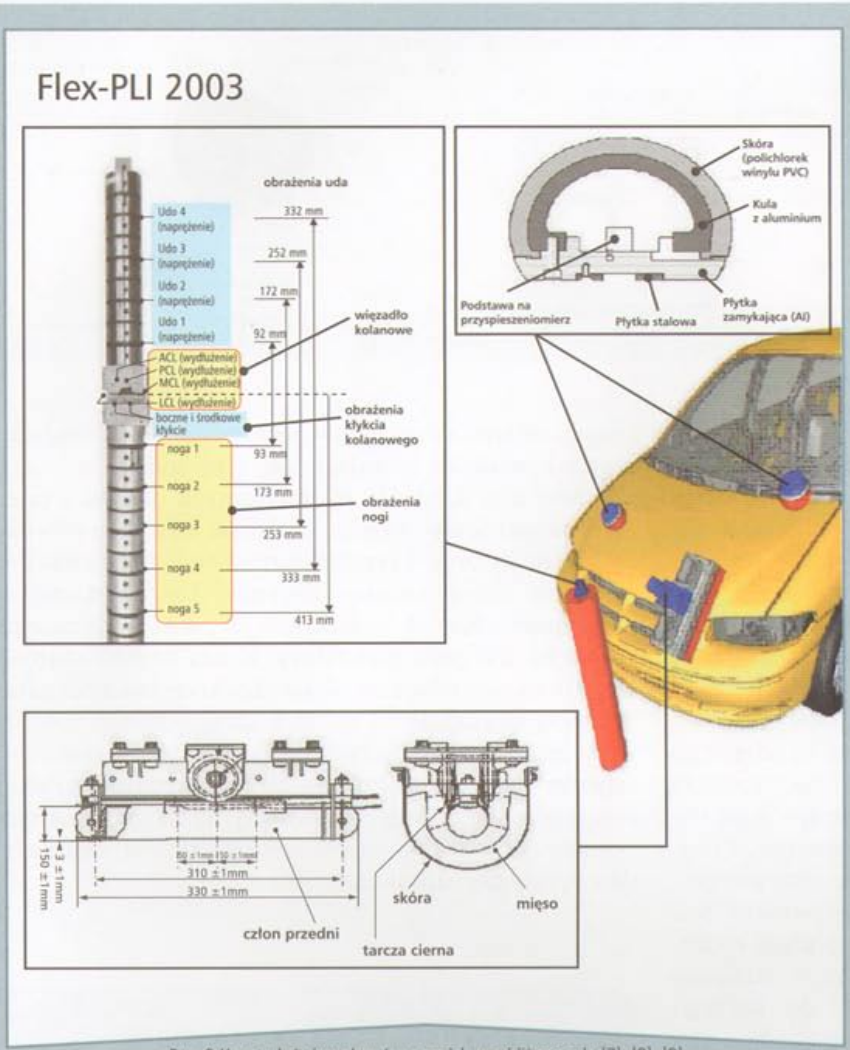
Podczas testów potrącenia pieszego nie używa się manekinów ATD (Anthropomorphic Testing Device), ponieważ nie można przewidzieć reakcji na zderzenie przy wykorzystaniu takiego ma-

Rys. 7 Wpływ nadwozia na przebieg kolizji [6]



Rys. 5 Siłownik pneumatyczny modułu FMH [5]

Rys. 8 Wybrane miejsca nadwozia, w które pieszy uderza podczas kolizji



Rys. 9 Konstrukcje impaktorów oraz ich przybliżone cele [7], [8], [9]

nekina, co limituje powtarzalność testów. Konstrukcja impaktorów, jak również ich przybliżone cele, pokazane są na rys. 9.

Impaktory nóg „wystrzeliwane" są przez specjalnie do tego celu skonstruowane hydrauliczne działka. Działka muszą być bardzo dokładne, by sprostać rygorystycznym wymaganiom narzuconym przez dyrektywę; co do pieszego, przewiduje się potrącenie go przez samochód jadący z prędkością 40 km/h. Taka prędkość została wybrana, ponieważ badania wskazały, że zniszczenia maski samochodu i impaktorów nie są bardzo znaczące, ale wystarczające do oszacowania scenariusza wypadku przy innych prędkościach [8].

Hydrauliczne działka miotające impaktory

Rys 10. Universal Launcher.
1 – headform test (głowa), 2 – upper legform test (udo), 3 – legform test (noga) [5]

Jednym z najnowocześniejszych przyrządów miotających impaktory podczas testu potrącenia pieszego jest działko Universal Launcher (rys. 10). W działku przeznaczonym do testów potrącenia pieszego zastosowano rozwiązanie hydrauliczne, ponieważ umożliwia dokładniejsze kontrolowanie prędkości „wystrzału" impaktora, jak również symulacje silniejszego uderzenia. Ponadto, „wystrzały" przeprowadzone za pomocą hydraulicznych stanowisk pomiarowych cechuje bardzo duża powtarzalność testu.

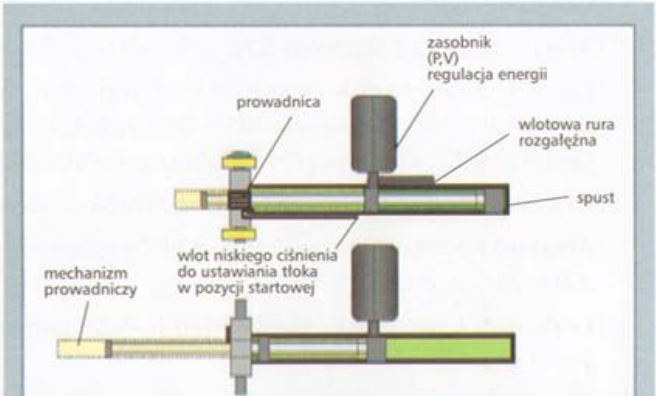
Zasada działania działek hydraulicznych

Schemat działka pokazany jest na rys. 11. Na końcach tłoczyska osadzone są impaktory. Przed „wystrzałem" w zasobniku magazynowana jest wymagana wysokość ciśnienia do wypchania tłoka z odpowiednią prędkością. Po zwolnieniu spustu tłok jest wystrzeliwany, dzięki czemu impaktor może uderzyć w samochód. Po uderzeniu tłok jest cofany do pozycji początkowej przez wtłoczenie niskiego ciśnienia do cylindra od strony tłoczyska. Po zamknięciu spustu maszyna jest gotowa do kolejnego uderzenia.

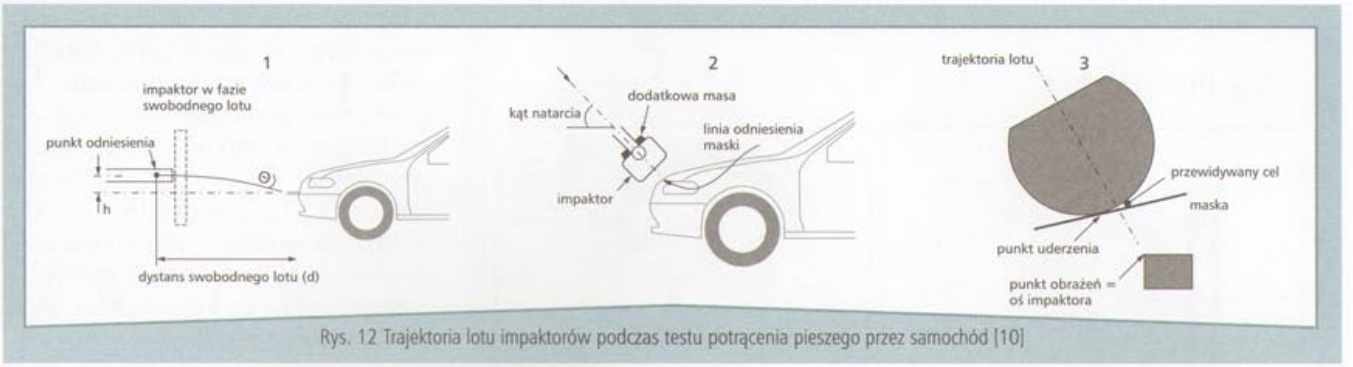
Znaczącym utrudnieniem w tego typu testach jest fakt, że impaktory na pewnym odcinku znajdują się w fazie swobodnego lotu, czyli mają opadającą trajektorię (rys. 12). W ostatecznej interpretacji wyników testu potrącenia pieszego przez samochód czynniki te są oczywiście uwzględniane.

Podsumowanie

Potrącenie pieszego przez samochód jest najbardziej niebezpiecznym typem kolizji występujących w warunkach drogowych. Największym problemem przy tego rodzaju kolizji jest to, że nie można przewidzieć, w jaki spo-



Rys. 11 Schemat działka miotającego impaktory [5]



Rys. 12 Trajektoria lotu impaktorów podczas testu potrącenia pieszego przez samochód [10]

sób pieszy zostanie odbity od maski samochodu. Niektóre samochody wyposażone są w poduszki powietrzne wystrzeliwane na zewnątrz samochodu (rys. 13). Takie rozwiązanie nie jest jednak optymalne, potęguje bowiem najbardziej niebezpieczną dla pieszego fazę lotu.

Dzięki testom potrącenia pieszego przez samochody możliwe jest konstruowanie coraz bezpieczniejszych karoserii. W celu zapewnienia powtarzalności testu niezbędne jest użycie impaktorów i miotających je mechanizmów: opisane wyżej działka odznaczają się prostotą i bardzo dużą dokładnością. Przejście testu potrącenia pieszego jest absolutnie wymagane w odniesieniu do każdego samochodu, dlatego wszystkie firmy badające bezpieczeństwo samochodów są wyposażone w urządzenia zaprojektowane do symulacji tego typu kolizji.

Rys. 13 Poduszki powietrzne chroniące pieszego, zaprojektowane przez firmę Ford [11]

Porównując działanie hydraulicznych działek z pneumatycznymi, warto zwrócić uwagę na fakt, że w przypadku pneumatycznych systemów mała zmiana objętości nie powoduje dużej zmiany ciśnienia. Inaczej dzieje się w przypadku działek hydraulicznych, w których medium roboczym jest płyn nieściśliwy. Każda zmiana objętości wywoła zmianę ciśnienia płynu, dzięki czemu mechanizm gwałtowniej reaguje na każde bodźce; ponadto, możliwe jest przeniesienie większych sił. Pneumatyczne systemy są „słabsze" od hydraulicznych, ale rekompensują to swoją ceną i prostotą obsługi. Zważywszy na to, pneumatyczne systemy sprawdzania bezpieczeństwa karoserii samochodów są cały czas udoskonalane. ■

mgr inż. Aleksander Górniak
Politechnika Wrocławska

Literatura

[1] **Centre for Automotive Safety Research**: *Performance of bull bars in pedestrian impact test.* July 2006.

[2] **Autoliv (2008)**: *Pedestrian protection.* Internet: http://www.autoliv.com/alv/connect/Home/What+We+Do/New%20Products/Pedestrian%20Protection.

[3] **NHTSA**: *Quick reference Guide to Federal Motor Vehicle Safety Standards and Regulations.*

[4] **Calspan (2008)**: *Dynamic Impact Test Systems.* Internet: http://www.calspan.com/test_equipment.htm#dynamic.

[5] **Aries Ingeniera Y Sistemas S.A.**: *Universal Launcher.* Maj 2005.

[6] Dipl.-Ing. **Bovenkerk J.**, Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika), Dipl.-Ing. **Lorenz B.**, Dipl.-Ing. **Zander O.**, Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt), **Guerra L.J.**, UPM-INSIA, **Neal-Sturgess C.E.**, Birmingham Automotive Safety Centre (BASC).: *Pedestrian Protection in Case of Windscreen Impact.*

[7] **P+Z Engineering GmbH**: *Pedestrian Safety Simulation.*

[8] **Atsuhiro Konosu, Masaaki Tanahashi**: *Development of a Biofidelic Flexible Pedestrian Legform Impactor (Flex-PLI 2003).* 23 Oct. 2003.

[9] **Graham J., Lawrence L., Hardy Brian J.**: *Pedestrian safety testing using the EEVC pedestrian impactors.* Paper Number 98-S 1 O-0-03.

[10] **Euro NCAP**:*Test Procedures Pedestrian Impact. Version 4.1.* Marzec 2004.

[11] **Wicher J.**: *Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego.* WKŁ, Warszawa 2004.

Na odbywających się co dwa lata targach wystawców było dużo – ponad 250 firm z całej Europy i USA, prezentujących się na około 120 stoiskach.

VII Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HPS 2008

Można powiedzieć, że połowę z nich stanowili producenci, resztę zaś dystrybutorzy, wydawnictwa, stowarzyszenia czy też pracownicy naukowi, przedstawiający wyniki swoich prac na sympozjum. Honorowy patronat nad targami przejęli CEKOP, Korporacja Napędów i Sterowań Pneumatycznych i Hydraulicznych oraz minister gospodarki, wicepremier Waldemar Pawlak. Ekspozycję odwiedziło blisko 4000 profesjonalistów. Choć wystawcy zaprezentowali ponad 40 nowości, w rzeczywistości trudno było do nich dotrzeć, gdyż na targach przeważała

Nagrody katowickich targów

Aż 22 z zaprezentowanych howości zgłoszono do konkursu na najlepszy produkt targów. Konkurs organizowany był wspólnie z miesięcznikiem „Napędy i Sterowanie", który tradycyjnie ufundował statuetki dla laureatów. Nagrody przyznano: firmie Hydromar – za model windy z odzyskiem energii na bazie pompy QXM wraz z pompo-silnikiem typ QXM; firmie Pneumatic – za sprężarkę śrubową BOGE typ CLDF 9-270; firmie Bosch Rexroth – za system Bodas; firmie Bibus Menos – za

cach maszyn roboczych pojazdów ciężarowych; Hydral –za rozdzielacze suwakowe monoblokowe RSM 11; Bosch Rexroth – za zespół przygotowania sprężonego powietrza AS2, AS3, AS5; Elektro-Automatic – za siłowniki wahliwe z innowacyjnym systemem jarzma sterowania Scotch-yoke; Bibus Menos – za bezstopniowy napęd hydrostatyczny (ICVD); Kret i spółka – za stanowisko badawczo-dydaktyczne (hydrauliczne z elektronicznym sterowaniem) mechatroniczne; Hydac – za Hydac Lab HLB 1000; Lotos Oil – za olej hy-

wnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007.

[6] **Kamiński Z.**: *Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji systemów heterogenicznych.* XVI Krajowa Konf rencja PNEUMA 2008. Białystok, 2-4 czerwca 2008.

[7] **Krus P.**: *Modelling and simulation of heterogeneous engineering systems.* http://www.machine.ikp.liu.se/edu/post/multidomain/modelling_simulation.pdf

[8] **Reeßing M., Döring U., Brix T.**: *The future of product development. Part. 4: Modeling of heterogeneous systems in ear design phases.* Springer, Berlin-Heidelberg, 2007.

[9] **Wylie E. B., Streeter V. L., Suo L.**: *Fluid transients in systems.* Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs 1993, NJ, USA.

[10] **Zarzycki Z., Kudźma S.**: *Reprezentacja modeli matematycznych hydraulicznych linii długich. Równania ogólne hydraulicznych linii długich (część I).* „Hydraulika i pneumatyka" 2003, nr 3, str. 10-14.

Na seminarium, tradycyjnie towarzyszącym targom, odbywającym się pod hasłem „Krajowy sektor techniki płynowej w piątym roku obecności w UE", postanowiono odpowiedzieć na pytanie, czy w Polsce nastąpił wzrost konkurencyjności, czy tylko wzrost konkurencji. W seminarium udział wzięli pracownicy naukowi z Politechnik w Warszawie, Częstochowie, Wrocławiu, Krakowie i w Gliwicach oraz przedstawiciele firm z branży pneumatyki i hydrauliki. Zaprezentowano kilka interesujących referatów, z których wymienić można m.in.: „Mechatroniczne stanowisko badawczo-dydaktyczne z hydrauliki", prezentowany przez firmę Kret i spółka z Chojnowa, „Silnik pneumatyczny zbudowany z siłowników pneumatycznych", przedstawiony przez prof. J. Iwaszkę z Politechniki Warszawskiej oraz „Serwonapędy w maszynach technologicznych", opracowany przez zespół pracowników Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Medialny patronat nad targami pełniły czasopisma branżowe, w tym: „Hydraulika i pneumatyka", „Napędy i sterowanie", „Pneumatyka", „Mechanik", „Utrzymanie ruchu", „Wiadomości górnicze" i „Control Engineering".

Kolejną, ósmą edycję HPS zaplanowano na 19–21 października 2010 roku.

■

Fot. 3

Fot. 4

ten jest realizowany w drodze wprowadzenia postanowień zawartych w dyrektywach do krajowych przepisów prawnych. Termin wdrożenia podany jest w określonej dyrektywie. Tym samym każdy kraj członkowski, poprzez własne akty prawne, zobowiązany jest przestrzegać wymagań dyrektyw europejskich. Normy natomiast zawierają informacje, które mogą ułatwić spełnienie tych wymagań, a w konsekwencji uzyskanie zamierzonej jakości i niezawodności wyrobów. Normy są więc narzędziem pomocy i powinny być napędem rozwoju gospodarki. Istniejący przed laty obowiązek stosowania norm nie zapewniał oczekiwanego postępu technicznego.

Chociaż wydaje się to paradoksalne, obligatoryjne przestrzeganie norm hamowało rozwój i postęp. Powszechny obowiązek przestrzegania ustalonych, jednolitych reguł nie motywował do podwyższania jakości, zdejmując z producenta odpowiedzialność za produkt. W gospodarce rynkowej rządzą twarde prawa konkurencji. Odbiorca wyrobu nauczył się już, że sam może stawiać wysokie wymagania i szukać dobrych, niezawodnych produktów. Napędza to postęp techniczny, a rosnąca konkurencja mobilizuje wytwórców do stałego podnoszenia jakości i oferowania użytkownikom lepszych wyrobów. Dlatego samo spełnianie jednolitych wymagań już nie wystarcza, by utrzymać dobrą pozycję na rynku. Istotną pomocą w odnajdywaniu nowych, coraz lepszych rozwiązań technicznych powinna być dobra norma, opracowana z udziałem fachowców, w tym kompetentnych przedstawicieli producentów i użytkowników oraz wyspecjalizowanej kadry naukowo-technicznej. Tacy ludzie powinni czynnie włączyć się w prace komitetów technicznych przygotowujących projekty norm, by tworzone dokumenty zawierały zasób informacji wspomagających postęp techniczny, opartych na wiedzy, teoretycznym przygotowaniu i praktycznym doświadczeniu.

W dalszej części seminarium wystąpili: Jean Michel Remy, kierownik rozwoju francuskiego stowarzyszenia normalizacyjnego AFNOR, a następnie przedstawiciel francuskiego przemysłu Gildas Guillevie. Przekazali zebranym skrótowe informacje dotyczące systemu normalizacji we Francji oraz w Unii Europejskiej.

J.M. Remy omówił zagadnienie powiązań i zależności istniejących w krajach UE. Zwiększanie liczby krajów członkowskich Unii oraz systematyczne rozszerzanie jej wpływów na płaszczyźnie międzynarodowej stworzyło potrzebę zniesienia barier w handlu zagranicznym, przez co konieczne stało się zharmonizowanie przepisów krajów członkowskich. Nie planowano jednak zastąpienia krajowych aktów prawnych prawem unijnym, lecz zintegrowanie przepisów wszystkich krajów członkowskich w celu ułatwienia wymiany handlowej i umożliwienia zamienności wyrobów. Problem ten odnosi się do wszystkich państw unijnych, w tym Polski, i wpływu Unii na tworzenie krajowych przepisów.

Akty prawne wdrażające dyrektywy są obowiązujące w danym państwie i redagują je organy ustawodawcze. Normy, opracowywane w ramach komitetów technicznych, mają tylko status zaleceń, ale w przepisach prawnych mogą być przywoływane jako środek ułatwiający osiągnięcie zamierzonego celu. Na krajach członkowskich UE spoczywa obowiązek wprowadzenia do krajowego prawa przepisów europejskich (dyrektyw) w postaci aktów prawnych, a także wprowadzenia norm EN do zbioru krajowego i wycofania norm krajowych z nimi sprzecznych. Każdy członek UE ma również obowiązek czynnego udziału w pracach normalizacyjnych komitetu europejskiego CEN (CENELEC – dla elektrotechniki, ETSI – dla telekomunikacji), może też uczestniczyć w pracach grup roboczych oraz proponować tematy do planu prac za pośrednictwem krajowej organizacji normalizacyjnej (w Polsce jest nią PKN).

Ważnym elementem w systemie normalizacji jest powszechnie obowiązująca zasada konsensu. Nie oznacza ona jednomyślności, ale osiągnięcie zgody, której wyrazem jest brak wyraźnego sprzeciwu któregokolwiek z państw członkowskich. Warto podkreślić, że głosowanie w UE odbywa się za pomocą głosów ważonych (co jest dla nas bardzo korzystne, ponieważ Polska ma 27 głosów – tyle co Hiszpania). Więcej od nas, bo 29 głosów, mają tylko Francja, Niemcy, Wielka Brytania i Włochy. Jesteśmy więc znaczącym partnerem w pracach normalizacyjnych Unii Europejskiej. Możemy w istotny sposób wpływać na merytoryczną treść norm europejskich, w których określa się sposoby i środki pomagające spełnić wymagania zawarte w aktach prawnych UE – dyrektywach.

W miarę zachodzących zmian i w zależności od potrzeb dyrektywy są weryfikowane i nowelizowane. Obecnie obowiązują tzw. Dyrektywy Nowego Podejścia. Są mniej szczegółowe niż wcześniejsze: zawierają przede wszystkim wymagania zasadnicze dotyczące ochrony środowiska, zdrowia i bezpieczeństwa. Natomiast szczegółowe wytyczne, których stosowanie pozostaje dobrowolne, zawierają normy zharmonizowane z dyrektywami. Wyroby eksportowane na teren Unii Europejskiej muszą spełniać wymagania określone w dyrektywach. Wytwórca może to uzyskać poprzez zgodność z odpowiednimi normami zharmonizowanymi albo zastosować własne rozwiązania gwarantujące dostosowanie wyrobu do odnośnych przepisów. Powszechna zgodność wyrobów jest priorytetem dla wspólnego rynku europejskiego, a jej udokumentowaniem jest znak CE. Odpowiada za to producent wyrobu, który sam – w drodze oświadczenia – może zadeklarować taką zgodność; znak CE może potwierdzić także inna, niezależna jednostka.

Gildas Guillevie podkreślił ważną rolę producenta w procesie normalizacji. Może on wpływać na treść opracowywanych norm poprzez swój udział w pracach komitetów technicznych oraz opiniowanie norm w ramach ankiety. Może też tylko biernie uczestniczyć w procesie normalizacji, gromadząc bieżące informacje i nie ingerując w treść przygotowywanych norm.

Uzupełniając przedstawiane zagadnienia, prezes PKN Tomasz Schweitzer jeszcze raz podkreślił rolę norm i wymienił korzyści wynikające

z normalizacji. Włączenie się przedstawicieli małych i średnich firm w prace normalizacyjne i udział w pracach krajowych komitetów technicznych daje aktualną wiedzę na temat przedmiotu i zakresu opracowywanych norm, a także pozwala oddziaływać na treść ich postanowień. Bardzo ważne jest również wykorzystanie prawa Polski, jako członka UE, do czynnego uczestniczenia w pracach normalizacyjnych w ramach europejskich organizacji normalizacyjnych (CEN, CENELEC, ETSI).

W odniesieniu do oznakowania CE trzeba pamiętać, że nadanie znaku dokumentuje wyłącznie spełnienie przez wyrób wymagań zasadniczych zawartych w dyrektywach (lub krajowych przepisach wdrażających dyrektywy), a za potwierdzenie tej zgodności odpowiada producent. Dla kupującego znak CE jest więc tylko informacją o zgodności wyrobu z określonymi wymaganiami, natomiast za jego wybór odpowiada sam kupujący.

W celu podsumowania i uporządkowania omawianych zagadnień warto jeszcze raz wyraźnie wskazać rolę oraz status dokumentów technicznych i prawnych w rozwoju gospodarczym i handlowym Polski oraz innych krajów Unii Europejskiej.

Utworzenie wspólnego rynku europejskiego wymagało wyeliminowania ograniczeń w handlu. W tym celu, w ramach europejskiej wspólnoty, uznano za konieczną harmonizację przepisów technicznych krajów zrzeszonych w UE. Opracowano dyrektywy europejskie, które miały podawać ustalenia techniczne dla poszczególnych grup wyrobów. W praktyce okazało się, że duża szczegółowość tych przepisów znacznie utrudnia i spowalnia harmonizację przepisów. Dlatego w 1985 r. opracowano tzw. Dyrektywy Nowego Podejścia, w których określono tylko podstawowe wymagania odniesione do bezpieczeństwa, ochrony zdrowia i środowiska naturalnego, uwzględniające stronę ekonomiczną oraz względy interesu publicznego, a także ujednolicono procedury oceny zgodności wyrobów.

Aby dany wyrób był dopuszczony do obrotu na rynku europejskim, musi być zgodny z Dyrektywami Nowego Podejścia. Szczegółowe wytyczne zawarte są w normach zharmonizowanych, które nie są obligatoryjne; podano w nich metody i środki ułatwiające uzyskanie zgodności z dyrektywami unijnymi. Są to dokumenty ważne dla procedur technicznych, opracowywane i wydawane przez europejskie organizacje normalizacyjne (CENELEC, CEN, ETSI).

Na gruncie kraju członkowskiego UE odzwierciedleniem wymagań określonych w dyrektywach są wewnętrzne przepisy prawne (ustawy, rozporządzenia), które wprowadzają wszystkie postanowienia określone w odpowiednich dyrektywach. Wydanie tych przepisów musi nastąpić w ściśle określonym terminie, z jednoczesnym uchyleniem przepisów krajowych sprzecznych z dyrektywą unijną.

Również normy zharmonizowane muszą być, w wymaganym czasie, przeniesione do zbioru norm krajowych. W Polsce normy te oznaczono PN-EN, a ich wykazy są podawane cyklicznie w formie obwieszczeń prezesa PKN. W odróżnieniu od dyrektyw, stosowanie norm zharmonizowanych jest dobrowolne. Producent może wprowadzić na rynek wyrób wykonany tylko w oparciu o wymagania zasadnicze, podane w dyrektywach. Jednak wykorzystanie informacji technicznych zawartych w normie daje „domniemanie zgodności" oraz ułatwia przeprowadzanie procedur oceny zgodności. Stosowanie norm zharmonizowanych w całym procesie wytwarzania wyrobu, a więc od projektowania do zakończenia produkcji, daje producentowi pewność, że wyrób będzie zgodny z odpowiednimi dyrektywami i może być oznakowany znakiem CE. ■

Wanda Mikołajewska

sekr. KT nr 208 ds. NiSP
OBREiUP Sp. z o.o. Kielce

Branża pneumatyczna w Polsce

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

Spis reklam

Okładka

CompRot	II, III
Metal Work	IV

Artykuły promocyjne

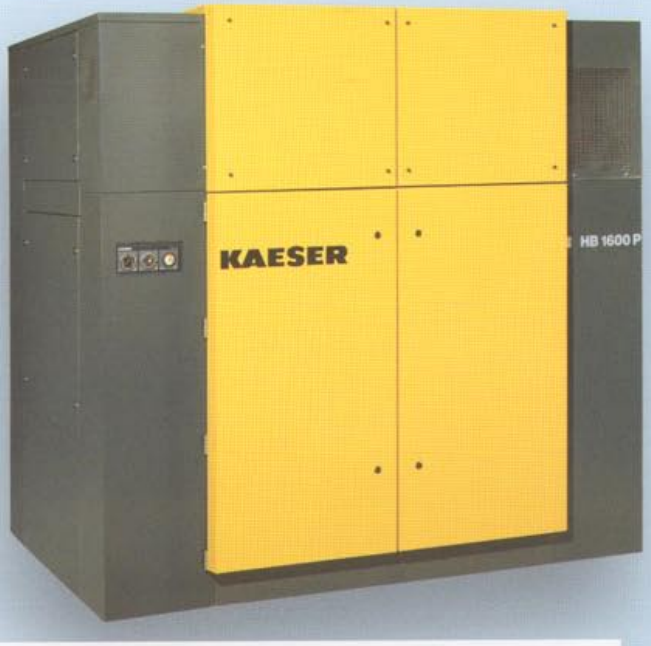
Atmo	16..17
Metal Work	18..19
Parker Hannifin	13..15
Solberg	20..21

Reklamy

Inwet	3
Legris	45
Solberg	21
WAN Gdynia	32

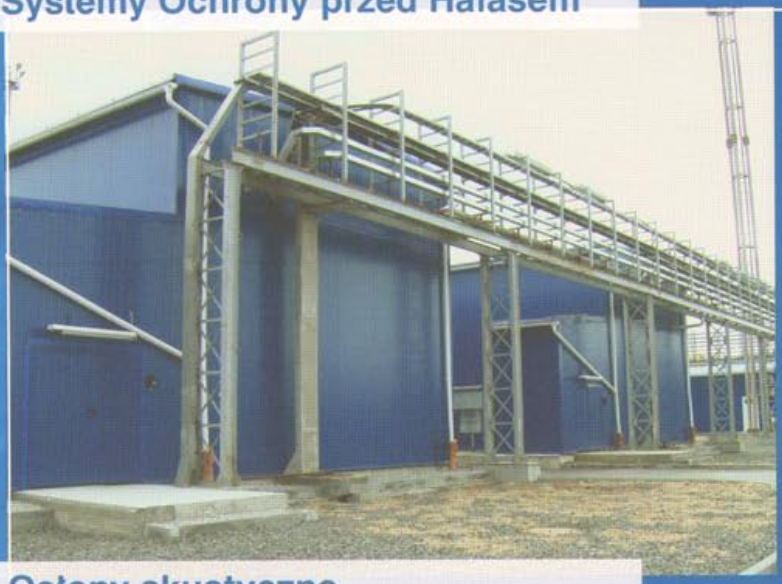
CompRot

Systemy Sprężonego Powietrza



dmuchawy Kaeser Kompressoren

Systemy Ochrony przed Hałasem



Osłony akustyczne

Oszczędność energii i ochrona środowiska

IMPROVED PNEUMATIC TECHNOLOGY

Produkt

Konstrukcja produktów Metal Work Pneumatic uwzględnia wszystkie fazy jego użytkowania. Ich budowa oraz użyte materiały zapewniają łatwy recykling po zakończeniu eksploatacji.

Proces

Ciągłe poszukiwanie rozwiązań oraz technologii zmniejszających emisję zanieczyszczeń oraz zużycie energii, wody i innych surowców.

Serwis

Z uwagi na zużycie znacznych ilości energii przez urządzenia pneumatyczne wspieramy naszych odbiorców w informacje i rozwiązania sprzyjające oszczędnościom oraz środowisku.

METAL® WORK PNEUMATIC

Metal Work Polska Sp. z o.o.
ul. Szamotulska 1, Baranowo • 62-081 Przeźmierowo
Tel. +48 61/650 18 40 - Fax: +48 61/650 18 49
www.metalwork.pl - e-mail: metalwork@metalwork.pl

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