Pneumatyka

2(71)2009
KWARTALNIK
cena 12 zł
(w tym VAT 7%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Filtry
Manipulator kratownicowy
Nanopompy
Normalizacja
Pneumatyczny stół obrotowy
Rozdzielacze pneumatyczne
Siłowniki

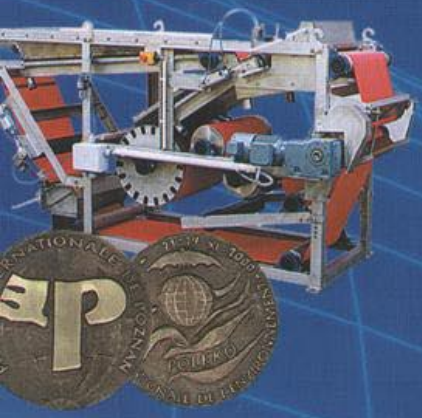
WYDAWNICTWO pneumatyka

ISSN 1426-6644

Do 40% oszczędności energii z racji zmniejszonego spadku ciśnienia **str. 5**

LETNIA OFERTA DLA ZDECYDOWANYCH

SPRAWDŹ SAM!



Stacje odwadniania, zagęszczania i higienizacji:

- oczyszczalnie ścieków
- odwadnianie osadów poprodukcyjnych w zakładach spożywczych, chemicznych, kosmetycznych i farmaceutycznych
- kontenerowe stacje odwadniania osadów dla małych oczyszczalni ścieków

Przy zakupie prasy do 23 września sprężarka gratis!

Części zamienne i materiały eksploatacyjne:

- sprężarek
- dmuchaw Rootsa
- uzdatnianie sprężonego powietrza

Sprężarki śrubowe CRS (3-160 kW) oraz dodatkowo:

- zestaw urządzeń uzdatniających
- układy sterowania (umożliwiające wyrównanie czasów pracy od 2 do 8 kompresorów pracujących kaskadowo)
- instalacje sprężonego powietrza

Dmuchawy walcowe typu Rootsa przeznaczone między innymi do:

- transportu pneumatycznego
- napowietrzania zbiorników wodnych
- procesów tłoczenia i zasysania
- nawiewów i wielu innych...

Firma zapewnia profesjonalny serwis gwarancyjny i pogwarancyjny.

CompRot

CompRot Sp. z o.o.
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. +48 071 / 798-59-10
e-mail: handlowy@comprot.eu
www.comprot.com.pl

Małgorzata Wiewiórowska

Spotkanie w Rokosowie

W marcu 2009 r. na zamku w Rokosowie (woj. wielkopolskie) odbyło się seminarium na temat „Minimalizacji kosztów energetycznych w przemysłowych systemach wytwarzania, uzdatniania i dystrybucji sprężonego powietrza". Tym razem jego organizatorami były firmy IN-TECH oraz Parker Dominick Hunter i Parker Legris Transair. Program dwudniowych spotkań obejmował głównie trzy dziedziny: technologię sprężania powietrza w aspekcie ekonomicznym (tj. projektowania energooszczędnych systemów sprężonego powietrza), minimalizację kosztów energetycznych w procesie uzdatniania sprężonego powietrza oraz efektywność energetyczną aluminiowych systemów przesyłu sprężonego powietrza. Firma PM Consulting wsparła seminarium wykładem dotyczącym możliwości finansowania inwestycji energooszczędnych z funduszy unijnych.

Dziewiętnastowieczny zamek w Rokosowie od kilku lat jest miejscem cyklicznych seminariów organizowanych przez firmę IN-TECH. Uczestnikami ostatniego z nich byli przedstawiciele różnych branż przemysłowych. Prezentacja poruszanych zagadnień stała się powodem ożywionej dyskusji wśród słuchaczy, gdyż – zważywszy na kryzys ekonomiczny – każda firma zmuszona jest szukać dziś oszczędności. Wymiana poglądów i spostrzeżeń w tej kwestii kontynuowana była do późnych godzin wieczornych w zamkowym „Piekiełku", a później na świeżym powietrzu – przy grillu i ognisku.

Następnego dnia goście odwiedzili zakład produkcyjny opakowań szklanych Ardagh Glass Gostyń, gdzie główny inżynier, Wojciech Borowiak, opowiedział o wymaganych standardach technicznych w zakładzie i omówił rozwiązania transportu sprężonego powietrza do celów technologicznych.

Spotkania takie jak w Rokosowie integrują środowisko inżynierów różnych zakładów przemysłowych, umożliwiają nawiązanie kontaktów i wymianę poglądów na temat kierunków i nowych technologii uwzględniających zalecenia Unii Europejskiej.

Pneumatyka

Redakcja
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórowska
(redaktor naczelny)
50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel./fax 071 343 18 12, 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Korekta
Sławomir Gruca

DTP
Marcin Maciński

Komitet naukowo-techniczny
prof. nadzw. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski
prof. zw. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński
prof. nadzw. dr hab. inż. Mariusz Olszewski
prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako

Drukarnia
UrDruk

WYDAWNICTWO pneumatyka

Wydawca i prenumerata
Wydawnictwo Pneumatyka
50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel./fax 071 343 18 12, 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Recenzenci wydania
Jerzy Iwaszko, Tadeusz A. Knap, Kazimierz Peszyński, Piotr Strzelczyk, Zygmunt Szczerba, Karol Szostek, 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.

W numerze

zastosowanie pneumatyki
Automat do wycinania blach w impulsowym polu magnetycznym 8..14

filtry
Do 40% oszczędności energii z racji zmniejszonego spadku ciśnienia 5

sterowanie
Modelowanie i sterowanie robotem kratownicowym 42..51

nauka i technika
Nanopompy – przyszłość leczenia chorób cywilizacyjnych 30..37

normalizacja
Normalizacja napędów płynowych. Bieżąca działalność, korzyści i potrzeby 38..41

napędy
Nowości prosto z Festo 20..21

nowości
Parker i Legris łączą siły 6

nowości
PIAB Unibody 7

nowości
Siłowniki pneumatyczne NSK 6

napędy
Synchronizacja ruchu siłowników pneumatycznych 22..28

narzędzia pneumatyczne
TRANSTOOLS – narzędzia z napędem pneumatycznym 15

napędy
Zdwojone rozdzielacze pneumatyczne, typoszereg, testy niezawodności 16..19

Materiał filtrujący Synteq XP wyznacza nowy punkt odniesienia w dziedzinie filtracji sprężonego powietrza.

Do 40% oszczędności energii z racji zmniejszonego spadku ciśnienia

Na targach w Hanowerze (Niemcy) specjalista w dziedzinie filtracji, Donaldson, przedstawił bieżące wyniki swoich prac naukowych i badawczych, a także przełomowy materiał filtrujący Synteq XP o wysokiej wydajności, który osiągnął niezwykły wzrost efektywności filtracji sprężonego powietrza. W porównaniu z poprzednio dostępnym materiałem filtrującym, Synteq XP osiąga znaczący wzrost wydajności przy jednoczesnym obniżeniu zużycia energii z racji znacznie niższego spadku ciśnienia. Dzięki temu możliwe jest osiągnięcie dodatkowych 40% oszczędności energii. W celu optymalnego zużytkowania tak wysokiego potencjału oszczędności Donaldson oferuje wymianę filtrów w poprzednio dostępnych obudowach filtracyjnych.

Nowy materiał filtrujący Synteq XP łączy dwie innowacje w jednym produkcie: jedyny w swoim rodzaju materiał filtracyjny, będący mieszanką włókien, oraz nową technologię produkcyjną. Tradycyjne materiały filtrujące produkowane są od wielu dziesięcioleci poprzez dodawanie spoiwa. W przypadku nowej technologii Synteq XP włókna poliestrowe i mikroskopijne włókna boro-krzemianowe są termicznie stapiane bez użycia spoiwa. Wykorzystanie włókien poliestrowych przyczynia się do uzyskania trwałej, stabilnej struktury, która w sposób ciągły wspiera wysoką wydajność filtrowania oraz zdolność zatrzymywania zanieczyszczeń, zapewnianą przez włókna boro-krzemianowe. Dlatego też Synteq XP łączy najwyższą wydajność filtrowania poprzez niezwykłą głębokość warstwy włókna wraz z optymalną zdolnością zatrzymywania zanieczyszczeń oraz wysoką stabilnością.

Dane odnośnie wydajności filtrów sprężonego powietrza Synteq XP, które są oferowane dla różnych zastosowań jako filtry dokładne, mikro oraz submikro, są weryfikowane i otrzymują potwierdzenie zgodności z normą stosowną do międzynarodowego standardu filtrowania ISO 12500-1. Kompatybilność tych środków ze wszystkimi substancjami zanieczyszczającymi w powietrzu sprężonym (mineralne i syntetyczne oleje sprężarkowe, ich pozostałości i inne smary, woda i ciała stałe) była intensywnie testowana w laboratoriach firmy Donaldson oraz w warunkach rzeczywistych.

Marka Donaldson

Donaldson jest wiodącym dostawcą systemów filtracyjnych powietrza i cieczy oraz części zamiennych, które przyczyniają się do poprawy życia ludzi, zwiększenia wydajności sprzętu naszych Klientów oraz ochrony środowiska naturalnego. Jesteśmy firmą stosującą najnowszą technologię w celu zaspokojenia potrzeb naszych Klientów w zakresie rozwiązań dotyczących filtrowania poprzez nasze innowacje naukowe, rozwój, najlepszą technologię oraz obecność na całym świecie. Nasi pracownicy (13 tysięcy osób) przyczyniają się do naszego sukcesu, pomagając naszym Klientom w ponad 100 punktach sprzedaży, produkcji oraz dystrybucji na całym świecie.

Donaldson jest członkiem S&P MidCap 400 Jest także obecny na indeksach Russell 1000, a nasze akcje są w sprzedaży na giełdzie nowojorskiej (NYSE) pod symbolem DCI. Dodatkowe informacje są dostępne pod adresem *www.donaldson.com*.

Zapytania kierować do:
IFS-pl@donaldson.com

Artykuł promocyjny

Donaldson
FILTRATION SOLUTIONS
www.donaldson.com

Korzyści:

- Wysoka wydajność filtrowania
- Bardzo niski spadek ciśnienia
- Wysoka skuteczność
- Brak konieczności stosowania spoiwa

Fot. 1 Rastrowy skan - widok mikroskopowy pokazuje bez-spoiwową strukturę włókna

Parker i Legris łączą siły

Od lipca 2009 firma Legris S.A. wchodzi w skład Parker Hannifin Sp. z o.o.

Legris S.A. – wiodący producent elementów złącznych dla pneumatyki, hydrauliki oraz zastosowań w chemii procesowej, znany ze swoich linii produktowych Connectic, Transair i Autoline staje się częścią firmy Parker Hannifin.

Obecnie zapraszamy Państwa do biura w Warszawie:
Parker Hannifin Sp. z o.o.
ul. Równoległa 8 (dojazd od al. Krakowskiej)
02-235 Warszawa
tel. 022 573 24 00, fax 022 573 24 03
e-mail: warszawa@parker.com
www.parker.com
www.legris.pl

Siłowniki pneumatyczne NSK

Szukanie oszczędności i optymalizacja procesów produkcyjnych to temat numer jeden polskich przedsiębiorstw nie tylko w dobie kryzysu.

Niezależnie od tego, czy kryzys przyniósł poszczególnym firmom biznesowe korzyści, czy też nie, jest z pewnością dobrym czasem na modernizację maszyn i linii produkcyjnych. Z myślą głównie o konstruktorach i użytkownikach maszyn produkcyjnych zaprojektowano nową serię **siłowników pneumatycznych NSK**, których głównymi cechami są bezawaryjność i wysoka wydajność. Istotną cechą siłowników kompaktowych NSK jest również **opatentowane rozwiązanie**, umożliwiające skonfigurowanie siłownika, w prosty i szybki sposób, według standardu **UNITOP** lub **ISO 21287**. Ma to istotne znaczenie zwłaszcza przy pracach remontowych maszyn – nie ma ryzyka dobrania niewłaściwego siłownika, użytkownik musi jedynie podać jedynie skok i średnicę uszkodzonego kompaktu, a po dostawie samodzielnie, w prosty sposób „konfiguruje" rozstaw otworów montażowych na korpusie cylindra, dostosowując je do rozstawu otworów montażowych maszyny.

Dzięki redukcji masy nieistotnych dla pracy siłownika elementów oraz poprzez zastosowanie najnowocześniejszych metod produkcyjnych skonstruowano niezwykle lekki a przy tym bardzo trwały siłownik, przygotowany do pracy w każdych warunkach.

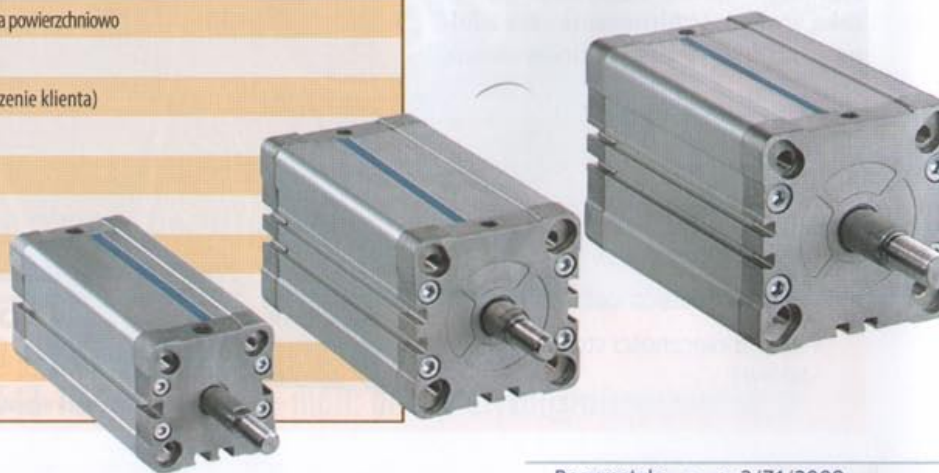
Nie bez znaczenia jest również nowoczesne, a przy tym eleganckie wzornictwo nowych siłowników, znacznie podnoszące estetykę maszyn i urządzeń, w których zostały użyte.

Serię siłowników NSK wprowadziła na rynek polski wrocławska firma Pneumat System Sp. z o.o. – producent siłowników pneumatycznych, jedna z czołowych firm branży pneumatycznej. ■

Pneumat system sp. z o.o.
ul. Paprotna 4, 51-117 Wrocław
www.pneumat.com.pl

Tablica 1 Podstawowe dane techniczne siłowników NSK

materiał pokryw	odlew aluminiowy
materiał profilu	aluminium anodyzowane
materiał tłoczyska	stal nierdzewna walcowana powierzchniowo
zakres dostępnych średnic	16 do 100 mm
standardowe skoki	do 100 mm (inne na życzenie klienta)
uszczelnienia standardowe	poliuretan
wyhamowanie dobiegu tłoka	mechaniczne
temperatura pracy	od -20 °C do +80 °C
temperatura medium	od 0 °C do +40 °C
medium	przefiltrowane sprężone powietrze
smarowanie	nie jest wymagane
maksymalne ciśnienie pracy	10 bar



PIAB Unibody to podciśnieniowe urządzenie do higienicznego transportu proszków i materiałów sypkich.

PIAB Unibody

Fot. 1 Urządzenie PIAB Unibody zostało zaprezentowane na targach Achema we Frankfurcie.

Szwedzka firma PIAB AB – światowy lider w przemysłowej technologii próżniowej – przedstawiła podczas targów Achema we Frankfurcie n/Menem (Niemcy) nowe urządzenie transportowe Unibody. Jest ono przeznaczone do hermetycznego, podciśnieniowego transportu proszków i materiałów sypkich w atmosferze gazów. Zostało specjalnie zaprojektowane w taki sposób, aby spełniać bardzo wysokie wymagania higieniczne przemysłu farmaceutycznego.

PIAB Unibody posiada cylindryczny kształt oraz gładką powierzchnię. Urządzenie wykonane jest z polerowanej, nierdzewnej stali, co pozwala w istotnym stopniu zmniejszyć ilość resztek materiału pozostających w systemie. Ułatwia czyszczenie, ogranicza koszty obsługi oraz wydatnie poprawia wydajność produkcji.

Więcej informacji: *www.piab.com.*

■

PIAB Polska Sp. z o.o.
ul. Astronomów 1, 80-299 Gdańsk
www.piab.com

SPITZNAS NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSLPOATACJI

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

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

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

Do zakręcania i odkręcania śrub od M16 do M56

Do wiercenia w miejscach trudnodostępnych

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

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

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

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

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

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

TÜV DIN EN ISO 9001:2000

Józef Bednarczyk, Marek Bar

Automat do wycinania blach w impulsowym polu magnetycznym

W procesach przemysłowego wytwarzania ciągów rynnowych częstymi operacjami obróbczymi, w których uzyskuje się półprodukty do produkcji różnorodnych elementów instalacji rynnowych, jest cięcie miedzianych lub cynkowych blach o grubościach do 1 mm.

Wprowadzenie

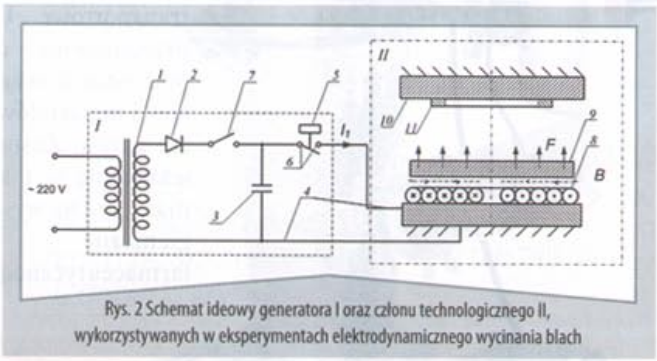
Zakłady przemysłowe wykonujące systemy rynnowe realizują cięcie głównie przy pomocy ręcznie obsługiwanych pras mechanicznych lub hydraulicznych o nacisku 300-1000 kN. Mankamentami takiej obróbki są: duży pobór mocy (również podczas biegu jałowego), przecieki oleju w prasach hydraulicznych, duża liczba czynności manualnych wykonywanych przez operatora (np. mocowanie blachy, usuwanie odpadu), odbieranie wyciętego elementu. Ponadto, duże gabarytowo prasy o znacznym ciężarze wymagają przestronnych i odpowiednio przygotowanych hal produkcyjnych.

W Katedrze Automatyzacji Procesów (KAP) Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie podjęto prace dotyczące zastosowania do cięcia wyżej wymienionych blach niekonwencjonalnej metody elektrodynamicznej, polegającej na wykorzystaniu sił działających na metalowe elementy umieszczone w impulsowym polu magnetycznym [2], [3] i [4]. Na początek zainteresowano się operacją wycinania kształtki, używanej po odpowiednim uformowaniu jako rynnowa zaślepka (rys. 1) [5]. Uzyskawszy w pierwszym, eksperymentalnym etapie badań potwierdzenie pełnej przydatności metody elektrodynamicznej do wycinania wspomnianych kształtek, w drugim etapie prac zaprojektowano zautomatyzowane gniazdo do ich produkcji, w którym wykorzystano napędy pneumatyczne.

Rys. 1 Rynnowa zaślepka

Elektrodynamiczne cięcie blach

Badania eksperymentalne wycinania blach realizowano w laboratorium KAP na stanowisku, w którego skład wchodził generator I oraz człon technologiczny II, przedstawione schematycznie na rys. 2. W skład stanowiska wchodził generator I oraz człon technologiczny II. Operacja elektrodynamicznego wycinania polegała na ładowaniu kondensatora 3 napięciem stałym uzyskanym z transformatora 1 i prostownika 2, przy zamkniętym łączniku 7. Osiągnięcie na okładkach kondensatora napięcia o wartości zadanej w komparatorze 5 powodowało zwarcie sterowanego komparatorem komutatora 6 i wyładowanie kondensatora prądem oscylacyjnym I_1 przez induktor 8, połączony z generatorem przewodami 4. W tym momencie następowało odepchnięcie obrabianej blachy 9, umieszczonej w niewielkiej odległości od zwojów induktora pod wpływem siły F, wywołanej wypadkowym polem magnetycznym o indukcji B wzbudzonym prądem I_1 oraz niepokazanym na rys. 2 prądem wirowym wyidukowanym w blasze.

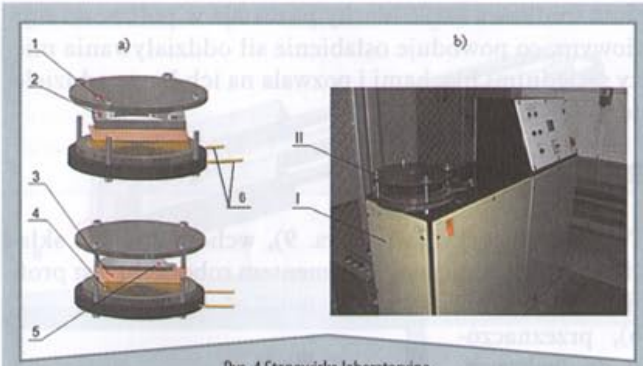


Rys. 2 Schemat ideowy generatora I oraz członu technologicznego II, wykorzystywanych w eksperymentach elektrodynamicznego wycinania blach

Końcowym efektem opisanego procesu było przecięcie blachy z udziałem umieszczonego na drodze jej ruchu wykrojniku 11, osadzonego w płycie oporowej 10. W eksperymentach wykorzystywano pokazany na rys. 3a płaski induktor nawinięty spiralnie miedzianym płaskownikiem oraz dwa rodzaje noży: jeden wykrawający blachę wzdłuż krawędzi wewnętrznej (rys. 3b) oraz drugi wycinający blachę wzdłuż krawędzi zewnętrznej (rys. 3c) [1].

Wzajemne usytuowanie części wchodzących w skład członu technologicznego oraz kompletne stanowisko wykorzystywane w laboratorium KAP do elektrodynamicznego wycinania blach pokazuje rys. 4. Podczas prób przecinana blacha 3 była układana bezpośrednio na izolowanej powierzchni zwojów płaskiego induktora 4, zaś wykrojnik 2 lub 5, osadzony w płycie mocującej, był dociskany za pomocą poka-

Rys. 3 Induktor (a) oraz noże (b i c) stosowane do wykrawania blach



Rys. 4 Stanowisko laboratoryjne.
a) – schemat przestrzenny elementów członu technologicznego: 1 – płyta mocująca nóż, 2 – nóż z wewnętrzną krawędzią tnącą, 3 – cięta blacha, 4 – induktor, 5 – nóż z zewnętrzną krawędzią tnącą, 6 – wyprowadzenia induktora;
b) stanowisko laboratoryjne: I – człon technologiczny, II – generator

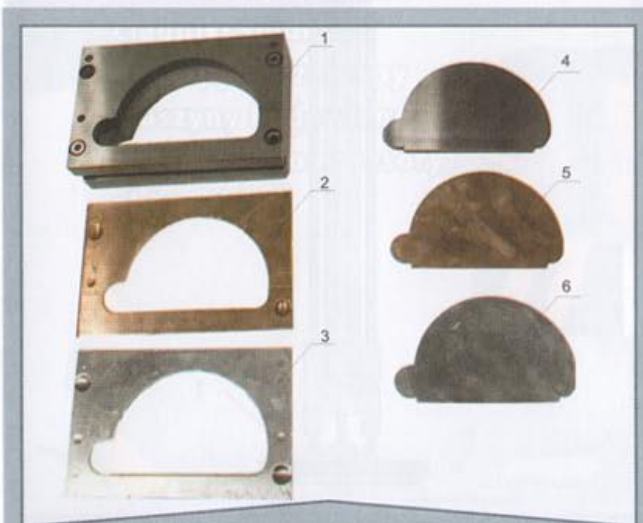
zanych na rysunku śrub i nakrętek do przeciwległej względem induktora powierzchni blachy; dzięki temu wyeliminowano jej poziome przesuwanie się podczas obróbki. Wycinano blachy miedziane, aluminiowe i cynkowe o grubościach 0,15-0,8 mm, przy energiach generatora uzyskiwanych poprzez nastawianie określonych wartości napięcia w komparatorze 5 (rys. 2). Przy odpowiednio dobranej, optymalnej dla określonej grubości blachy wartości energii uzyskiwano cięcie blach z dużą dokładnością wzdłuż całej krawędzi noża.

Rys. 5 przedstawia efekty wycinania otworów w blachach miedzianej 2 i cynkowej 3 przy użyciu noża 1 oraz wykrawania przy użyciu noża 4 kształtek z miedzi 5 i cynku 6, przeznaczonych do produkcji zaślepek (rys. 1).

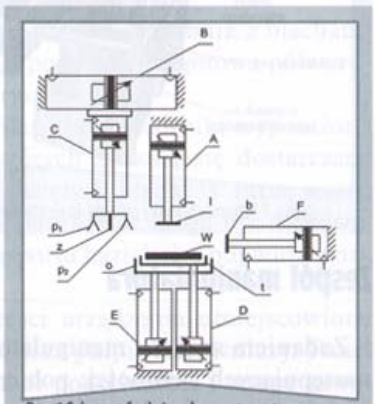
W dalszej części artykułu przedstawiono projekt zautomatyzowanego stanowiska do elektrodynamicznego wycinania kształtek 5 i 6, pokazanych na rys. 5.

Wstępny projekt automatu do elektrodynamicznego wykrawania kształtek

Opracowując konstrukcję zautomatyzowanego gniazda obróbczego założono, że zasadnicza operacja wycinania kształtek będzie realizowana metodą elektrodynamiczną, z wykorzystaniem członu technologicznego induktor – wykrojnik. Zdecydowano również o automatyzacji szeregu czynności typu „podaj – odbierz", występujących w cyklu obróbczym, takich jak: przemieszczenie blachy nad wykrojnik i jej pozycjonowanie, zapoczątkowanie procesu obróbczego, rozsunięcie elementów członu induktor – wykrojnik po obróbce, odłożenie wyciętej blachy do pojemnika gotowych wyrobów, usunięcie pozostałego odpadu. W myśl przyjętych założeń przewidziano pełną automatyzację procesu cięcia blachy – począwszy od momentu pobrania jej z podajnika, aż do chwili przesunięcia wyciętego elementu do pojemnika gotowych wyrobów. Na rys. 6 przedstawiony jest schemat funkcjonalny przyjętego rozwiązania zautomatyzowanego gniazda do cięcia blach, którego zaletą jest zwarta budowa, niewielka liczba koniecznych napędów oraz prosta konstrukcja. Decyduje to o stosunkowo niskim koszcie gniazda, w którym zastosowano napędy pneumatyczne.



Rys. 5 Efekty elektrodynamicznego wycinania otworów i wykrawania kształtek

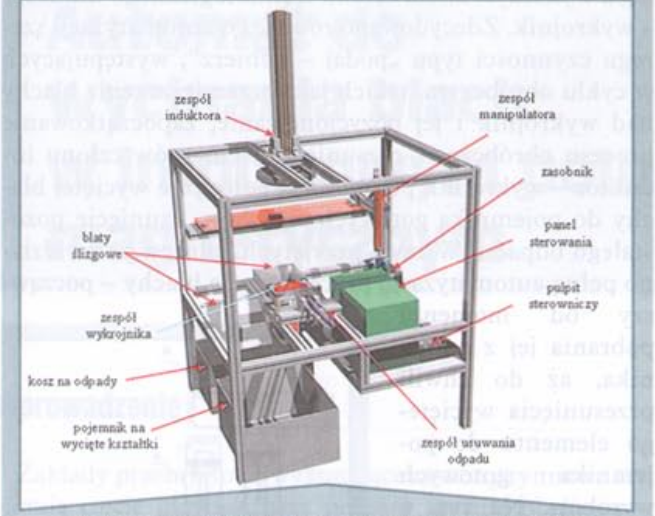


Rys. 6 Schemat funkcjonalny zautomatyzowanego gniazda obróbczego do wycinania blach

W projektowanym automacie funkcję manipulatora transportującego blachy i wycięte elementy pełnią dwa zespolone napędy liniowe *B* i *C* (rys. 6). Blacha pobierana jest za pomocą chwytaka podciśnieniowego wyposażonego w dwie przyssawki p_1 i p_2, oddzielone elastycznym zderzakiem z. Blacha przesunięta przez chwytak nad wykrojnik W opada na jego powierzchnię roboczą po zaniku podciśnienia w przyssawkach. Siłownik *A* służy do manewrowania induktorem *I* zamocowanym na tłoczysku siłownika. W czasie ruchu induktora ogranicznik *o*, ustalający położenie opadającej na wykrojnik blachy, jest przesuwany w dół za pomocą elementu wykonawczego siłownika *E* zabudowanego w konstrukcji ramowej. Po wykonaniu operacji cięcia induktor zostaje podniesiony z udziałem napędu *A* do wyjściowej pozycji górnej, a chwytak przenosi wycięty kształtownik do pojemnika z gotowymi półwyrobami. Odpad przesunięty do góry za pośrednictwem blatu oporowego *t*, związanego z tłoczyskiem napędu liniowego *D*, zostaje następnie zepchnięty do kosza przez końcówkę *b* połączoną z członem wykonawczym napędu liniowego *F*.

Konstrukcja części mechanicznej stanowiska obróbczego

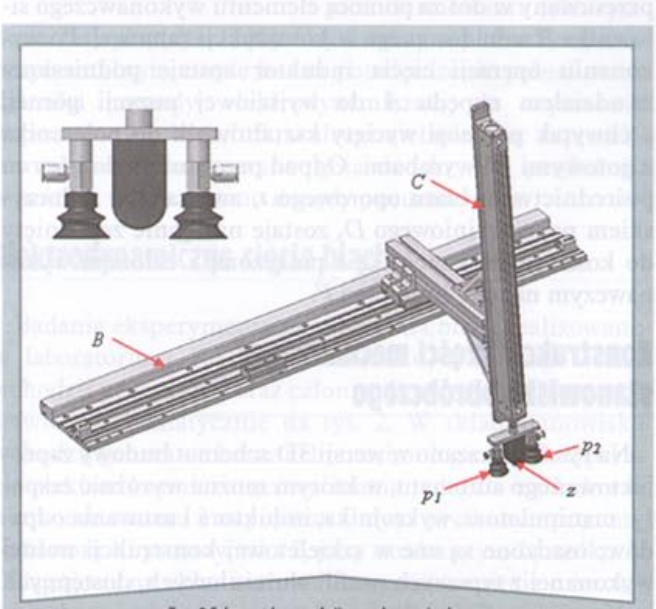
Na rys. 7 pokazano w wersji 3D schemat budowy zaprojektowanego automatu, w którym można wyróżnić zespoły: manipulatora, wykrojnika, induktora i usuwania odpadów; osadzone są one w szkieletowej konstrukcji nośnej wykonanej z typowych profili aluminiowych, dostępnych w ofercie handlowej firm.



Rys. 7 Schemat budowy gniazda do elektrodynamicznego wycinania kształtek

Zespół manipulatora

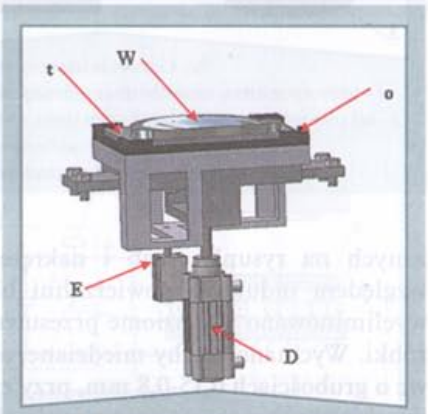
Zadaniem zespołu manipulatora (rys. 8) jest realizacja następujących czynności: pobieranie blachy z zasobnika i jej transport do obszaru roboczego wykrojnika, odbiór wyciętego kształtownika i przesunięcie go do pojemnika z gotowymi półwyrobami. W zespole przewidziano jednostkę manipulacyjną o dwóch stopniach swobody, wyposażoną w dwa napędy liniowe, zespolone za pomocą ramienia wykonanego z profilu aluminiowego. Siłownik B zapewnia poziomy przesuw zespołu manipulatora z możliwością zatrzymania członu wykonawczego w trzech położeniach. Siłownik C jest przeznaczony do pionowego przemieszczania chwytaka z dwiema przyssawkami p_1, p_2, zamocowanymi na końcu jego tłoczyska. Przyssawki służą do podnoszenia i utrzymywania elementów blaszanych w czasie transportu. Umieszczony między nimi zderzak z zapobiega ewentualnemu sklejaniu się blach podczas pobierania ich z zasobnika, bowiem w chwili wytworzenia w przyssawkach podciśnienia skrajne części blachy zostają oderwane od podłoża, natomiast środkowa część blachy pozostaje w położeniu wyjściowym, co powoduje osłabienie sił oddziaływania między sąsiednimi blachami i pozwala na ich łatwe oddzielenie.



Rys. 8 Schemat konstrukcji zespołu manipulatora

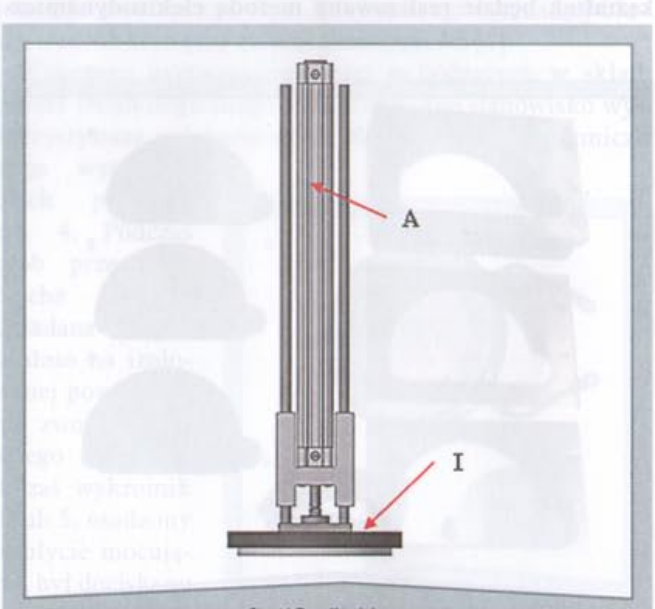
Zespół wykrojnika

W zespole wykrojnika (rys. 9), wchodzącym w skład członu technologicznego, elementem roboczym jest profilowy nóż W (rys. 5b), przeznaczony do wykrawania umieszczanej na nim blachy poddanej działaniu siły Lorentza. Zespół wykrojnika został wyposażony w ogranicznik o, wykonany w formie ruchomej ramki obejmującej wykrojnik W i sprzęgniętej z siłownikiem liniowym E, który służy do przesuwania ogranicznika powyżej lub poniżej poziomu wykrojnika. Zadaniem ogranicznika jest pozycjonowanie względem stacjonarnie zamocowanego noża, opadającej swobodnie na jego powierzchnię blachy po jej odpadnięciu od przyssawek chwytaka.

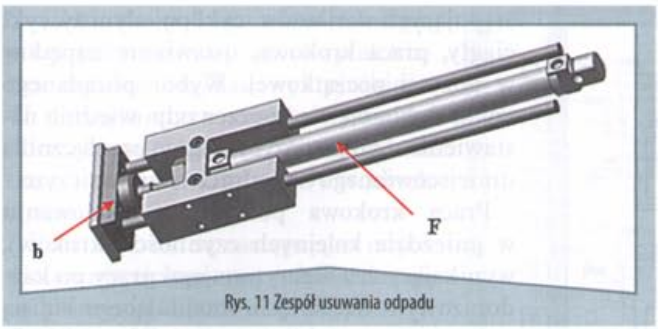


Rys. 9 Schemat konstrukcji zespołu wykrojnika

W skład zespołu wykrojnika wchodzi również ruchomy blat oporowy t, znajdujący się na zewnątrz noża i usytuowany względem niego współosiowo; jest on połączony z siłownikiem D. Blat zatrzymuje odpad odcięty z blachy podczas wykrawania kształtki. Po usunięciu półwyrobu tłoczysko siłownika D przesuwa blat wraz z odpadem do położenia, w którym możliwe jest jego zsunięcie do kosza.



Rys.10 Zespół induktora



Rys. 11 Zespół usuwania odpadu

Zespół induktora

W zespole induktora (rys. 10) zastosowano liniowy siłownik *A* z mechaniczną blokadą tłoczyska, przeznaczony do umieszczania induktora *I* nad blachą w pozycji roboczej przed operacją cięcia, a następnie wycofania induktora do położenia początkowego po wycięciu kształtki. Na tłoczysku siłownika *A* osadzona jest stalowa obudowa induktora, zaś siłownik został zamocowany w konstrukcji nośnej gniazda. W zespole przewidziano użycie siłownika z mechaniczną blokadą tłoczyska w celu wyeliminowania chwilowych przeciążeń siłownika wywołanych działaniem na zwoje induktora siły Lorentza, powstającej w momentach wyładowania baterii kondensatorów.

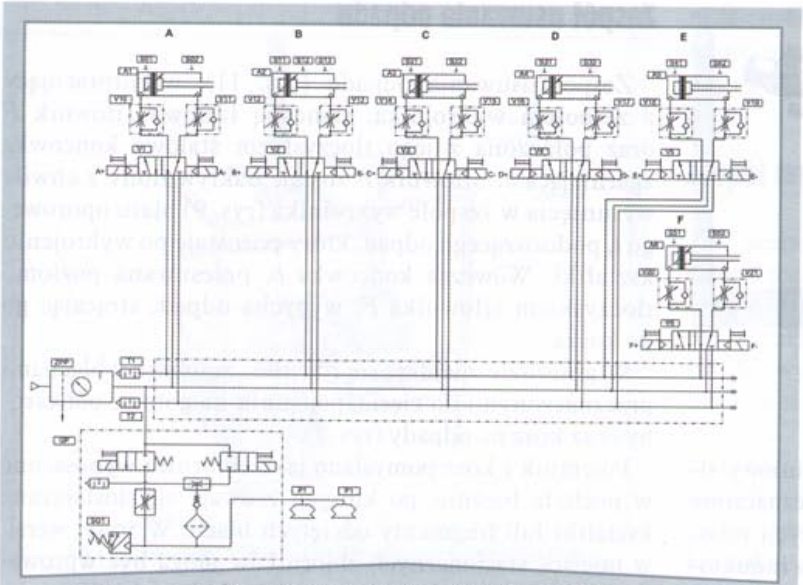
Zespół usuwania odpadu

Zespół usuwania odpadu (rys. 11), współpracujący z zespołem wykrojnika, stanowią liniowy siłownik *F* oraz połączona z jego tłoczyskiem stalowa końcówka zgarniająca *b*. Siłownik *F* zostaje uaktywniony z chwilą wysunięcia w zespole wykrojnika (rys. 9) blatu oporowego *t*, podnoszącego odpad, który pozostaje po wykrojeniu kształtki. Wówczas końcówka *b*, przesuwana poziomo tłoczyskiem siłownika *F*, wypycha odpad, strącając go do kosza.

W gnieździe znajdują się również: zasobnik z blachami przeznaczonymi do cięcia, pojemnik na gotowe półwyroby oraz kosz na odpady (rys. 7).

Pojemnik i kosz pomyślano jako zbiorniki wyposażone w pochyłe bieżnie, po których zsuwają się dostarczane kształtki lub fragmenty odciętych blach. W innej wersji w miejsce stacjonarnych zbiorników mogą być wprowadzone taśmociągi do transportu kształtek i odpadów poza obręb gniazda.

W niezabudowanej części urządzenia umiejscowione zostały panel sterowania oraz pulpit sterowniczy. Panel sterowania mieści generator podciśnienia i wyspę zaworową wraz niezbędnym okablowaniem, zaś w pulpicie znalazły miejsce: sterownik, przyciski, nastawniki i wskaźniki.



Rys. 12 Schemat pneumatycznego układu napędowego gniazda

Oprzyrządowanie zautomatyzowanego gniazda obróbczego

Rys. 12 przedstawia schemat pneumatycznego układu napędowego zautomatyzowanego gniazda. Na schemacie oznaczono:

- *A-F* – pneumatyczne siłowniki tłoczyskowe dwustronnego działania, których zastosowanie przedstawiono przy opisie konstrukcji gniazda,
- *V1-V6* – zawory rozdzielające pięciodrogowe, dwupołożeniowe,
- *V10-V21* – zawory dławiąco-zwrotne, umożliwiające nastawiania prędkości w siłownikach pneumatycznych,
- *S01-S52* – zbliżeniowe czujniki indukcyjne, przeznaczone do sygnalizowania osiągnięcia przez tłoki siłowników pneumatycznych krańcowych położeń; w przypadku siłownika B sygnalizowane jest również (przy pomocy czujnika S12) osiągnięcie przez tłok położenia środkowego,
- *GP* – zespół chwytaka podciśnieniowego wyposażony w elektrozawór sterujący przepływem powietrza do ejektora, czujnik podciśnienia *SG1*, elektrozawór wytwarzający impuls wyrzutowy oraz tłumik hałasu,
- *ZPP* – zespół przygotowania powietrza,
- *T1, T2* – tłumiki hałasu.

Dodatkowo w gnieździe zainstalowano niepokazane na schemacie czujniki przeznaczone do wykrywania lub sprawdzania: obecności blachy w zasobniku – *SC1*, odległości chwytaka od powierzchni blachy – *SC2*, obecności blachy w roboczym obszarze wykrojnika – *SC3*, pojawienia się wyciętej kształtki w pojemniku gotowych wyrobów – *SC4*, pojawienia się odciętego odpadu blachy w koszu – *SC5*. Przewidziano również czujnik *SG2*, sygnalizujący wyładowanie baterii kondensatorów.

Układ sterowania

W zaprojektowanym urządzeniu przewidziano cztery tryby pracy, pozwalające eksploatować go w jednym z następujących wariantów: cykl pojedynczy, cykl ciągły, praca krokowa, ustawianie napędów w pozycji początkowej. Wybór pożądanego trybu dokonuje się poprzez odpowiednie nastawienie czteropozycyjnego przełącznika umiejscowionego na pulpicie sterowniczym.

Praca krokowa polega na inicjowaniu w gnieździe kolejnych czynności (kroków), wynikających z algorytmu jego pracy po każdorazowym naciśnięciu znajdującego się na pulpicie monostabilnego przycisku START. Tryb ten ułatwia obsługę serwisową w przypadku awarii bądź wymiany elementów konstrukcyjnych urządzenia. W cyklu pojedynczym urządzenie realizuje jeden cykl pracy. Pozwala to na ocenę działania gniazda przy zamierzonych zmianach nastaw elementów regulacyjnych, dokonywanych w układzie napędowym. Cykl ciągły inicjowany z pulpitu polega na powtarzalnej realizacji pojedynczych cykli pracy do momentu wyłączenia urządzenia. Tryb ustawiania napędów w pozycji początkowej, wywoływany z pulpitu, doprowadza wszystkie napędy w urządzeniu do położeń początkowych. Praca gniazda przebiega zgodnie z liniowym algorytmem sterowania, w którym następstwo kolejnych kroków (stanów pracy) jest uwarunkowane zaistnieniem kroków bezpośrednio poprzedzających, przy równoczesnym spełnieniu narzuconych warunków zewnętrznych. Informacje o zaistnieniu określonych stanów w pracy urządzenia są uzyskiwane z wymienionych wcześniej binarnych czujników współpracujących z programowalnym sterownikiem przemysłowym, realizującym odpowiednie następstwo kroków.

Algorytm pracy automatu dla pełnego cyklu wynika z przedstawionego na rys. 13 diagramu sporządzonego w języku GRAFCET. Oznaczono na nim: ponumerowane kolejno kroki; przejścia określające zaistniałe warunki; połączenia. Symbole umieszczone w diagramie zostały opisane w tekście oraz na rysunkach 8-13.

Opis pełnego cyklu w automatycznym trybie pracy gniazda

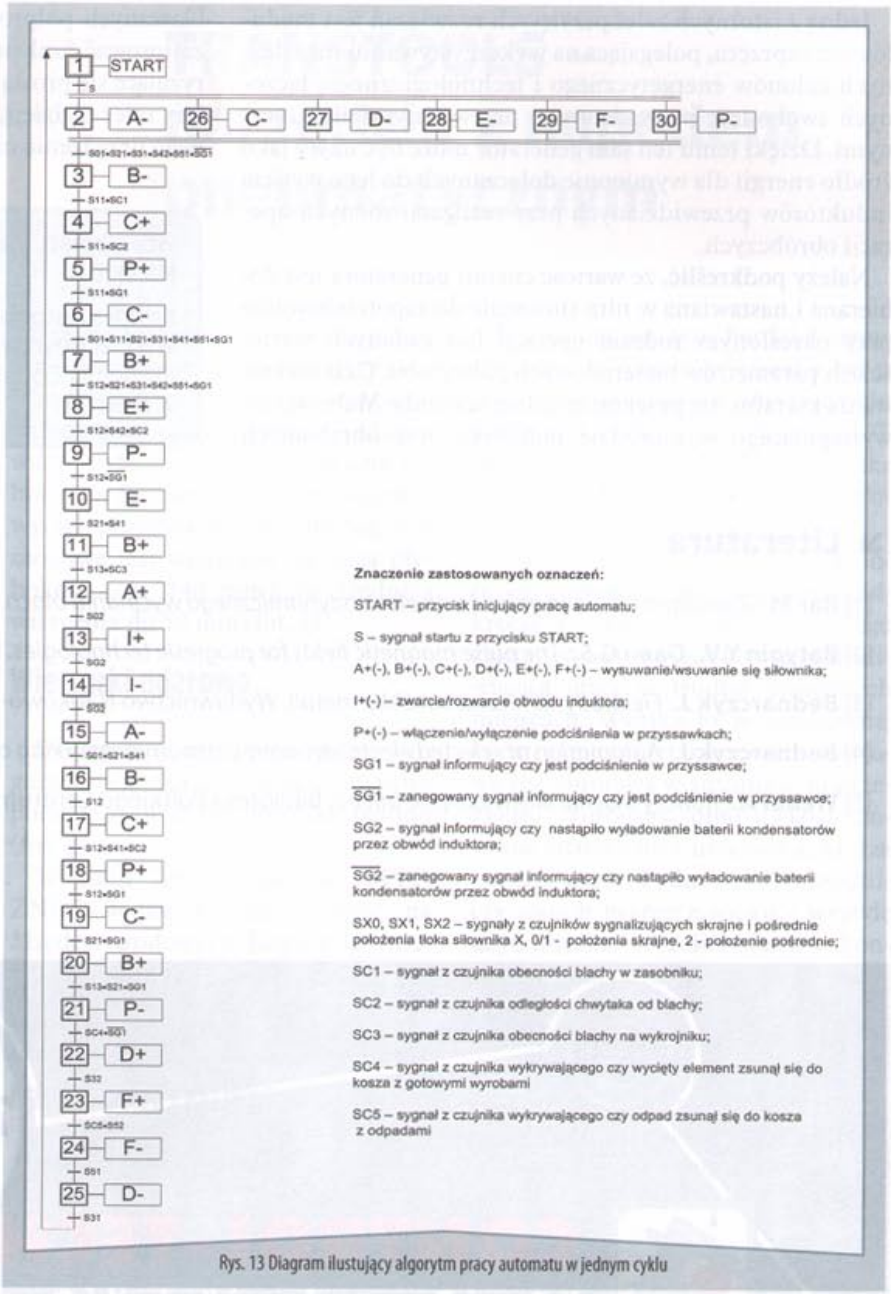
Cykl pracy gniazda rozpoczyna się od stanu początkowego, w którym tłoczyska wszystkich siłowników są wsunięte i odcięty jest dopływ powietrza do przyssawek w chwytaku podciśnieniowym. Wówczas chwytak jest uniesiony i znajduje się nad zasobnikiem, mieszczącym blachy przeznaczone do cięcia. Po wykryciu przez czujnik *SC1* obecności blachy w zasobniku następuje opuszczenie chwytaka, przemieszczanego wysuwającym się tłoczyskiem siłownika *C* (*C+*). W momencie pojawienia się sygnału z ultradźwiękowego czujnika *SC2*, informującego o osiągnięciu wymaganej wysokości chwytaka nad blachą, następuje doprowadzenie powietrza do ejektora, a powstające wówczas w komorze przyssawek podciśnienie (*P+*) wywołuje pobranie przez chwytak blachy. Dalszymi krokami są wsunięcie tłoczyska siłownika *C* (*C+*) i podniesienie chwytaka, a następnie wysuw tłoczyska siłownika

B ($B+$) do położenia pośredniego, w którym niesiona przez chwytak blacha znajdzie się nad wykrojnikiem. W dalszym ciągu zostaje wysunięte tłoczysko siłownika E ($E+$), podnoszące ogranicznik o (rys. 9) w obręb wykrojnika.

Kolejne kroki są następujące: odpowietrzenie ejektora wywołujące zanik podciśnienia w komorach przyssawek chwytaka ($P-$), co przy równoczesnym powstaniu impulsu wyrzutowego, powoduje opadnięcie blachy na wykrojnik; obniżenie ogranicznika o poniżej poziomu wykrojnika wywołane wsunięciem tłoczyska siłownika E ($E-$). W tym momencie blacha jest ułożona na powierzchni noża. W dalszym ciągu trwania cyklu następuje pełny wysuw tłoczyska siłownika B w skrajne położenie ($B+$), co powoduje przesunięcie chwytaka poza wykrojnik. Następne kroki w pracy gniazda: wysunięcie tłoczyska siłownika A ($A+$), przemieszczającego induktor do zetknięcia go z powierzchnią ciętej blachy, ułożonej na wykrojniku; zwarcie komutatora w obwodzie wyładowywanej baterii kondensatorów ($I+$), powodujące powstanie siły Lorentza wycinającej z blachy kształtkę (powstający odpad opada na blat t stołu w zespole wykrojnika); rozwarcie obwodu wyładowania kondensatora ($I-$); wsunięcie tłoczyska siłownika A ($A-$), który podnosi induktor do pozycji wyjściowej.

Kilka dalszych stanów w pracy automatu dotyczy przeniesienia wyciętej kształtki do pojemnika. W kolejności są to następujące kroki: przesunięcie chwytaków nad wykrojnik wraz z wsuwającym się do położenia pośredniego tłoczyskiem siłownika B ($B-$); wysunięcie tłoczyska siłownika C ($C+$), powodujące opuszczenie chwytaka nad powierzchnię wyciętej kształtki; uaktywnienie przyssawek ($P+$) i uchwycenie kształtki przez chwytak; uniesienie kształtki ponad wykrojnik przez chwytak prowadzony wsuwającym się tłoczyskiem siłownika C ($C-$); pełne wysunięcie tłoczyska siłownika B ($B+$), po którym kształtka znajdzie się nad pojemnikiem z gotowymi wyrobami; odpowietrzenie przyssawek chwytaka ($P-$), czego skutkiem jest opadnięcie kształtki na pochyłą bieżnię kierującą półwyrób do pojemnika.

Ostatnie kroki w pracy gniazda dotyczą operacji usuwania odpadu. Odbywa się ona w następującym ciągu: wysunięcie tłoczyska siłownika D ($D+$), powodujące przemieszczenie ku górze blatu oporowego t unoszącego odpad; wysunięcie tłoczyska siłownika F ($F+$) wraz z końcówką b, która strąca odpad do kosza. Po wycofaniu się tłoczysk siłowników F ($F-$) i D ($D-$) następuje wsunięcie tłoczyska siłownika B ($B-$), co jest ostatnim krokiem w cyklu pracy gniazda. Kolejny cykl zostanie rozpoczęty z chwilą pojawienia się sygnału z czujnika *SC1*, informującego o obecności blachy w zasobniku blach przeznaczonych do cięcia.



Rys. 13 Diagram ilustrujący algorytm pracy automatu w jednym cyklu

Zakończenie

Przedstawione w artykule zautomatyzowane gniazdo pomyślano jako urządzenie innowacyjne. Stosując do wycinania kształtek z nieżelaznych blach o ograniczonej grubości technologię elektrodynamiczną eliminuje się ciężką prasę, a konieczne czynności manipulacyjne zostają ograniczone do minimum.

Ze względu na brak bezpośredniego kontaktu narzędzia z powierzchnią blachy kształtki są wycinane bez konieczności smarowania, zaś uzyskane wyroby charakteryzują się wysoką jakością.

Jedną z istotnych zalet przyjętych rozwiązań jest modułowość osprzętu, polegająca na wykorzystywaniu niezależnych członów energetycznego i technologicznego, łączonych swobodnie prowadzonymi przewodnymi elektrycznymi. Dzięki temu ten sam generator może być użyty jako źródło energii dla wymiennie dołączanych do jego wyjścia induktorów przewidzianych przy realizacji różnych operacji obróbczych.

Należy podkreślić, że wartość energii generatora jest dobierana i nastawiana w nim stosownie do zapotrzebowania przy określonym rodzaju operacji lub zadanych wartościach parametrów materiałowych półwyrobu. Czas wykrawania kształtu nie przekracza jednej sekundy. Małe ciężary występującego w gnieździe induktora oraz obrabianych blaszanych półproduktów i finalnych kształtek pozwoliły zastosować funkcjonalne napędy pneumatyczne, charakteryzujące się prostą budową, łatwą obsługą i niską ceną. Należy mieć nadzieję, że wdrożenie do przemysłu proponowanego urządzenia nie napotka na większe trudności. ■

Prof. dr hab. inż. Józef Bednarczyk
Marek Bar

Katedra Automatyzacji Procesów
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica
w Krakowie

Literatura

[1] **Bar M.**: *Zautomatyzowane gniazdo do elektrodynamicznego wycinania blach*. Praca dyplomowa AGH Kraków, 2008.

[2] **Batygin Y.V., Daen G.S.**: *The pulse magnetic fields for progresie technologies*. Kharkov, Columbus 1999.

[3] **Bednarczyk J.**: *Elektrodynamiczna obróbka metali*. Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH Kraków, 2007.

[4] **Bednarczyk J.**: *Automation of selected electrodynamic plastic metalworking operations*. Mechanics, 2006, nr 4.

[5] **Weber K.**: *Roboty blacharskie w obrębie dachu*. Biblioteka Polskiego Centrum Promocji Miedzi, Wrocław, 2005.

Firma Transtools z Lublina jest współproducentem i wyłącznym dystrybutorem renomowanych narzędzi SPITZNAS.

TRANSTOOLS – narzędzia z napędem pneumatycznym

Oferta jest ogromna i obejmuje: piły taśmowe, piły brzeszczotowe, piły łańcuchowe, piły szablowe, klucze udarowe, zakrętarki kątowe, wiertarki kątowe, szlifierki kątowe, szlifierki osiowe, oczyszczarki do rdzy, wentylatory przemysłowe, odkurzacze przemysłowe, młotki udarowe, ubijaki, gwintownice, urządzenia do czyszczenia rur, silniki pneumatyczne, urządzenia do demontażu palet, młoty do przecinania i nitowania oraz wiele innych urządzeń.

Marka SPITZNAS znana jest na rynku europejskim z najwyższej jakości, niezawodności oraz niskich kosztów eksploatacji narzędzi pneumatycznych. Narzędzia oferowane są w dwóch wersjach: górniczej oraz ogólnoprzemysłowej. Urządzenia w wersji przeciwwybuchowej wykonane są ze specjalnego stopu o nazwie Zamak, dopuszczonego do prac w strefach zagrożonych wybuchem.

Firma oferuje szereg unikatowych produktów na rynku polskim. Są to m.in.:

Wiertarki rdzeniowe na podporze magnetycznej

Szczególną zaletą tej konstrukcji jest stabilne umocowanie wiertarki – dzięki zastosowaniu silnego magnesu (uruchamianego pneumatycznie). Wiertarka wyposażona jest w system chłodzenia, dzięki czemu zredukowano szybkość zużycia narzędzia roboczego. Po zainstalowaniu dodatkowych przystawek przedłużających możliwe jest wiercenie na dużą głębokość (ok. 140 mm), ze średnicą wiercenia do 52 mm (fot. 1).

Wiertarki udarowe

Dostępne są wersje do zastosowań górniczych (przeciwwybuchowych), podwodnych i do obróbki betonu (fot. 2).

W roku 2009 urządzenia SPITZNAS będzie można obejrzeć na Międzynarodowych Targach Górnictwa, Hutnictwa i Metalurgii w Katowicach. Targi odbędą się w terminie od 1 do 4 września 2009 roku.

Nagrodzony zakrętak

Z prawdziwą przyjemnością informujemy, że podczas Targów MINING EXPO, jakie odbyły się w dniach 9-12 września 2008 roku w Sosnowcu, otrzymaliśmy nagrodę dla najlepszego produktu: pneumatycznego zakrętaka ze wzmacniaczem momentu SPITZNAS (nr 6 5009 0010 – fot. 3).

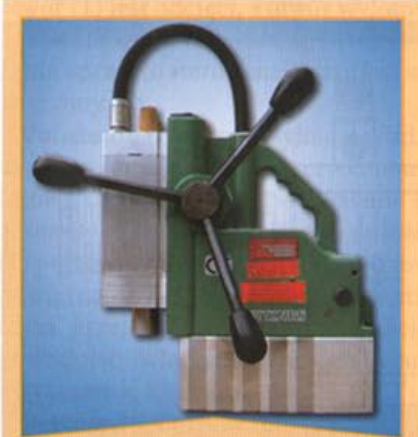
Jest to dla nas tym bardziej cenna nagroda, że została przyznana przez prezesów koncernów wydobywczych: KHW S.A., KW S.A., JSW S.A., LW Bogdanka S.A., KGHM Polska Miedź, PKW S.A. w kategorii „Poprawa bezpieczeństwa".

Zakrętak ze wzmacniaczem momentu jest stosowany do zakręcania i odkręcania połączeń śrubowych. Jego zaletą jest obrotowa rękojeść, umożliwiająca pracę w trudno dostępnych miejscach. Wynika to ze szczególnej konstrukcji zakrętaka: część chwytowa jest obrotowa w stosunku do przekładni (korpusu), umożliwiając dowolne sterowanie i ustawienie klucza podczas pracy. Podnosi to w zasadniczy sposób bezpieczeństwo i wygodę użytkownika. W zakrętakach o konstrukcji stałej wraz z obrotem korpusu głównego klucza obraca się uchwyt, co może spowodować pracę użytkownika w niewygodnej pozycji lub nawet zagrożenie wypadkiem.

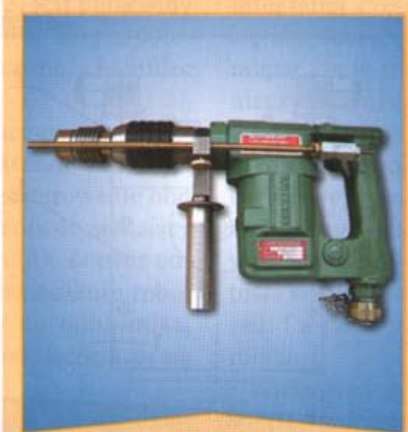
Zapraszamy do współpracy, zachęcając do próbnego zakupu zakrętaka ze wzmacniaczem momentu SPITZNAS. ■

Artykuł promocyjny

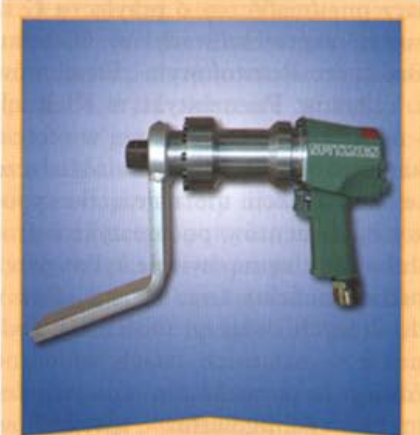
Transtools sp. z o.o.
www.transtools.pl



Fot. 1 Wiertarka rdzeniowa na stopie magnetycznej



Fot. 2 Wiertarka udarowa



Fot. 3 Zakrętak nagrodzony na Targach MINING EXPO

Józef Barycki, Janusz Matyas

Zdwojone rozdzielacze pneumatyczne, typoszereg, testy niezawodności

Bezpieczeństwo pracy jest dzisiaj podstawowym warunkiem użytkowania maszyn i urządzeń przemysłowych. Szczególnie wysokie wymagania dotyczą urządzeń, których praca związana jest z ruchem i oddziaływaniem siły o dużych wartościach.

Wprowadzenie

W układach napędowych i sterujących urządzeń przemysłowych często wykorzystywana jest energia sprężonego powietrza. Należą do nich między innymi prasy mechaniczne o ruchu przerywanym, gdzie stosowane są zespoły sprzęgłowo-hamulcowe napędzane pneumatycznie. Z doświadczenia wiadomo, że w trudnych warunkach eksploatacyjnych nawet najstaranniej wykonany element sterujący może zostać uszkodzony i „zawiesić się" lub działać wadliwie na skutek zanieczyszczenia lub postępującego zużycia.

W przypadku pras z napędem mechanicznym przypadek zawieszenia zaworu w położeniu otwartego przepływu mógłby spowodować niezamierzony ruch prasy i zagrożenie dla obsługującego. Dlatego korzystnym rozwiązaniem jest wykorzystywanie w układach sterujących pras zaworów o specjalnej podwójnej budowie, tzw. zdwojonych rozdzielaczy pneumatycznych, których działanie charakteryzuje się dublowaniem funkcji sterującej urządzenia.

Działanie rozdzielacza polega na awaryjnym odcięciu dopływu powietrza do sprzęgła w przypadku zakłóceń w pracy jednego z dwóch zaworów wchodzących w skład rozdzielacza. Następstwem tego jest zatrzymanie się prasy. Prawdopodobieństwo, aby dwa zawory jednocześnie zawiodły, jest znikomo małe, dlatego zastosowanie zdwojonego rozdzielacza praktycznie zapewnia bezpieczeństwo pracy dla operatora maszyny.

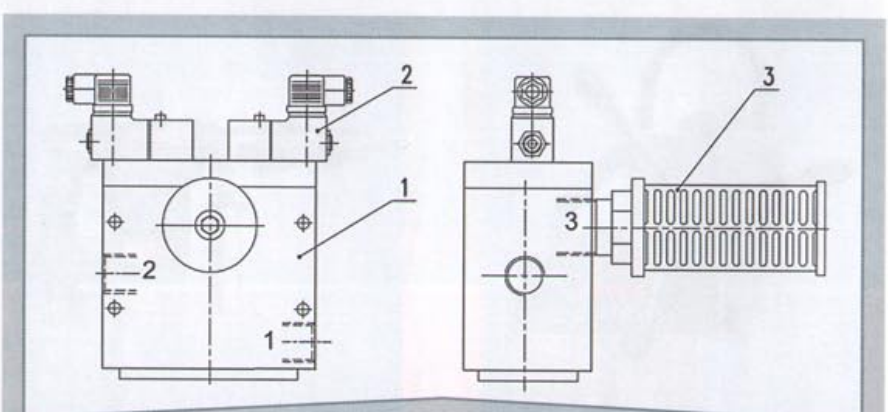
Opisany wyżej zdwojony rozdzielacz pneumatyczny o przyłączu G ¾ został zaprojektowany w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach i od kilku lat znajduje się w ofercie katalogowej Ośrodka. Rozdzielacze tej konstrukcji nie należą do typowych elementów pneumatyki i produkowane są na świecie tylko przez nieliczne firmy (np. Herion, Ross), do których dołączył OBREiUP. Jednakże w ostatnich latach widoczne rosnące zapotrzebowanie na ten element zobligowało specjalistów Ośrodka do opracowania innych wielkości rozdzielaczy. Kolejnym etapem było wdrożenie zdwojonego rozdzielacza o wielkości przyłącza G 1, a w ubiegłym roku wprowadzono do produkcji rozdzielacz o przyłączu G ½. Obecnie w ofercie Ośrodka znajduje się typoszereg zdwojonych rozdzielaczy: G ½, G ¾ i G 1.

Zdwojone rozdzielacze pneumatyczne wytwarzane są w wykonaniu podstawowym oraz w wersji rozszerzonej z kontrolą położeń, poprzez zastosowanie dodatkowych elementów monitorujących pracę zaworów grzybkowych. Wyposażone są dodatkowo w dwa elementy nadzorujące położenie zaworów grzybkowych: nieprzesterowane lub przesterowane. Takimi elementami nadzoru są przekaźniki pneumoelektryczne lub bezstykowe czujniki indukcyjne. Kontrola położeń może być wykorzystana do wyłączania układu elektrycznego sterowania prasą w przypadkach awaryjnych.

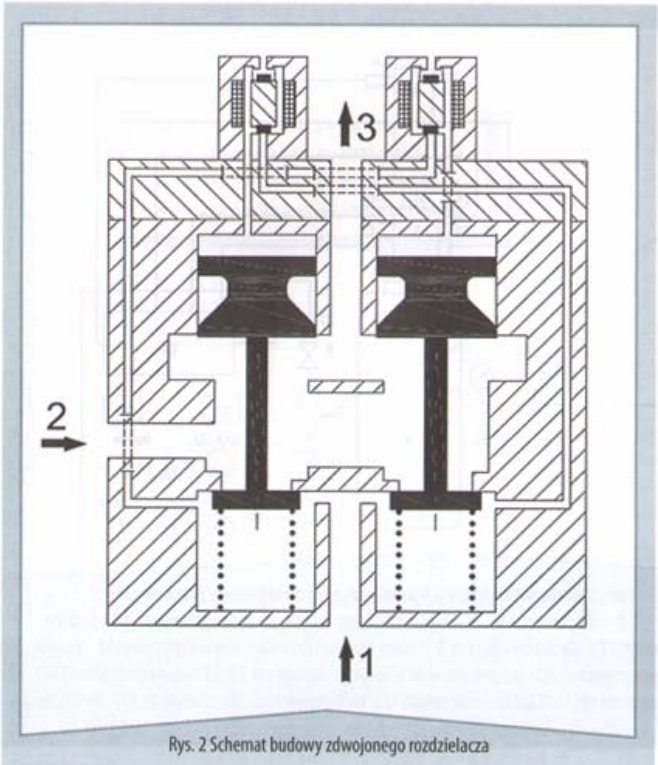
Budowa i działanie

Cechy charakterystyczne konstrukcji zdwojonego rozdzielacza pneumatycznego oraz podstawowe zasady działania przedstawiono na rys. 1.

Zdwojony rozdzielacz składa się z dwóch bliźniaczych zaworów grzybkowych 3/2 umieszczonych we wspólnym korpusie, z których każdy sterowany jest osobnym pilotem – elektrozaworem. Oba elektrozawory pracują równolegle, niezależnie jeden od drugiego.



Rys. 1 Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny:
1 – korpus; 2 – elektrozawór (pilot); 3 – tłumik hałasu



Rys. 2 Schemat budowy zdwojonego rozdzielacza

Zdwojony rozdzielacz posiada po jednym, wspólnym dla obu zaworów, otworze zasilającym „1", otworze wyjściowym „2" i otworze odpowietrzającym „3". W otwór odpowietrzający „3" wkręcony jest tłumik hałasu, który stanowi integralną część rozdzielacza.

Budowę zdwojonego rozdzielacza przedstawiono na rys. 2.

Działanie zdwojonego rozdzielacza polega na bezpiecznym włączaniu i wyłączaniu sprzęgła maszyny oraz awaryjnym zatrzymaniu prasy w przypadku jakiejkolwiek nieprawidłowości w pracy układu sterującego.

W cyklu pracy maszyny występują trzy stany rozdzielacza:

- położenie spoczynkowe – nieprzesterowany;
- położenie robocze – przesterowany;
- położenie bezpieczeństwa – awaryjny.

Położenie spoczynkowe zdwojonego rozdzielacza charakteryzuje się tym, że dopływ powietrza zasilającego otwór (1) jest odcięty, a otwór wylotowy (2) jest połączony z atmosferą przez otwór odpowietrzający (3). W tym położeniu sprzęgło sterowanej prasy jest wyłączone, a hamulec włączony.

Położenie robocze przyjmuje rozdzielacz po równoczesnym podaniu napięcia na cewki obu elektrozaworów (pilotów), co powoduje ich zadziałanie i przesterowanie obu zaworów grzybkowych. W tym położeniu otwór zasilający (1) połączony jest z otworem wyjściowym (2), a otwór odpowietrzający (3) jest odcięty. Powietrze o ciśnieniu roboczym przepływa przez otwór wyjściowy do odbiornika, powodując włączenie sprzęgła uruchamiającego prasę i wyłączenie hamulca.

Położenie bezpieczeństwa jest stanem zapewniającym bezpieczeństwo maszyny, w który przechodzi rozdzielacz w przypadku nieprzesterowania któregoś z zaworów grzybkowych, np. na skutek uszkodzenia elektrozaworu, przerwania dopływu prądu i nierównoczesnego podania impulsów elektrycznych do zaworów grzybkowych, zakleszczenia jednego z zaworów w położeniu dolnym lub górnym itp. W tym położeniu większość powietrza zasilającego zostaje skierowana do otworu odpowietrzającego (3) i wypływa do atmosfery, a do otworu wyjściowego (2) – do odbiornika – dopływa tylko część powietrza o ciśnieniu resztkowym, które nie powoduje włączenia sprzęgła.

Badania zdwojonego rozdzielacza

Produkowane w Ośrodku zdwojone rozdzielacze pneumatyczne poddawane są badaniom pełnym i odbiorczym, wg opracowanych Warunków Odbioru Technicznego, na zbudowanym do tego celu stanowisku badawczym. Badania przeprowadza się pod kątem wymagań bezpieczeństwa dla pras mechanicznych, pracujących ruchem przerywanym.

Jedną z ważniejszych cech gwarantujących eliminowanie zagrożeń podczas sterowania maszyny jest przechodzenie zdwojonego rozdzielacza w stan bezpieczeństwa w przypadku jakichkolwiek zakłóceń w pracy elementów sterujących. Dlatego w cyklu badań zdwojonych rozdzielaczy przeprowadza się próby specjalne i pomiary parametrów charakterystycznych, wpływających na ich niezawodność i jakość. Należą do nich:

- sprawdzenie szczelności zaworów grzybkowych w położeniu dolnym i górnym;
- sprawdzenie przechodzenia rozdzielacza w położenie bezpieczeństwa, wywołane symulowanym zawieszeniem jednego z zaworów;
- sprawdzenie, w położeniu bezpieczeństwa, ciśnień resztkowych, które nie spowodują przesterowania maszyny;
- pomiar czasów napełniania i opróżniania zbiornika, które warunkują wymaganą szybkość sterowania maszyny;
- pomiar poziomu hałasu.

Niemniej istotnym wymaganiem w odniesieniu do zastosowania zdwojonego rozdzielacza jest ograniczenie hałasu. Dlatego odpowiednio dobrany tłumik hałasu jest integralną częścią każdego rozdzielacza. Nie dopuszcza się eksploatacji zaworu bez tłumika. Trzeba jednak pamiętać, że w trakcie eksploatacji tłumik hałasu ulega zanieczyszczeniu, co powoduje zmniejszenie przepływu powietrza. Szczególne ważne jest to w położeniu bezpieczeństwa zdwojonego rozdzielacza, gdyż zbytnie ograniczenie wypływu powietrza do atmosfery może spowodować wzrost ciśnienia resztkowego powyżej wymaganej wartości. Konieczne jest więc okresowe sprawdzanie wartości ciśnienia resztkowego, a także czystości tłumika hałasu i w razie potrzeby oczyszczenie wkładu lub jego wymiana.

Niebagatelny wpływ na prace rozdzielacza ma jakość sprężonego powietrza. Praktyka pokazuje, że często użytkownicy zbyt mało uwagi poświęcają jakości powietrza

zasilającego. Tymczasem stosowanie powietrza nadmiernie zaolejonego lub o nieodpowiedniej czystości zwiększa prawdopodobieństwo szybkiego zatkania porów wkładu tłumiącego i w konsekwencji ograniczenia wypływu powietrza, co może zakłócać pracę zaworu.

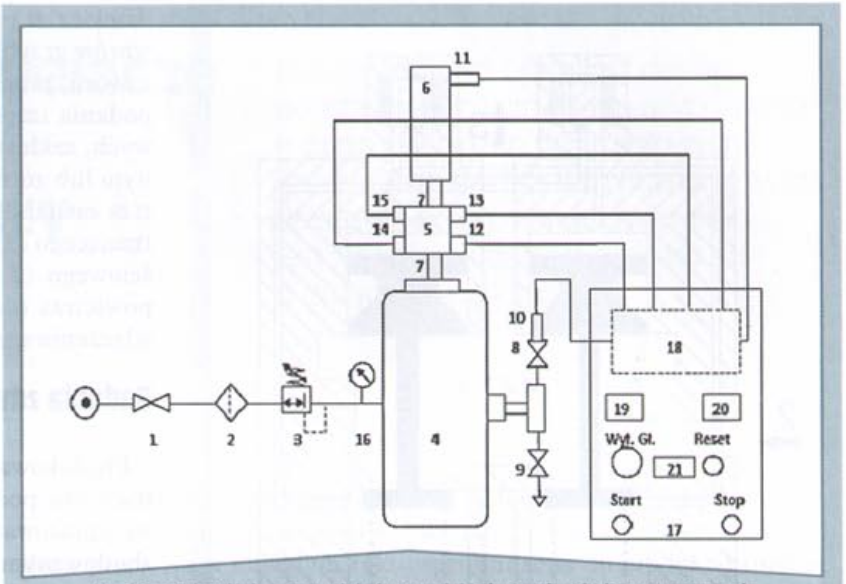
Na utratę parametrów tłumika ma także wpływ długotrwała praca rozdzielacza. Ten aspekt zagadnienia uwzględniono podczas badań zdwojonego rozdzielacza G ¾, przeprowadzonych w próbie do jednego miliona cykli przesterowań.

Przebieg próby trwałości rozdzielacza

Próbę przeprowadzono przy następujących warunkach:

- ciśnienie zasilania 0,4 MPa;
- z częstotliwością przesterowań 60 cykli/min;
- wypływ powietrza do atmosfery dławiony tłumikiem hałasu;
- powietrze smarowane mgłą olejową.

W celu zbliżenia do typowych warunków przemysłowych, badany rozdzielacz zabudowano na zbiorniku umieszczonym na wolnym powietrzu. Podczas badań temperatura powietrza otaczającego wynosiła od 0 do 18 stopni Celsjusza. W czasie próby wymagana była całkowita niezawodność pracy rozdzielacza, rozumiana jako brak zawieszania któregokolwiek zaworu w położeniu dolnym lub górnym. Do badań wykorzystano stanowisko i układ pomiarowy przedstawiony na rys. 3.



Rys. 3 Stanowisko i układ pomiarowy do badania trwałości zdwojonych rozdzielaczy pneumatycznych: 1 – zawór odcinający G 1; 2 – filtr powietrza G 1; 3 – zawór redukcyjny G 1; 4 – zbiornik wyrównawczy; 5 – badany zawór; 6 – zbiornik kontrolny; 7 – złączka dwustronna; 8 – zawór czujnika ciśnienia; 9 – zawór spustowy; 10 – czujnik ciśnienia w zbiorniku wyrównawczym; 11 – czujnik ciśnienia w zbiorniku kontrolnym; 12, 13 – wtyki elektryczne EVP1 i EVP2; 14, 15 – wtyki elektryczne PPE1 i PPE2; 16 – manometr; 17 – szafa sterownicza; 18 – sterownik; 19 – licznik czasu; 20 – wyświetlacz sterownika; 21 – przełącznik wyboru próby

Zakres badań trwałości przeprowadzonej podczas próby do 1 mln cykli obejmował sprawdzanie szczelności wewnętrznej i próbę bezpieczeństwa z pomiarem ciśnień resztkowych, wykonywane co 100 tys. cykli przesterowań. Warunek bezpieczeństwa potwierdzało każdorazowe przechodzenie rozdzielacza w położenie bezpieczeństwa w przypadku zawieszenia (symulowanego na potrzeby badań) któregokolwiek z zaworów.

Ponadto mierzono cyklicznie wartości ciśnień resztkowych, co pozwoliło pozytywnie ocenić funkcjonalność zdwojonego rozdzielacza. W dokumentach technicznych dla nowych elementów, jako graniczną wartość ciśnienia resztkowego przy wypływie dławionym przyjmuje się 7% ciśnienia zasilania. Natomiast w praktyce maszyny sterowane pneumatycznie pracują zwykle przy ciśnieniu czynnika roboczego 0,3÷0,6 MPa. Podczas badań w OBREiUP przy wypływie do atmosfery dławionym tym samym tłumikiem hałasu (używanym od początku próby) najwyższe wartości ciśnienia resztkowego nie przekroczyły 0,08 MPa (0,8 bar). Przykładowe wyniki prób podano w tab. 1.

Tablica 1 Przykładowe wyniki prób wartości ciśnień resztkowych

Ciśnienie zasilania	Wartości ciśnień resztkowych		Wartości graniczne (7% ciśn. zasilania)
	10^3 cykli pracy	10^6 cykli pracy	
0,25 MPa	0,014 MPa (5,6 %)	0,028 MPa (11,2 %)	0,0175 MPa
0,6 MPa	0,041 MPa (6,8 %)	0,072 MPa (12,0 %)	0,042 MPa

Po zamontowaniu nowego tłumika ciśnienia resztkowe zdwojonego rozdzielacza po 1 mln cykli nie przekroczyły granicznego poziomu 7% ciśnienia zasilania.

Dodatkowo przeprowadzono pomiary czasów napełniania i opróżniania zbiornika oraz poziomu hałasu co 200 tys. cykli.

W celu oceny wpływu tłumika hałasu na poprawność pracy zdwojonego rozdzielacza przeprowadzono pomiary czasów napełniania i opróżniania zbiornika także przy swobodnym wypływie powietrza do atmosfery.

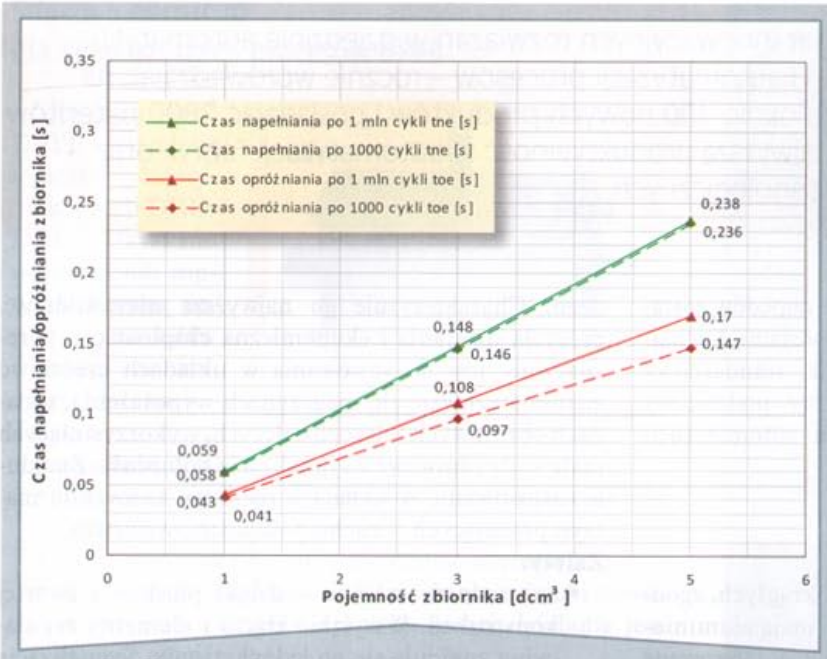
Na rys. 4 zaprezentowano graficznie przykładowe wyniki pomiarów przeprowadzonych dla zdwojonego rozdzielacza G ¾, przy wypływie dławionym tłumikiem hałasu, po 1000 cykli i po 1 mln cykli przesterowań.

Omówienie badań

W wyniku przeprowadzonych badań trwałości zdwojonego rozdzielacza potwierdzono, że w pracy długotrwałej zawór zachowuje szczelność, działa poprawnie, bez zahamowań i zaburzeń pracy, a jego parametry funkcjonalne utrzymują się na wymaganym poziomie.

Badanie rozdzielacza po próbie trwałości pozwoliło na następujące spostrzeżenia:

- w początkowej fazie badań rozdzielacza zaobserwowano niewielki przyrost ciśnień resztkowych w stosunku do wartości początkowej, po którym nie stwierdzono już żadnych zmian (wartości te utrzymywały się do końca badań), a osiągnięte wartości ciśnień resztkowych mieszczą się w granicach dopuszczalnych. Od-



Rys. 4 Zdwojony rozdzielacz pneumatyczny do pras G ¾; czasy napełniania i opróżniania zbiornika przy wypływie dławionym tłumikiem hałasu
gdzie: t_{ne}/t_{oe} - czas napełniania/opróżniania mierzony od chwili podania napięcia na cewki elektrozaworów

powiednio nieznacznie wzrosły także czasy opróżniania zbiornika;

- uznano, że zaobserwowany wzrost ciśnień resztkowych i czasów opróżniania związany jest z zanieczyszczaniem się tłumika hałasu czynnikiem smarnym oraz drobinami oleju i cząstek stałych, pochodzącymi z powietrza roboczego;
- podczas próby trwałości nie zaobserwowano zjawiska zużywania się elementów ciernych, które miałoby wpływ na parametry rozdzielacza.

Problem zanieczyszczania się tłumika hałasu, powodujący zmniejszenie przepływu, ma priorytetowe znaczenie dla poprawnej eksploatacji urządzeń podczas ich pracy długotrwałej. Dlatego stosowanie właściwego tłumika hałasu i monitorowanie jego parametrów jest koniecznym warunkiem poprawnej i bezpiecznej pracy maszyny.

Zagadnienie trwałości i niezawodności zdwojonego rozdzielacza w zastosowaniu przemysłowym będzie przedmiotem dalszych prac badawczych Ośrodka.

Podsumowanie

Zaprojektowany i produkowany w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki typoszereg zdwojonych rozdzielaczy pneumatycznych prezentuje wartościowy element, który – zastosowany w maszynach o ruchu przerywanym (prasy mechaniczne) – skutecznie eliminuje zagrożenie wynikające z możliwych uszkodzeń i awarii spowodowanych np. brakiem sygnału elektrycznego, zatarciem elementów ruchowych itp.

OBREiUP to liczący się w Polsce producent tego typu rozdzielaczy. Spełniają one wymagania stawiane przez producentów pras i są konkurencyjne wobec podobnych wyrobów produkowanych na świecie.

Wartości czasów opróżniania i ciśnienia resztkowe zdwojonych rozdzielaczy produkowanych w Ośrodku są na poziomie spełniającym wymagania bezpieczeństwa. Czasy zadziałania, w odniesieniu do danych katalogowych zdwojonych rozdzielaczy innych firm uznanych na świecie (np. Herion, Ross), są porównywalne.

Funkcjonalność zaworów OBREiUP potwierdzona została przechodzeniem w stan bezpieczeństwa w przypadku niesprawności działania, jak: zawieszenie jednego z zaworów grzybkowych, uszkodzenie elektromagnesu, przerwanie do niego dopływu prądu lub nierównoczesne podanie sygnałów. Zarejestrowane podczas badań wartości ciśnień resztkowych wykluczają włączenie sprzęgła prasy, które mogłoby spowodować niezamierzone powtórzenie ruchu roboczego maszyny. ■

Józef Barycki, Janusz Matyas

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki Sp. z o.o. w Kielcach

Literatura

[1] **Deppert W., Stoll K.**: *Pneumatische Steuerungen*, Vogel Verlag, Wuerzburg 1987.

[2] Praca zbiorowa: *Prasy mechaniczne. Konstrukcja, eksploatacja i modernizacja*, WNT Warszawa 1971 r.

[3] *Sprawozdania wewnętrzne: Badania zdwojonego rozdzielacza*, opracowane w OBREiUP w latach 1999-2008.

[4] PN-98/M-68050 *Maszyny do obróbki plastycznej metali. Ogólne wymagania bezpieczeństwa w konstrukcji.*

[5] PN-EN 692:2000 *Prasy mechaniczne. Bezpieczeństwo.*

[6] *Katalogi firm Herion i Ross.*

Nowości prosto z Festo

Festo jako lider innowacyjnych rozwiązań w dziedzinie automatyki przemysłowej i automatyzacji procesów – rocznie wprowadzając na całym świecie około 100 nowych produktów i posiadając 2800 patentów – zapewnia najwyższą produktywność w automatyzacji fabryk oraz procesów technologicznych.

Fot. 1 Siłownik standardowy DSNUP

Oferta produktowa Festo w zakresie napędów została ostatnio wzbogacona licznymi nowościami. Do najważniejszych należą m.in.: siłownik standardowy DSNUP, pneumatyczny stół obrotowy podziałowy DHTG oraz siłownik obrotowy dla automatyzacji procesów DFPB.

Siłownik standardowy DSNUP

DSNUP to nowa seria siłowników okrągłych, zgodnych z normą ISO 6432. Siłowniki te mają aluminiową rurę i polimerowe pokrywy końcowe. Oferowane są w rozmiarach 16/20/25 z pokrywą końcową o mocowaniu wahliwym. Z powodzeniem mogą być stosowane w prostych układach automatyki – np. przy sterowaniu bramkami i klapami, a także prostych funkcji dociskania i przytrzymywania.

Zalety:

- siłownik standaryzowany i ekonomiczny, dzięki możliwości stosowania elementów montażowych z serii DSNU;
- niska cena: model wykonany z aluminium i polimerów jest o 30% tańszy od identycznego modelu DSNU wykonanego tylko z metalu;
- odporność na odczynniki chemiczne;
- mała masa.

Pneumatyczny stół obrotowy podziałowy DHTG

Stół DHTG, ze swoją zwartą budową i łatwą obsługą, stanowi modelowe rozwiązanie dla tego typu urządzeń. Charakteryzuje go najwyższa niezawodność, precyzja działania i ekonomiczna eksploatacja. Przeznaczony jest do stosowania w układach częściowo zautomatyzowanych, magazynach wyposażenia, układach obrotowych lub rozdzielczych, wykorzystujących małe stoły obrotowe z sygnalizacją położenia. Znajduje zastosowanie w układach ręcznego ładowania maszyn pracujących w ruchu posuwisto-zwrotnym.

Zalety:

- oszczędność miejsca – dzięki płaskiej i zwartej konstrukcji. Wszystkie złącza i elementy regulacyjne znajdują się po jednej stronie. Sygnalizacja położenia za pomocą wkręcanych czujników indukcyjnych;
- najwyższa elastyczność stosowania dzięki możliwości wyboru czterech wielkości, dowolnemu ustawianiu kierunku ruchu (lewo/prawo) oraz ruchu obrotowo-zwrotnego, a także wyborowi liczby podziałów (od 2 do 24) – oczywiście możliwa jest późniejsza zmiana konfiguracji roboczej stołu;
- łatwe i zindywidualizowane lokalne ustawianie prędkości za pomocą wbudowanego zaworu dławiąco-zwrotnego;
- funkcja delikatnego zatrzymania awaryjnego – dzięki regulowanej amortyzacji wewnętrznej stołu.

Różne koncepcje zastosowań, dzięki podziałowi na stałe sekcje oraz centralnemu otworowi:

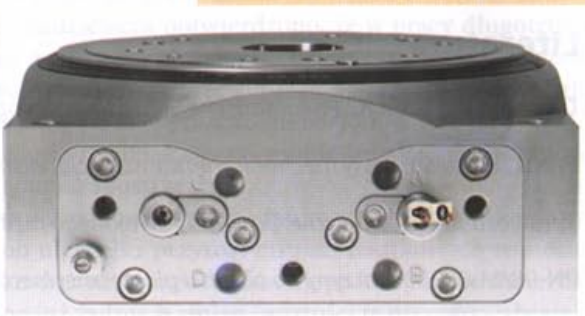
- **zastosowanie standardowe**: montaż modułów na obwodzie stołu;
- **konstrukcja alternatywna**: montaż modułów w stałym środku stołu.

Fot. 2 Siłownik DSNUP jest ekonomiczny, lekki i odporny

Tab. 1 Podstawowe dane techniczne siłownika standardowego DSNUP

średnica tłoka (mm)	16	20	25
skok (mm)	25, 50, 100		
przyłącza pneumatyczne	M5	G1/8	G1/8
amortyzacja	elastyczna amortyzacja w pozycji krańcowej		
sygnalizacja położenia	standardowy czujnik zbliżeniowy SM..-8/SM..-10		

Fot. 3 Mały stół obrotowy – obroty lewo/prawo



Fot. 4 Pneumatyczny stół obrotowy podziałowy DHTG

Siłownik obrotowy dla automatyzacji procesów DFPB

Rys. 5. Siłownik obrotowy dla automatyzacji procesów DFPB

Siłowniki serii DFPB stanowią logiczną kontynuację serii DRD/DRE. Uzyskano w ten sposób zoptymalizowaną serię napędów o wielu innowacyjnych cechach.

Zalety:

- zwarta budowa;
- taka sama obudowa dla napędów dwustronnych i jednostronnych;
- charakterystyka o stałym momencie obrotowym;
- długotrwała eksploatacja: niskie zużycie dzięki nowemu typowi uszczelki stykowej, której działanie jest zależne od ciśnienia;
- działanie jednocześnie w prawo i w lewo – dzięki przyłączom zaworów sterujących po obu stronach, zgodnie z ISO 5211;
- przeznaczone do współpracy z prawie każdym zaworem wykonawczym – dzięki możliwości dokładnego dostosowania momentu obrotowego

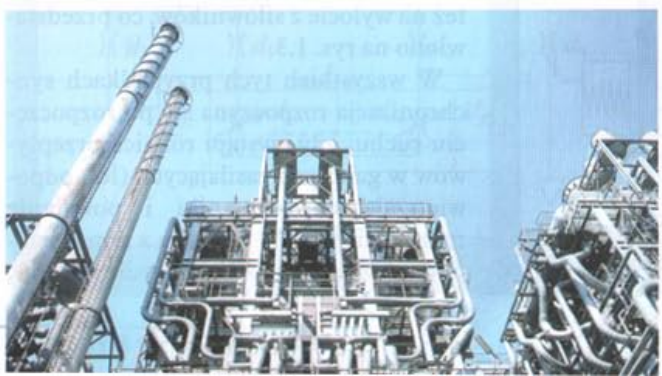
Dane techniczne:

- kąt obrotu i regulacji do 94°;
- wał wykonany z anodowanego aluminium;
- pokrywy końcowe powlekane żywicą epoksydową na aluminium;
- wysoka odporność na korozję (CRC 3);
- regulacja położenia krańcowego we wszystkich wymiarach za pomocą nakrętek blokujących zamkniętych i uszczelnionych zarówno z zewnątrz, jak i od wewnątrz;
- samoczynne smarowanie i optymalna praca awaryjna – dzięki paskom ślizgowym wykonanym z teflonu węglowego (30% węgla);
- ośmiokątne złącze do zaworu wykonawczego. ■

Artykuł promocyjny

Festo Sp. z o.o.
Janki k/Warszawy
ul. Mszczonowska 7, 05-090 Raszyn

festo_poland@festo.com
www.festo.pl



FESTO

20-lecie Festo-PL

Partner w automatyzacji

Festo Sp. z o.o.
Janki k/Warszawy
ul. Mszczonowska 7
05-090 Raszyn

Contact Center
tel. +48 22 711 41 00
fax +48 22 711 41 02

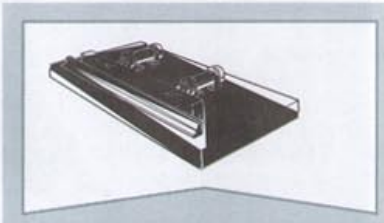
Hotline: 0 801 333 786
Festo_Poland@festo.com
www.festo.pl

Karol Szostek, Łukasz Węsierski

Synchronizacja ruchu siłowników pneumatycznych

W arytkule przedstawiono I część wyników badań modelowych w środowisku Matlab układu napędowego składającego się z dwóch siłowników pneumatycznych sterowanych specjalnym suwakowym zaworem synchronizującym przepływ medium.

W konstrukcjach niektórych urządzeń mechanicznych, takich jak między innymi podnośniki czy podajniki, korzystnym i często stosowanym rozwiązaniem jest użycie kilku elementów napędowych pneumatycznych lub hydraulicznych pracujących równolegle. Zakładając, że konstrukcja elementu ruchomego jest sztywna, element porusza się tylko w jednym kierunku, a występują różne obciążenia siłowników, to w celu niedopuszczenia do zablokowania się ruchomych elementów w prowadnicach konieczne jest zapewnienie synchronizacji pracy siłowników napędzających takie układy.



Rys. 1.1 Układ napędzany dwoma siłownikami

Celem przeprowadzonych badań modelowych było sprawdzenie skuteczności pracy zaworu synchronizującego w układzie sterowania dwoma siłownikami pneumatycznymi oraz dobór parametrów konstrukcyjnych zaworu, niezbędnych do wykonania prototypu. Dalszym etapem prac będą badania układu rzeczywistego.

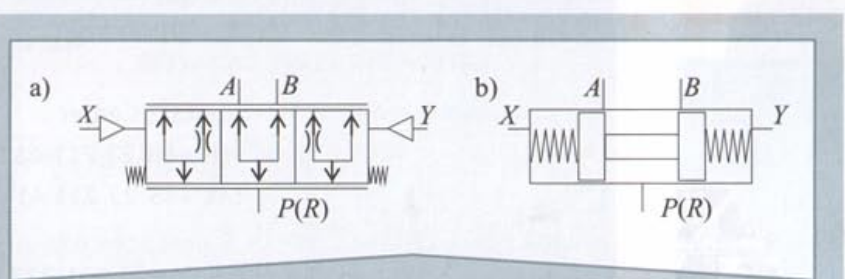
Wprowadzenie

Napędy siłownikowe są powszechnie wykorzystywane do napędu różnych rodzajów urządzeń mechanicznych, w tym również zautomatyzowanych, na przykład chwytaków, układów pakujących czy pozycjonujących. Za zastosowaniem siłowników przemawia ich wyjątkowa prosta konstrukcja, stosunkowo niski koszt, małe gabaryty w stosunku do uzyskiwanej siły oraz duża prędkość działania. W mechanizmach pozycjonujących, chwytających czy mocujących stosuje się jednocześnie kilka siłowników przemieszczających jeden element konstrukcyjny. Przykładowy schemat elementarnego układu napędzanego dwoma siłownikami pneumatycznymi pracujących równolegle [1] pokazany jest na rys. Błąd: Nie znaleziono źródła odwołania1.

Przy przemieszczaniu smukłych profili, dzięki zastosowaniu kilku elementów napędowych, można uprościć konstrukcję urządzenia m.in. przez wyeliminowanie skomplikowanych prowadnic, lecz należy zapewnić synchronizacje ruchu elementów napędowych. Takie układy można spotkać na przykład przy napędzie pras wulkanizacyjnych [10] czy układach wysuwu podwozia w samolotach [11]. Nierównomierne obciążenie siłowników w układzie przedstawionym na rysunku Błąd: Nie znaleziono źródła odwołania przy braku synchronizacji ruchu siłowników może spowodować skoszenie elementu przemieszczanego i zablokowanie ruchu. Do sterowania pracą takich układów zostały zaprojektowane specjalne zawory synchronizujące [2], [3].

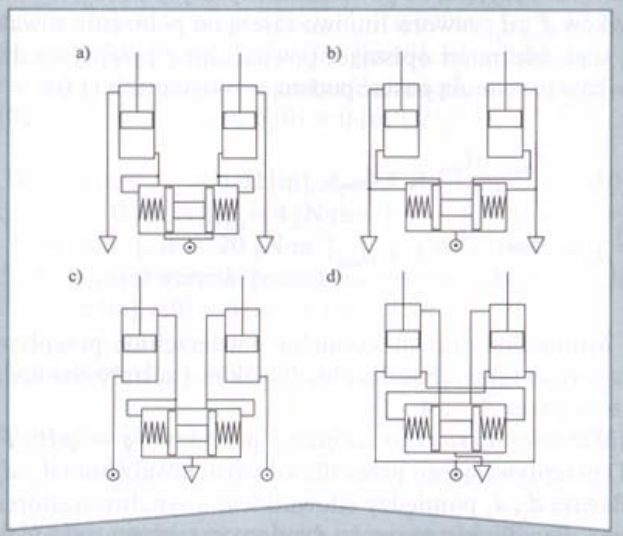
Zawory takie, których schemat przedstawia rys. 1.2, składają się z kształtowego suwaka przemieszczającego się pomiędzy dwoma sprężynami na skutek różnicy ciśnień w komorach sterujących. Zawór posiada trzy przyłącza wejściowo-wyjściowe – A, B i P (R) oraz dwa przyłącza sterujące – X i Y, a przemieszczenie suwaka powoduje dławienie przepływającego przez niego medium.

Wartość dławienia przepływu jest funkcją położenia suwaka zaworu i bezpośrednio zależy od ciśnienia w komorach sterujących. Można wyróżnić dwa typy układów synchronizujących ruch siłowników: w których następuje dławienie na zasilaniu lub dławienie na wypływie powietrza z siłowników do atmosfery. W obu tych przypadkach, aby nastąpiła synchronizacja, musi wystąpić różnica ciśnień i w związku z tym sterowanie można realizować w dwojaki sposób – wykorzystując różnicę ciśnień na wlocie do siłowników lub też na wylocie z siłowników, co przedstawiono na rys. 1.3.



Rys. 1.1 Zawór synchronizujący przepływ: a – schemat funkcjonalny, b – schemat ideowy

W wszystkich tych przypadkach synchronizacja rozpoczyna się po rozpoczęciu ruchu, gdy wystąpi różnica przepływów w gałęziach zasilających (lub odpowietrzających) siłowniki i powstanie różnica ciśnień. W związku z tym występuje pewien błąd położenia siłowników,

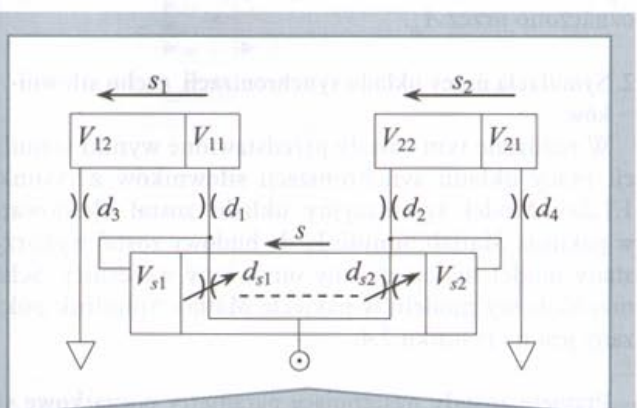


Rys. 1.2 Układy synchronizacji pracy siłowników w różnych kombinacjach: a), b) – z dławieniem na zasilaniu, c), d) – z dławieniem na wypływie, b), c) – sterowanie ciśnieniem z komór opróżnianych, a), d) – sterowanie ciśnieniem z komór napełnianych

co jest wadą tych układów, ale rekompensuje to prostota realizacji bez zewnętrznego sprzężenia zwrotnego od położeń siłowników.

Poniżej podano model układu synchronizacji pracy siłowników i wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych w środowisku Matlab. Model zbudowano dla przypadku przedstawionego na rys. 1.3a) z dławienia na wlocie do siłownika. W układzie tym, aby pozbyć się niekorzystnych zjawisk występujących przy tym sposobie dławienia, wypływ powietrza na wylocie jest też dławiony. Schemat obliczeniowy układu przedstawiono na rysunku 1.4.

Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie pracy zaworu w układzie sterowania dwoma siłownikami oraz dobór parametrów układu, takich jak: powierzchnia czynna suwaka zaworu, współczynnik sprężystości sprężyn, wartości oporów dopływu do siłowników d_1 i d_2, wartości oporów wypływu z siłowników d_1 i d_2, charakterystyka przepływowa zaworu, które zapewnią równoległy ruch siłowników z minimalnym błędem przy różnych obciążeniach.



Rys. 1.3 Schemat obliczeniowy układu synchronizacji pracy siłowników

1. Model układu synchronizacji siłowników

1.1 Model siłowników pneumatycznych

Model siłowników został opracowany na podstawie prac [3], [4]. Przyjęto, że na dynamikę ruchu tłoka wpływają: masy elementów ruchomych, zmienne obciążenia zewnętrzne, siły tarcia statycznego i dynamicznego oraz ciśnienia w komorach siłownika. W modelu założono przemianę izotermiczną i przyjęto, że temperatura T = const. Zmiennymi stanu dla siłowników są: masy powietrza: m_{11}, m_{12} – w komorach siłownika pierwszego, m_{21}, m_{22} – w komorach siłownika drugiego oraz prędkości v_1, v_2 i położenia s_1, s_2 tłoków siłowników.

Przyjęto następujące oznaczenia dla zmiennych stanu $x_{11} = m_{11}, x_{12} = m_{12}, x_{21} = m_{21}, x_{22} = m_{22}, x_1 = v_1, x_2 = v_2, x_3 = s_1, x_4 = s_2$. Zależności opisujące dynamikę ruchu siłowników oraz przepływ powietrza zostały podane w równaniach (1.0), (1.0).

$$\begin{cases} \dot{x}_{ij} = q_{ij}, \quad i,j = 1,2 \\ dla((a_i > 0 \; i \; x_{i+2} \le 0) \text{ lub } (a_i < 0 \; i \; x_{i+2} \ge L) \\ \qquad \text{lub } (x_{i+2} > 0 \; i \; x_{i+2} < L)) \\ \qquad \dot{x}_i = a_i, \\ dla((a_i < 0 \; i \; x_{i+2} \le 0) \text{ lub } (a_i > 0 \; i \; x_{i+2} \ge L)) \\ \qquad x_i = 0, \\ \dot{x}_{i+2} = x_i, \end{cases}$$

gdzie:

- q_{ij} – wydatek masowy powietrza wpływającego do komory j siłownika i [kg·s^{-1}],
- a_i – przyspieszenie ruchu tłoka siłownika i [m·s^{2}],
- L – skok tłoka siłownika [m]

W równaniach (1.0) zostało uwzględnione zachowanie się siłownika w skrajnych położeniach cylindra, tj. dla $x_{i+2} \le 0$ oraz $x_{i+2} \ge L$, i = 1,2. Przyspieszenia a_i, i = 1,2 wyznacza się na podstawie równań (1.0).

$$a_i = F_i / m_i, \quad i = 1,2$$

$$dla \; x_i = 0 \quad F_i = sign(F_{in}) \max(0, |F_{in}| - F_{iv}(x_i = 0))$$

$$dla \; x_{i+1} \ne 0 \quad F_i = F_{in} - sign(v_i) F_{iv},$$

$$F_{in} = P_{i1} A - P_{i2} A_t + F_{iz},$$

$$F_{iv} = F_{tp} + \gamma \frac{F_{tp}}{v_{gr} + |v_i|} + f_{tp} |v_i|,$$

gdzie:

- m_i – masa tłoka oraz części ruchomych siłownika i [kg],
- F_i – siła działająca na tłok siłownika i dla $x_i \in (0, L)$ [N],
- F_{in} – siła oddziaływania ciśnienia oraz siły zewnętrznej na tłok siłownika i [N],
- $F_{iz(t)}$ – siła zewnętrzna obciążająca siłownik i [N],
- F_{iv} – sumaryczna siła tarcia [N],
- F_{tp} – siła tarcia suchego [N],
- γ – współczynnik tarcia mieszanego [m·s^{-1}],
- f_{tp} – współczynnik tarcia wiskotycznego [N·s·m^{-1}],

v_{gr} – prędkość graniczna [m·s^{-1}],
v_i – prędkość ruchu siłownika i [m·s^{-1}].

W równaniach (1.0) przy wyznaczaniu siły działającej na tłok zostały uwzględnione ciśnienia siłowników P_{ij} w komorach, $i, j=1,2$, siły tarcia F_{it}, oraz siły zewnętrzne F_{iz}. Przyjęto, że siły tarcia nie zależą od ciśnień w komorach siłownika oraz są takie same dla obu siłowników.

W modelu do wyznaczania objętości V_{ij} komory j siłownika i poza równaniami (1.0) i (2.2) zostało wykorzystane równanie (1.0), a do wyznaczania ciśnienia P_{ij} w komorze j siłownika i równanie stanu gazu doskonałego (1.0).

$$V_{ij} = V_0 + [(-j+2)A + (j-1)A_t][(j-1)L + (-1)^{j-1}x_{i+2}],$$
$$i = 1,2$$
$$P_{ij} = \frac{x_{ij}rT}{V_{ij}}, \qquad i = 1,2$$

1.2 Model zaworu synchronizującego ruch

Model zaworu synchronizującego jest podobny do modelu siłownika, przy czym występuje dodatkowe sprzężenie od sił pochodzących od sprężyn, nie ma natomiast sił zewnętrznych. Przyjęto, że charakterystyka sprężyn jest liniowa. Zmiennymi stanu dla synchronizatora są: masy powietrza m_1, m_2 w komorach zaworu, prędkość v i położenie s suwaka zaworu. Przyjęto następujące oznaczenia zmiennych stanu: $x_5 = m_1, x_6 = m_2, x_7 = v, x_8 = s$. Dynamika pracy suwaka synchronizatora oraz równania przepływu zostały podane zależnościami (1.0).

$$\begin{cases} \dot{x}_5 = q_1, \quad \dot{x}_6 = q_2 \\ dla((a > 0 \; i \; x_8 \le 0) \; \text{lub} \; (a < 0 \; i \; x_8 \ge L_s) \\ \qquad \text{lub} \; (x_8 > 0 \; i \; x_8 < L_s)) \\ \qquad \dot{x}_7 = a, \\ dla((a < 0 \; i \; x_8 \le 0) \; \text{lub} \; (a > 0 \; i \; x_8 \ge L_s)) \\ \qquad x_7 = 0, \\ \dot{x}_8 = x_7, \end{cases}$$

W równaniach (1.0), podobnie jak w modelu siłownika, zostało uwzględnione zachowanie suwaka zaworu w skrajnych położeniach, tj. dla $x_8 \le 0$ oraz $x_8 \ge L_8$. Przez q_1 oraz q_2 oznaczone są wydatki masowe powietrza wpływającego do komór sterujących zaworu. Zależności pozwalające obliczyć przyspieszenie a podane są w równaniach (1.0).

$$a = F/m,$$
$$dla \; x_7 = 0 \quad F = sign(F_n)\max(0, |F_n| - F_{vs}(x_7 = 0))$$
$$dla \; x_7 \ne 0 \quad F = F_n - sign(v)F_{vs},$$
$$F_n = (P_1 - P_2)A_s + \varphi(L_s - 2x_8),$$

Współczynnik $\varphi/2$ w równaniach (1.0) jest to współczynnik sprężystości sprężyny.

1.3 Model układu przepływowego

Położenie suwaka synchronizatora s ma bezpośredni wpływ na powierzchnie A_i i = 1,2 przepływu dławików zaworu. Przyjęto, że powierzchnie przepływu A_{s1}, A_{s2} dławików d_{s1}, d_{s2} zaworu liniowo zależą od położenia suwaka s, stąd zależności opisujące powierzchnię przepływu dławików przyjmują postać podaną w równaniach (1.0).

$$A_{s1} = \frac{A_{\min} \quad A_{\max}}{L_s} x_8 + A_{\max}$$
$$A_{s2} = \frac{A_{\max} \quad A_{\min}}{L_s} x_8 + A_{\min}$$

Minimalne oraz maksymalne powierzchnie przepływu zaworu są takie same dla obu dławików i zostały one oznaczone przez $A_{\min}$, $A_{\max}$.

Wartości masowego natężenia przepływy $q = q(P_1, P_2, A)$ przepływającego przez dławiki synchronizatora d_{s1}, d_{s2}, dławiki d_1, d_2 pomiędzy siłownikiem a synchronizatorem oraz dławiki zastępcze d_3, d_4 oporu przepływu pomiędzy zaworem a siłownikiem wyznaczane są z zależności (1.0) wprowadzonej na podstawie pracy [2], [3].

$$q = q(P_1, P_2, A)$$
$$q(P_1, P_2, A) = sign(P_1 \quad P_2)A\sqrt{2P_{\max}\rho_{\max}}\,\psi\left(k, \frac{P_{\min}}{P_{\max}}\right),$$
$$dla \quad \frac{P_{\min}}{P_{\max}} > 0.527833, \quad \psi\left(k, \frac{P_{\min}}{P_{\max}}\right) =$$
$$= \sqrt{\frac{k}{k \quad 1}\left[\left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}}\right)^{\frac{2}{k}} \quad \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]},$$
$$dla \quad \frac{P_{\min}}{P_{\max}} < 0.527833, \quad \psi\left(k, \frac{P_{\min}}{P_{\max}}\right) = 0.484416,$$
$$P_{\min} = \min(P_1, P_2), \quad P_{\max} = \max(P_1, P_2),$$
$$\rho_{\max} = \frac{P_{\max}}{rT},$$

Przyjęto, że dławienia d_3, d_4 powietrza na wyjściu opróżnianych komór oraz dławienia zastępcze d_1, d_2 pomiędzy komorami synchronizatora a siłownika są takie same. Powierzchnie przepływu dławików d_1, d_2 oznaczono przez A_d, natomiast powierzchnie przepływu dławików d_3, d_4 oznaczono przez A_{ds}.

2. Symulacja pracy układu synchronizacji ruchu siłowników

W rozdziale tym zostały przedstawione wyniki symulacji pracy układu synchronizacji siłowników z rysunku 1.1.2a). Model symulacyjny układu został zbudowany w pakiecie Matlab Simulink; do budowy został wykorzystany model matematyczny omówiony wcześniej. Schemat blokowy modelu w pakiecie Matlab Simulink pokazany jest na rysunku 2.4.

Przyjęte zostały następujące parametry początkowe symulacji:

Dla siłowników: L = 0.4 [m], A =1.26e-3 [m^2], $At = A$ – 7.85e-5 [m^2], $m_1 = m_2$ = 5 [kg], V_0 = 0.000005 [m^3], F_{tp} = 1 [N], f_{tv} = 200 [N·m·s^{-1}], γ = 0.5 [m·s^{-1}], v_{gr} = 0.03 [m·s^{-1}], oraz warunki początkowe równań różniczkowych: $s_1(0) = s_2(0)$ = L/2 [m], $v_1(0) = v_2(0)$ = 0 [m^3], $P_{ij}(0) = P_a$ [Pa],

Dla zaworu: L_s = 0.02 [m], A_s = 3.14e-4 [m^2], m = 0.05 [kg], F_{tps} = 0.05 [N], f_{tvs} = 4 [N·m·s^{-1}], γ_s = 0.01 [m·s^{-1}], v_{grs} = 0.03 [m·s^{-1}], φ = 20 [N·m^{-1}], A_{max} = 5e-6 [m^2], A_{min} = 2.5e-8 [m^2], oraz warunki początkowe równań różniczkowych: $s(0) = L_s/2$ [m], $v(0)$ = 0 [m^3], $P_1(0) = P_2(0) = P_a$ [Pa],

Dławików: A_{dd} = 0.000005 [m^2], $A_{ds} = A_d$ [m^2],

Powietrza zasilającego: T = 273.16 [°K], P_z = 600 [kPa], P_a = 101,325 [kPa].

2.1 Wpływ oporów przepływu na pracę układu

Z przeprowadzonej wstępnie analizy można wnioskować, że jeśli wartość dławienia d_3, d_4, jest zbyt duża w stosunku do dławienia w zaworze, to następuje wzrost ciśnienia w obu komorach sterujących zaworu do ciśnienia zasilania i suwak pozostaje w położeniu środkowym. Natomiast jeżeli ta wartość jest zbyt mała, to duża różnica ciśnień powoduje przemieszczenie suwaka w skrajne położenie i zatrzymanie.

Na rysunkach 2.5 i 2.6 przedstawione są przebiegi zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s podczas symulacji układu dla parametrów, przy których suwak zaworu przemieszcza się w skrajne położenie. Symulacja układu została przeprowadzona dla powierzchni przepływu dławików układu równych: A_d = 5e-006 [m^2], $A_{ds} = 10A_d$ [m^2].

2.2 Dobór parametrów układu

Do optymalizacji wstępnie dobranych parametrów układu została zastosowana funkcja fminsearch programu Matlab. W procesie optymalizacji wykorzystano dwa kryteria ceny parametrów. Pierwszym kryterium była minimalizacja całki z modułu różnicy pomiędzy położeniami s_1 oraz s_2 tłoczysk siłowników jak w równaniach (2.0).

$$Er_1 = \min_{A_s, A_d, A_{ds}, A_{min}, A_{max}} \int_0^t |s_1 - s_2|,$$

Drugim kryterium oceny parametrów była minimalizacja maksymalnej odległości pomiędzy położeniami s_1 oraz s_2 tłoczysk jak w równaniach (2.0).

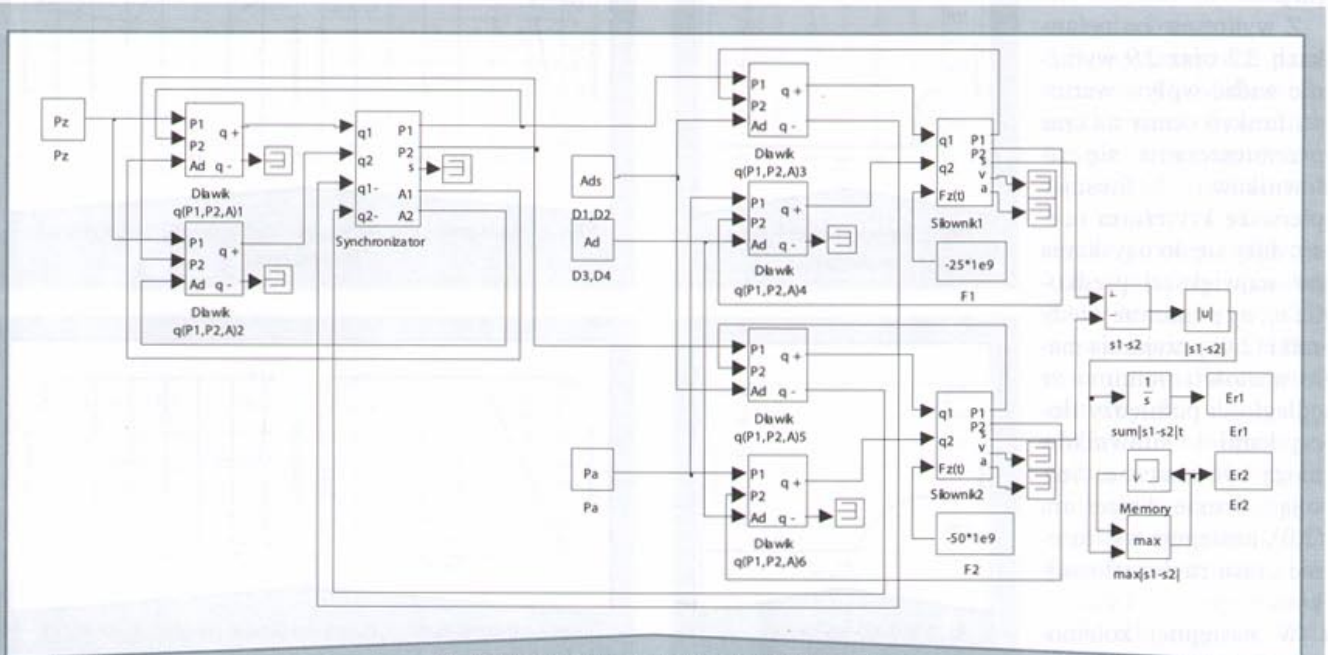
$$Er_2 = \min_{A_s, A_d, A_{ds}, A_{min}, A_{max}} (\max_t |s_1 - s_2|),$$

$$Er_2' = \min_{A_d, A_{min}, A_{max}} (\max_t |s_1 - s_2|)$$

Siłowniki zostały obciążone stałymi siłami: $F_{1z}(t)$ = -25 [N], F_{2z} = -50 [N], oraz zostały przyjęte powierzchnie przepływu dławików: A_d = 5e-6, $A_{ds} = A_d/4$.

Po dobraniu parametrów początkowych została przeprowadzona optymalizacja ze względu na parametry: A_s, A_d, A_{ds}, A_{min}, A_{max}., przy ustalonej sztywności j sprężyny. Przyjęto taką metodę, ponieważ dla każdej stałej j można dobrać odpowiednią wartość powierzchni czynnej A_s synchronizatora.

Po optymalizacji dla pierwszego kryterium oceny Er_1 nie uzyskano znaczącej poprawy pracy układu: suwak synchronizatora nie poruszał się. W wyniku optymalizacji wartość kryterium oceny Er_1 spadła z wartości 0.01038 [m·s] do wartości 0.00638 [m·s]. Po przeprowadzeniu optymalizacji układu dla kryterium drugiego Er_2 z równania (2.0) również nie uzyskano znaczącej poprawy pracy układu: suwak synchronizatora pozostawał w spoczynku. W wyniku optymalizacji wartość kryterium oceny Er_2 spadła z wartości 0.02438 [m·s] do wartości 0.02036 [m·s]. W przeprowadzonych eksperymentach suwak synchroni-



Rys. 4 Schemat blokowy modelu układu synchronizacji siłowników

zatora pozostawał w spoczynku, ponieważ początkowa wartość dławienia d_1, d_2 pomiędzy synchronizatorem a siłownikiem miały zbyt dużą wartość, co powodowało napełnienie komór synchronizatora do ciśnienia zasilania w krótkim czasie.

W kolejnym etapie eksperymentów znacznie zmniejszono dławienia d_1, d_2. Przyjęto, że A_d = 5e-6 [m^2], A_{ds} = A_d*10, oraz eksperymentalnie zmniejszono powierzchnie suwaka synchronizatora A_s = A_s*0.02, tak by zminimalizować efekt gwałtownego przesuwanie się suwaka w skrajne położenie.

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s, dla najlepszych znalezionych wartości parametrów układu w wyniku optymalizacji dla kryterium pierwszego Er_1, przedstawione są na rysunkach 2.7 i 2.8.

W wyniku optymalizacji uzyskano następujące parametry synchronizatora: A_s = 1.52316e-005; A_d = 6.05069e-005; A_{ds} = 3.11413e-005; A_{min} = 4.14257e-007; A_{max} = 2.88378e-005. Wartość kryterium Er_1 zmieniła się z wartości 0.00318 [m·s] do wartości 0.00097 [m·s].

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s, dla najlepszych znalezionych wartości parametrów układu w wyniku optymalizacji dla kryterium drugiego Er_2, przedstawione są na rysunkach 2.9, 2.10.

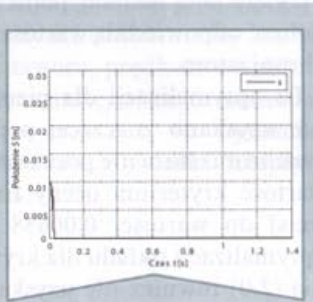
W wyniku optymalizacji uzyskano następujące parametry synchronizatora: A_s = 6.26082e-006; A_d = 4.74738e-006; A_{ds} = 4.66520e-005; A_{min} = 2.63633e-007; A_{max} = 5.41982e-006. Wartość kryterium Er_2 zmieniła się z wartości 0.01961 [m] do wartości 0.00838 [m].

Z wykresów na rysunkach 2.7 oraz 2.9 wyraźnie widać wpływ wartości funkcji oceny na czas przemieszczania się siłowników. Stosując pierwsze kryterium oceny, dąży się do uzyskania jak największej prędkości v_1, v_2, ponieważ wtedy całki (2.0) przyjmują małe wartości, pomimo że odległości pomiędzy tłoczyskami siłowników mogą być znaczne. Stosując drugie kryterium (2.0), następuje wydłużenie czasu ruchu siłowników.

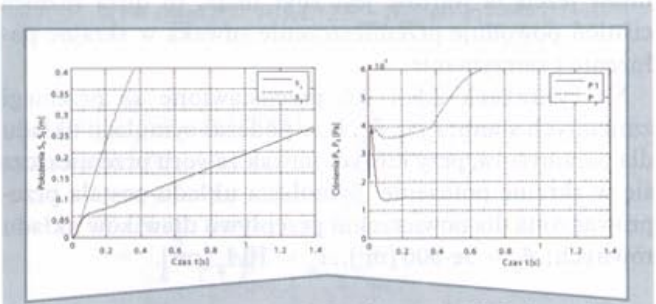
W następnej kolejności przeprowadzono eksperyment symulacji działania układu dla innych wartości obciążeń siłowników. Przyjęto obciążenia o wartościach: $F_{1z}(t)$ = -5 [N], F_{2z} = -80 [N]. W procesie symulacji zostały wykorzystane parametry, dla których układ przy obciążeniu $F_{1z}(t)$ = -25 [N], F_{2z} = -50 [N] pracował jak na rysunkach 2.9 i 2.10. Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, s, P_1, P_2 po zmianie obciążeń przedstawione są na rysunkach 2.11 i 2.12.

Z rysunków widać, że nastąpiło znaczące pogorszenie jakości pracy układu. Wartości kryterium oceny Er_2 po zmianie obciążenia wynosiła 0.17461 [m], tj. 43.6% skoku tłoka.

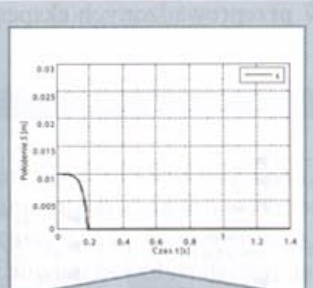
Opisane powyżej próby optymalizacji układu nie przyniosły zadawalających wyników, dlatego w kolejnym etapie eksperymentów została zwiększona powierzchnia tłoczka synchronizatora. Przyjęto, że A_s = 4e-004 [m^2]. Przyjęta powierzchnia nie była zmieniana w procesie optymalizacji. Powierzchnia synchronizatora została zwiększona, by zminimalizować wpływ sił tarcia w synchronizatorze na jego reakcję wywołaną zmianą ciśnienia w komorach siłowników. Po dobraniu powierzchni A_s została wyznaczona wartość współczynnika siły sprężyny



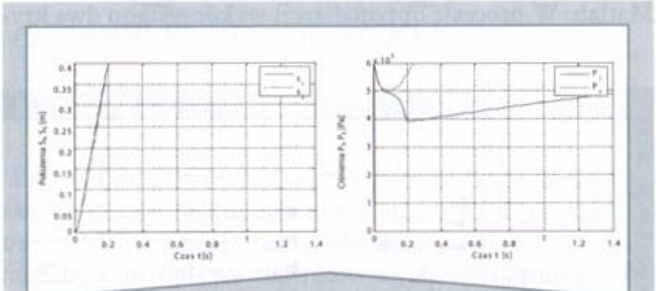
Rys. 2.6 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



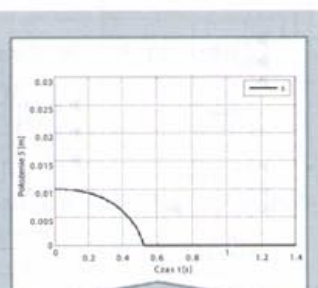
Rys. 2.5 Wykres położenia s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



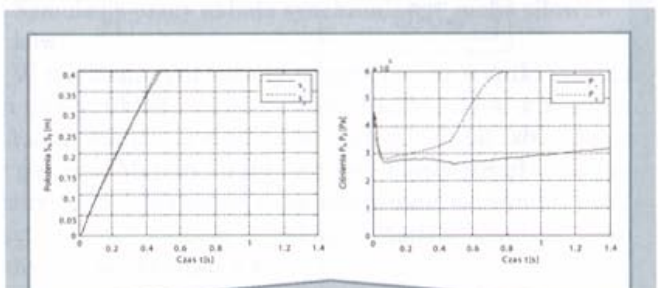
Rys. 2. 8 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



Rys. 2. 7 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnienia P_1, P_2 w komorach synchronizatora



Rys. 2. 10 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



Rys. 2. 9 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora

$j/2$, tak by przy maksymalnej potencjalnej różnicy ciśnień w komorach synchronizatora równej $DP = 0{,}5$ [MPa] suwak przemieszczał się do skrajnego położenia.

$$\varphi/2 = \frac{A_s \cdot \Delta P}{L_x}$$

Z zależności (2.0) został wyznaczony współczynnik j o wartości 20 [kN·m^{-1}] Następnie wartość współczynnika została eksperymentalnie zmniejszona do wartości 5500 [N·m^{-1}], tak by dla obciążenia siłowników siłami -5 [N] oraz -90 [N] suwak synchronizatora podczas symulacji nie przesuwał się do skrajnego położenia. Przyjęto wartość powierzchni przepływu A_{ds} dławików zastępczych d_1, d_2 pomiędzy zaworem a siłownikiem równą 25.1327e-6 [m^2].

Ponieważ w układzie chodzi o dobór parametrów zapewniających uzyskanie jak najmniejszej odchyłki położeń siłowników, nie jest tak istotna prędkość przemieszczania. Dlatego w dalszej części w procesie optymalizacji zostało wykorzystane kryterium Er_2.

Po ustaleniu parametrów początkowych została przeprowadzona optymalizacja układu dla kryterium Er_2 ze względu na parametry: A_d, A_{min}, A_{max}.

W wyniku optymalizacji uzyskano następujące parametry synchronizatora: A_d = 7.06852e-006; A_{min} = 6.69554e-007; A_{max} = 2.92694e-006, wartość kryterium Er_2 wynosiła 0.00169 [m], tj. 0.42% skoku tłoka.

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, s, P_1, P_2, s, dla najlepszych znalezionych wartości parametrów układu w wyniku optymalizacji dla kryterium drugiego, przedstawione są na rysunkach 2.13 i 2.14.

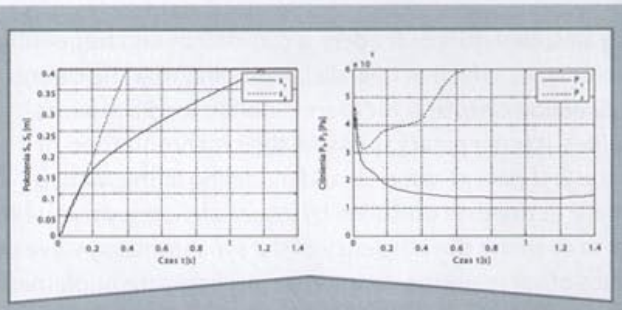
Następnie został przeprowadzony eksperyment symulacji działania układu dla innych wartości obciążeń siłowników. Przyjęto obciążenia o wartościach: $F_{1z}(t)$=-5 [N], F_{2z}=-200 [N]. Dla zmienionych obciążeń uzyskano wartość kryterium Er_2 równą 0.04838 [m], tj. 12.09% skoku tłoka.

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, s, P_1, P_2, po zmianie obciążeń, przedstawione są na rysunkach 2.15 i 2.16.

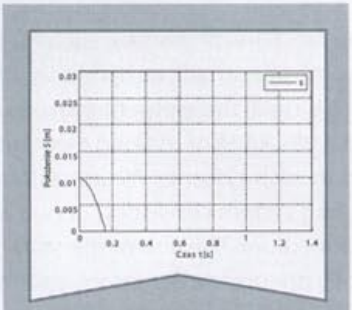
Z wykresów 2.14, 2.16 widać, że suwak synchronizatora przyjmuje pozycję zależną od różnicy obciążeń siłowników, natomiast ciśnienia w komorach synchronizatora pozostają stałe w całym przedziale czasu ruchu tłoczysk siłowników (jak na rysunkach 2.13 i 2.15).

Po przeprowadzeniu optymalizacji układu przy obciążeniach $F_{1z}(t)$ = -5 [N], F_{2z} = -200 [N] uzyskano następujące parametry: A_d = 7.62360e-006, A_{min} = 7.04013e-007, A_{max} = 2.58046e-006, wartość kryterium oceny Er_2 wynosiła 0.01363 [m], tj. 3.41% skoku tłoka, co jest znaczącą poprawą w porównaniu z wartością kryterium po zmianie obciążeń dobraną dla małych obciążeń.

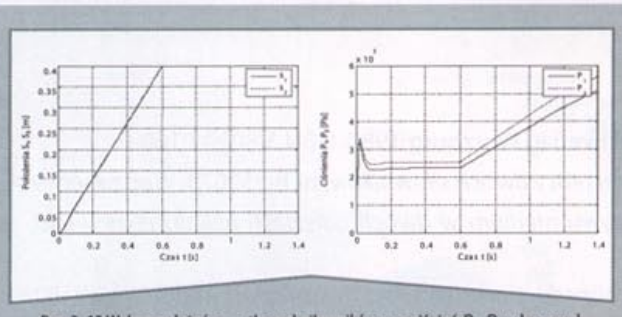
Po optymalizacji parametrów układu dla większych różnic obciążeń siłowników występuje wyraźnie efekt przecinania się charakterystyk czasowych położeń siłowników (jak na rysunku 2.15), którego nie udało się wyeliminować w procesie optymalizacji parametrów A_d, A_{min}, A_{max}. Odchyłki położenia powstają w początkowej fazie i nie można ich skorygować poprzez dobór pary dysz zasilających siłowniki i zapewniających ich ruch ze stałą prędkością.



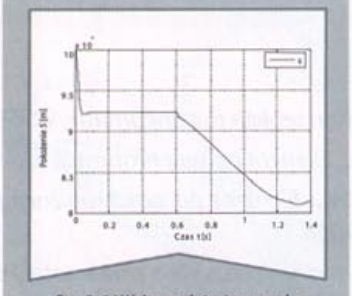
Rys. 2. 11 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



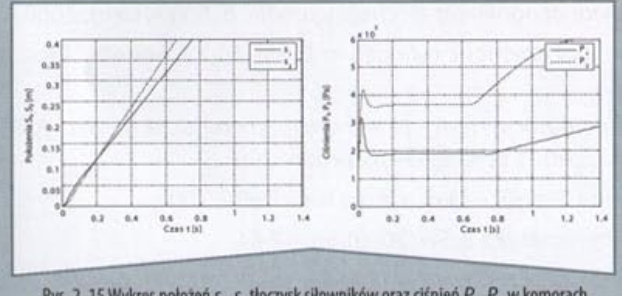
Rys. 2. 12 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



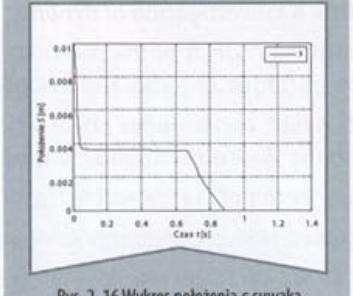
Rys. 2. 13 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



Rys. 2. 14 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



Rys. 2. 15 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



Rys. 2. 16 Wykres położenia s suwaka synchronizatora

Podsumowanie i wnioski

W wyniku optymalizacji wybranych parametrów układu uzyskano znaczącą poprawę wartości funkcji oceny oraz zbliżenie charakterystyk czasowych położeń siłowników, ale nie udało się uzyskać synchronizacji na odpowiednim poziomie dla znacznych różnic obciążeń siłowników.

Po optymalizacji układu dla małych różnic obciążeń uzyskano odchyłki położeń na poziomie 0.42% skoku, natomiast dla dużych różnic obciążeń uzyskano odchyłki położeń na poziomie 3.41%. Po zwiększeniu różnicy obciążeń dla układu zoptymalizowanego dla małych obciążeń odchyłki położenia dochodziły do 12.09%.

W modelowanym układzie przyjęto, że przekrój powierzchni przepływu dławika synchronizatora jest liniową funkcją położenia suwaka. Parametry szukanej liniowej charakterystyki zależą od obciążenia siłowników, dlatego zastosowanie nieliniowej charakterystyki poprawi zachowanie synchronizatora dla szerokiego zakresu różnic obciążeń.

W kolejnym etapie badań zostanie dobrana nieliniowa charakterystyka powierzchni przepływu dławików synchronizatora poprzez wyznaczenie powierzchni dla różnych obciążeń siłowników. ■

dr inż. Karol Szostek
prof. dr hab. inż. Łukasz Węsierski
Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki

Summary

In constructions of some mechanical devices, such as, among ales, elevators or feeders, a convenient and frequently used solution is use of some pneumatic or hydraulic driving elements, which act parallel. Assuming that the design of the moveable element is rigid, the element moves in one direction only, and there are different load actuators, then in order to prevent a blockade of moving element in guides, it is necessary to assure the synchronization of work of power actuators in such systems. We present below the first part of research and modeling in the Matlab environment for the driving system consisting of two pneumatic actuators controlled by a special sliding valve which synchronizes the flow of medium. The aim of the studies was to examine the efficiency of the synchronizing valve in the control system for two pneumatic actuators, and the choice of valve design parameters, necessary to implement the prototype. The next step would be testing of the real system.

Literatura

[1] **Werner D., Kurt S.:** *Kosten senken mit Pneumatik*, VOGEL Buchverlag Wurzburg 1987, ISBN 3-8023-0160-9.

[2] **Węsierski Ł., Korcyl A.:** *Element do synchronizacji równoległej pracy dwóch siłowników*, nr P-259073, Warszawa 1986.

[3] **Węsierski Ł., Szostek K.:** *Element do synchronizacji przepływu medium w dwóch gałęziach układu płynowego*, nr P-3086544, Warszawa 2008.

[4] **Olszewski M. J.:** *Sterowanie pozycyjne pneumatycznego napędu słownikowego*. Rozprawa habilitacyjna 102823, Politechnika Warszawska 2002.

[5] **Szostek K.:** *Sterowanie napędem siłownikowym przy zmiennych parametrach zasilania sprężonym powietrzem*. Pneumatyka, 2008.

[6] **Geleževičius V., Grigaitis A.:** *Investigation of dynamic bechavior of nonlinear electropneumatic acting system*, 2006.

[7] **Savodny O., Hildebrandt A.:** *Aspects of the control of differential pnematic cylinder*. In E. SM. Fujita, editors, Proc. of German-Japanese Seminar, pages 247-256, Noto Hanto, 2002.

[8] **Richer E., Hurmuzlu Y.:** *A high preformance pneumatic force actuator system – Nonlinear mathematicak model*. ASME Journal of Dynamic Systems Measurment and Control, vol. 122, no. 3, p. 426-434, February 2001.

[9] **Balachandran P.:** *Fundamentals of Compressible Fluid Dynamics*. Prentice-Hall o India New Delhi, 2006.

[10] **Węsierski Ł. N.:** *Układy pneumohydrauliczne w samolotach*, Pneumatyka 3/58 (2006), str. 42-44.

[11] **Barycki J., Węsierski Ł. N., Wiatkowski A.:** *Automatyzacja urządzeń mechanicznych środkami pneumatyki*, Acta Hydraulica at Pneumatica, 1/2005, Żylina, Slovrtica, 1/2005, Żylina, Slovensko (str. 1-3). Synchronizing of motion of pneumatic actuators

marani
OUTSOURCING AIR COMPANY
OUTSOURCING

Zabrze 41-807
ul. Mickiewicza 66
tel. / 32 / 274-01-13 do 16

Stalowa Wola 37-450
ul. Kwiatkowskiego 1
tel. 664-461-749

Gorzów Wielkopolski 66-400
ul. Osadnicza 30
tel. / 95 / 720-26-66
tel. / 95 / 720-57-37

WWW.MARANI.PL

Marani – *na zasadach outsourcingu budujemy nowe lub przejmujemy w zarządzanie stacje sprężarek Klienta. Podejmujemy się wytwarzać i dostarczać powietrze o gwarantowanych parametrach oraz stałej cenie w całym okresie współpracy.*
Wprowadzając w stacjach sprężarek najnowsze technologie minimalizujemy koszty gospodarki sprężonym powietrzem.

outsourcing air company • outsourcing air company • outsourcing air company • outsourcing air company •

outsourcing air company • outsourcing air company • outsourcing air company • outsourcing air company •

Adam Jaroszewicz, Katarzyna Kubera-Jaroszewicz

Nanopompy – przyszłość leczenia chorób cywilizacyjnych

„Śmierć to skandal" – tak jeden ze swoich wykładów zatytułował Robert A. Freitas, amerykański uczony i futurolog. „Być może – dodał – jest jednak rada na tę nieuchronną przypadłość: nanomedycyna".

Wprowadzenie

Lekarze usuwający komórki rakowe już w momencie ich pojawienia się, ludzie wstrzymujący oddech na 4 godziny, leki dostarczane bezpośrednio przez malutkie pompy do wnętrza guza nowotworowego. Właśnie w nanomedycynie rolę lekarzy miałyby przejąć urządzenia o rozmiarach rzędu kilku nanometrów, czyli miliardowych części metra. Robert A. Freitas stawia przed lekarzami trzy zasadnicze zadania:

- śledzenie procesów zachodzących w organizmie pacjenta oraz alarmowanie w wypadku wykrycia niepożądanych zmian;
- ruszenie na pomoc, niczym sanitariusze niosący leki przeznaczone wyłącznie dla zagrożonych komórek;
- przeprowadzenie zabiegów na samych komórkach w przypadku, jeśli leki zawiodą.

Po co narażać pacjenta na ból i stres przy nakłuciu żyły? Dlaczego mamy czekać w długich kolejkach do tomografu komputerowego lub rezonansu magnetycznego? Nie lepiej wpuścić do organizmu malutkie nanourządzenia, które same będą mierzyły poziom cukru, cholesterolu, częstość uderzeń serca czy aktywność elektryczną mózgu?

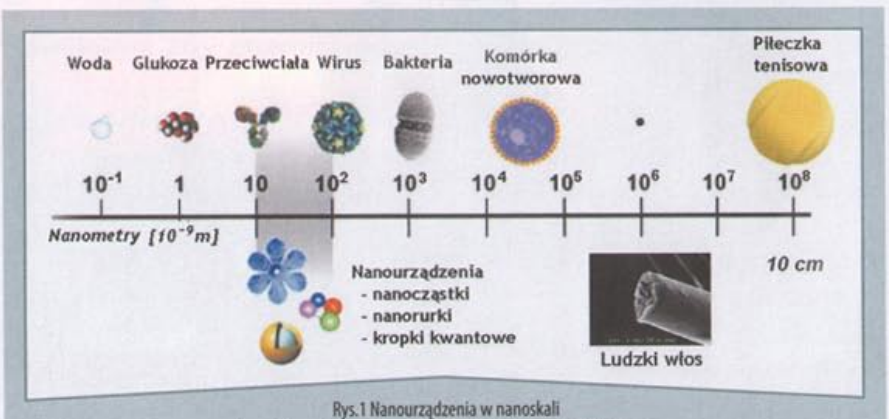
Po co nadal stosować toksyczne dla całego organizmu napromienianie czy chemioterapię, jeśli można będzie wprowadzić lek zabijający komórki nowotworowe bezpośrednio do guza nowotworowego, omijając zdrowe komórki?

A może popuścić wodze wyobraźni jeszcze dalej? Wyobraźmy sobie malutkie nanoroboty, które umieszczone wewnątrz organizmu naprawią zniszczone komórki czy wręcz je zastąpią, oczyszczą tętnice z blaszki miażdżycowej, zniszczą wirusy i bakterie, naprawią wadliwe DNA, dzięki czemu pozbędziemy się wad genetycznych. Nanomedycyna wyeliminuje praktycznie wszystkie powszechne choroby XX wieku, wszelki ból i cierpienie, jednocześnie poszerzając zakres ludzkich możliwości i maksymalne wydłużając czas życia człowieka.

Nanomedycyna, będąca gałęzią nanotechnologii, to ogólna nazwa całego zestawu technik i sposobów tworzenia rozmaitych struktur o rozmiarach nanometrów (od 0,1 do 100 nanometrów – 1 nm $=10^{-9}$ m), czyli na poziomie pojedynczych atomów i cząsteczek, oraz wykorzystania ich w medycynie. Początki rozwoju nanotechnologii datują się od wykładu słynnego fizyka Richarda Feynmana (laureata Nagrody Nobla), wygłoszonego w grudniu 1959 r. i zatytułowanego: „Jest wiele miejsca tam na dole" (*There's Plenty of Room at the Bottom*). Feynman po raz pierwszy poddał pod rozwagę możliwość tworzenia malutkich cząsteczek na zasadzie manipulowania pojedynczymi atomami, zaś termin „nanotechnologia" został wymyślony w 1974 r. przez innego znanego naukowca – japońskiego profesora Norio Taniguchi.

Rozwój nanomedycyny jest możliwy dzięki kilku bardzo ważnym odkryciom. Należą do nich: wynalezienie tunelowego mikroskopu skaningowego (STM) i mikroskopu sił atomowych (ATM) oraz odkrycie fulerenów i nanorurek. Mikroskopy STM i ATM pozwalają zobaczyć strukturę dowolnej powierzchni z dokładnością do jednego atomu. Fulereny to cząsteczki składające się z kilkudziesięciu, kilkuset, a nawet ponad tysiąca atomów węgla tworzące zamkniętą, regularną, pustą w środku kulę, elipsoidę lub rurkę (tzw. nanorurkę).

Rozmiary nanocząsteczek nowoczesnych leków wahają się w przedziale 1-100 nm i choć są duże w porównaniu z wielkościami cząsteczek bioorganicznych, to działając w tej skali, zapewniają niespotykaną dotąd kontrolę zachowania leku w organizmie. Współczesne leki, pomimo wysokiej technologii wytwarzania, cechuje tzw. czasoprzestrzenna nieselektywność, co jest jedną z największych słabości współczesnych terapii nowotworowych. Efektywność leczenia wzrosłaby wielokrotnie, gdybyśmy mogli dostarczać lek wybiórczo do wnętrza chorych tkanek i komórek. Fizyczne rozmiary nanocząsteczek idealnie predestynują je do zastosowania w nanomedycynie. Nanocząsteczki o rozmiarach mniejszych od 10 nm, podobnie jak tzw. leki drobnocząsteczkowe, szybko



Rys.1 Nanourządzenia w nanoskali
http://www.fda.gov/consumer/updates/nanotech072507.html

zostają odfiltrowane i wydalone z organizmu przez nerki, natomiast obiekty o rozmiarach powyżej 100 nm z trudem przemieszczają się wewnątrz guza nowotworowego. Nanocząstki z przedziału 10-100 nm bez większych przeszkód wędrują z krwiobiegiem i choć nie przenikają przez ściany naczyń krwionośnych większości zdrowych tkanek, bez trudu wnikają przez nietypowe, podziurawione ściany do wnętrza guza nowotworowego. Zwykły zastrzyk wprowadza do organizmu niewidoczne gołym okiem nanocząsteczki, składające się z czterech głównych elementów:

- biokompatybilna polimerowa powłoka, zsyntetyzowana z PLGA – (ang. *polyD,L-Actic-co-Glycolic Acid*) – tworząca „kulki" o średnicy kilkuset nanometrów, których powierzchnia modyfikowana jest cząsteczkami selektywnie wiążącymi się z receptorami komórkowymi, występującymi głównie na powierzchni zmienionych nowotworowo komórek;
- nanokryształki Fe_3O_4 o wielkości 15 nm, będące czynnikiem kontrastującym niezbędnym dla obrazowania rezonansem magnetycznym MRI, których obecność umożliwia również precyzyjne kierowanie drobinek do chorych komórek przy pomocy pola magnetycznego;
- świecące nanocząsteczki utworzone z selenku kadmu i siarczku cynku (CdSe/ZnS), ułatwiające obrazowanie optyczne;
- lek antynowotworowy DOXO – (*doxorubicin*), który uwalniany jest po wniknięciu nanocząstek do komórek nowotworowych.

Testy wykonane na zwierzętach wykazały, iż nowo opracowane, złożone nanocząsteczki precyzyjnie trafiają do zmienionych nowotworowo komórek (omijając zdrowe tkanki); następnie wnikają do ich wnętrza i uwalniają lek antynowotworowy, a całość może być łatwo obserwowana za pomocą MRI lub optycznych technik obrazowania.

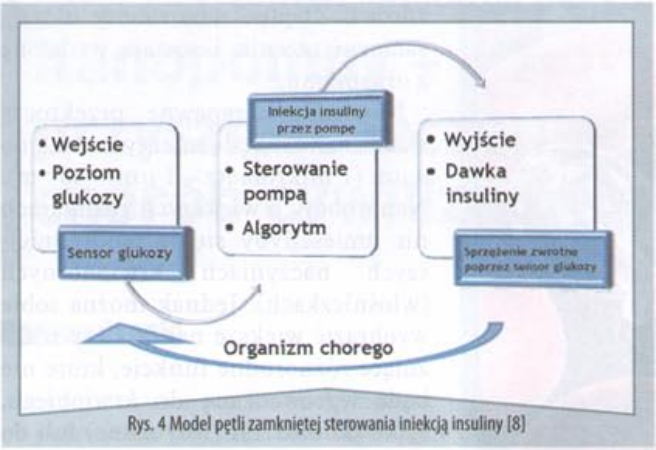
Docelowym zadaniem nanorewolucji, stojącym przed naukowcami, jest opracowanie i budowa w pełni funkcjonalnych nanorobotów. Miniaturowe urządzenia będą zawierać w sobie nanosensory (wykrywające np. białka nowotworowe czy wirusowe) i maleńkie nanokomputery przetwarzające dane oraz nanonarzędzia (np. pojemniki z lekami) pozwalające na wykonanie czynności, do której zostały zaprojektowane. Wyobraźmy sobie, że nasz organizm walczy z kłopotliwą grypą. Wiadomo, że nie ma na nią skutecznego lekarstwa – pozostaje zażywać witaminę C i czekać, aż infekcja minie. Jednak mając do dyspozycji nanoroboty, możemy pozbyć się infekcji od ręki. Lekarz wstrzykuje nam roztwór zawierający miliony nanorobotów specjalnie zaprogramowanych do zwalczania tego typu wirusa: następnego dnia rano jesteśmy już zdrowi. Zbędne nanoroboty ulegają samozniszczeniu i zostają wydalone z organizmu.

Rys. 2 Artystyczna wizja nanorobota, realizującego zadania krwinki czerwonej
http://www.biocam.com/nanorobot_injection_LG.bmp

Nanoroboty zapewne przekroczą skalę „nano": będą mierzyć od 0,5 do 4 μm (1 mikrometr – 1 μm $=10^{-6}$ m). Nanoroboty o większych rozmiarach nie zmieściłyby się w najdrobniejszych naczyniach krwionośnych (włośniczkach). Jednak można sobie wyobrazić większe nanoroboty realizujące różnorodne funkcje, które nie będą wprowadzane do krwiobiegu, tylko do oskrzeli (wdychane) lub do przewodu pokarmowego (połykane).

Jednym z najbardziej znanych przykładów nanorobotów (w fazie projektów) jest wynaleziony przez Roberta A. Freitasa respirocyt – sztuczna krwinka czerwona (erytrocyt). Erytrocyty transportują tlen z płuc do tkanek, a w drodze powrotnej zabierają dwutlenek węgla, który jest uwalniany w płucach i przez nas wydychany. Respirocyty zbudowane są z 18 miliardów atomów – rozmiarami zbliżone są do rozmiarów bakterii, przyjmując kształt kulisty. Z racji swojej budowy respirocyt może być traktowany jak miniaturowy zbiornik ciśnieniowy, pozwalający zmagazynować wewnątrz 9 miliardów molekuł tlenu O_2 lub dwutlenku węgla CO_2, to jest o ok. 236 razy więcej niż w przypadku zwykłej krwinki czerwonej. Każdy respirocyt może zmagazynować wewnątrz molekuły tlenu pod ciśnieniem dochodzącym do 1000 kG/cm^2 (1 kG/cm^2 = 1 atm. tech.). W normalnych warunkach w krwinkach czerwonych – erytrocytach – panuje ciśnienie około 0,5 kG/cm^2. Jeśli wprowadzilibyśmy do układu krążenia człowieka 1 dm^3 (1 dm^3 = 1 litr) zawiesiny respirocytów, możliwe stałoby się natlenienie tkanek człowieka w przypadku ataku serca i zatrzymania oddechu przez czas do 4 godzin. Respirocyty mogłyby wspomagać transfuzje krwi, sztuczne oddychanie, wspomagać leczenie anemii, niewydolności

Rys. 3 Artystyczna wizja respirocytu
http://www.bio-cam.com/nanorobot_injection_RS.bmp



Rys. 4 Model pętli zamkniętej sterowania iniekcją insuliny [8]

płuc, terapię leczenia guzów, martwic tkanek, a także mieć zastosowanie w sporcie i ratowaniu rannych w działaniach zbrojnych.

Osiągnięcia nanomedycyny mogą zostać wykorzystane do leczenia praktycznie każdej choroby, nie tylko nowotworów, lecz to ich właśnie dotyczą pierwsze zastosowania nanotechnologii. Obecnie opracowane są już terapie dostarczające niezbędne lekarstwa w pobliże komórek nowotworowych w przypadku raka piersi, jajników i mięsaków Kaposiego.

Nanomedycyna to także przyszłość procesów diagnostycznych. Pomoże w wychwyceniu choroby właściwie na samym jej początku, kiedy nie zdążył się wybudować np. guzek nowotworowy widoczny w mammografii, rezonansie magnetycznym czy innym badaniu obrazowym. Zbędne staną się sondy pomiarowe, aparaty rentgenowskie, USG i EKG: nanoskanery dotrą do każdego fragmentu ludzkiego organizmu. W żyłach będą szukać odkładającego się cholesterolu i miejsc potencjalnych skrzepów, a w żołądku bakterii powodujących wrzody. Wyniki badań będą przekazywane na bieżąco na zewnątrz organizmu do nadzorującego lekarza.

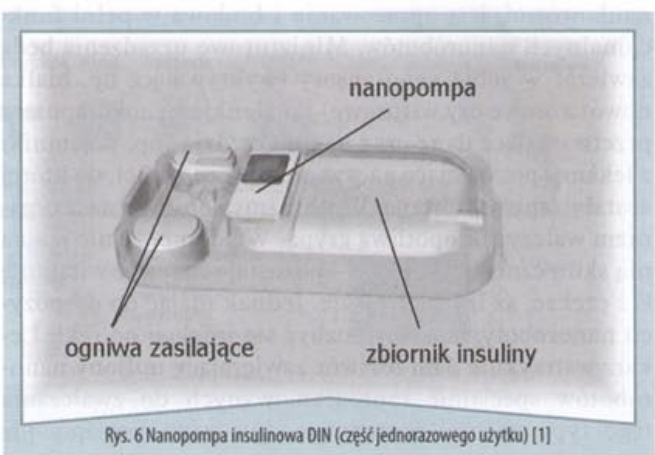
Nanopompy insulinowe

Pompy insulinowe przeznaczone są do ciągłej podskórnej iniekcji insuliny (ang. *Continuous Subcutaneous Insulin Infusion – CSII*), pracując w pętli otwartej lub zamkniętej. Pętlę otwartą tworzy pompa insulinowa dostarczająca do organizmu chorego insulinę ze stałym wydatkiem, niezależnie od rzeczywistego zapotrzebowania organizmu chorego. Jednym z podstawowych celów w terapii osoby chorej na cukrzycę jest pełna automatyzacja dawkowania insuliny. Pomimo wielu sukcesów w leczeniu cukrzycy, pętla zamknięta, łącząca ciągły pomiar glikemii (stężenie glukozy we krwi) z ciągłym, proporcjonalnym do aktualnego zapotrzebowania chorego podawaniem insuliny (w celu utrzymania poziomu glukozy na ustalonym poziomie), jest niedostępna ze względu na brak jednorodnego i efektywnego algorytmu iniekcji insuliny, możliwego do implementacji w pompie insulinowej u każdego chorego. Działania zespołów badawczych wielu wiodących firm produkujących pompy dla zastosowań medycznych, mające na celu poprawę komfortu życia chorego na cukrzycę, w parze z dynamicznym rozwojem nanotechnologii doprowadziły do dalszej miniaturyzacji w budowie pomp insulinowych. Miniaturyzacja – do rozmiarów liczonych w milimetrach – zespołów tłoczących konwencjonalnych pomp insulinowych (tłok strzykawki, silnik i przeniesienie napędu) natrafia na problemy natury technologicznej (strzykawka, przeniesienie napędu), ograniczające prędkość (ciśnienie) tłoczonej insuliny na wyjściu pompy.

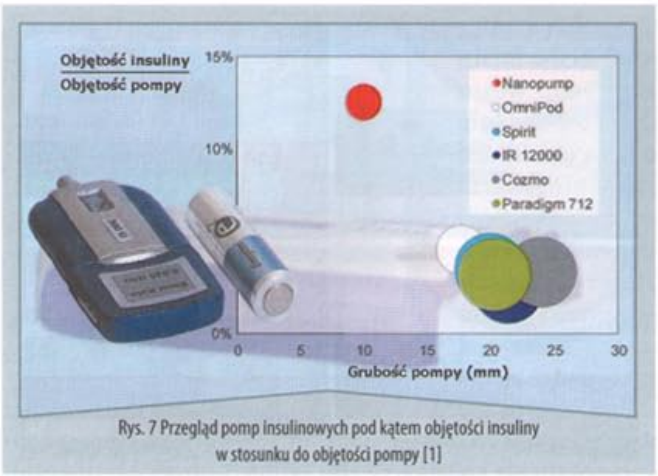
Rozwiązanie powyższego problemu stało się możliwe dzięki projektowi pompy membranowej, wykonanej w technologii Microfluidic MEMS (*Micro-Electro-Mechanical-System*). Klasyczna pompa membranowa jest pompą wyporową, w której organem roboczym jest gumowa lub plastikowa membrana poruszana za pomocą dźwigni, cyklicznie wtłaczanego sprężonego powietrza lub cieczy. Technologia Microfluidic pozwala na przetłaczanie minimalnych objętości cieczy liczonych w nanolitrach – nl (1 nl = 1×10^{-12} m^3), z pełną kontrolą sterowania przepływu. Jednym z istniejących rozwiązań miniaturowej pompy insulinowej jest pompa DIN (ang. *Debiotech's Insulin Nanopump*) szwajcarskiej firmy Debiotech. Pompę tę tworzą dwie zasadnicze części:

- część wielokrotnego użytku – podstawa montowana do ciała chorego (ręka), zawierająca m.in. mikrokontroler sterujący pracą pompy, wielofunkcyjny wyświetlacz, sygnalizator wibracyjno-akustyczny, system łączności bezprzewodowej umożliwiający zdalne programowanie i kontrolę pracy pompy (tzw. część statyczna);

Rys. 5 Nanopompa insulinowa DIN (Debiotech – Szwajcaria) [1]



Rys. 6 Nanopompa insulinowa DIN (część jednorazowego użytku) [1]



Rys. 7 Przegląd pomp insulinowych pod kątem objętości insuliny w stosunku do objętości pompy [1]

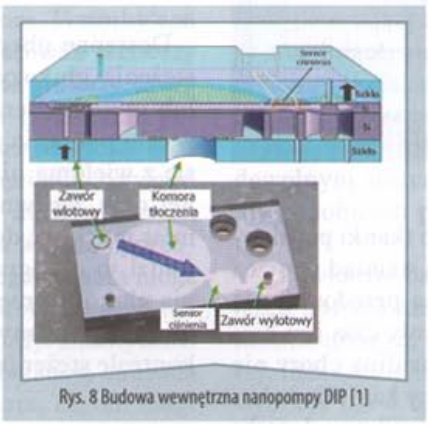
- część jednorazowego użytku – wyporowa (objętościowa) nanopompa membranowa z ruchomą membraną (sprężanie), dwa zawory jednokierunkowe (wejście, wyjście), zbiornik insuliny, ogniwa zasilające (tzw. część dynamiczna).

Pompa produkowana jest w dwóch wersjach, zależnych od pojemności zbiornika na insulinę:

- 5 ml (500 j.) – 65 × 38 × 11 mm – 28 g;
- 7,5 ml (750 j.) – 60 × 40 × 13 mm – 31 g.

Niewielkie rozmiary pompy pozwalają na swobodne ukrycie pompy pod odzieżą (pompa może być noszona jak niewidoczny plaster na skórze).

Pompa DIN jest około 4 razy mniejsza niż współczesne zewnętrzne pompy insulinowe i zawiera ponad 2 razy większy zapas insuliny niż pozostałe pompy dostępne w handlu. Ogniwa elektryczne zasilające pompę oraz zapas insuliny pozwalają na niezakłóconą pracę pompy przez okres co najmniej 14 dni.



Rys. 8 Budowa wewnętrzna nanopompy DIP [1]

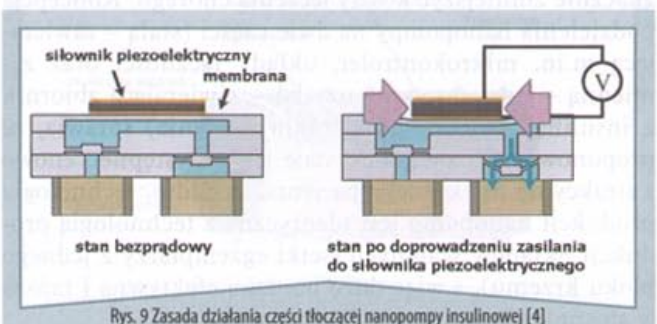
Nanopompa zbudowana jest w postaci pojedynczego chipu, który tworzą cztery połączone wzajemnie warstwy: dwie wewnętrzne ze strukturą MEMS nanopompy wykonane z krzemu SOI (Silicon on Insulator) oraz dwie warstwy zewnętrzne wykonane ze szkła Pyrex (szkło borowo-krzemowe – 8% B_2O_3, 85% SiO) tworzące zewnętrzne ścianki pompy, z odpowiednimi otworami technologicznymi (wejście, wyjście, sygnały sterujące). Wewnętrzna struktura MEMS składa się z piezoelektrycznego siłownika przemieszczającego membranę pompy (ruch posuwisto-zwrotny), powodując sprężanie i rozprężanie cieczy zawartej w komorze tłocznej pompy. Grubość warstwy SOI decyduje o objętości wewnętrznej komory tłocznej pompy, a tym samym o ilości cieczy przetłaczanej w czasie jednego cyklu pracy pompy. Membrana zamontowana jest pomiędzy dwoma mechanicznymi ogranicznikami zapewniającymi stałą wartość przepływu (stała wartość jednorazowej dawki) – niezależnie od zmian napięcia zasilania, temperatury i lepkości przetłaczanej cieczy oraz od starzenia się elementów składowych pompy.

Siłownik piezoelektryczny, wymuszający ruch posuwisto-zwrotny membrany, zasilany jest napięciem prostokątnym (U_{pp} = -40-+110 V) o zmiennej, programowanej częstotliwości. Doprowadzenie napięcia stałego (dodatnia połówka przebiegu prostokątnego) do okładzin siłownika piezoelektrycznego powoduje zmianę jego wymiarów liniowych (kurczenie się), czyli tzw. odwrotny efekt piezoelektryczny. Prowadzi to do odkształcenia membrany, zmniejszając tym samym pojemność i zwiększając ciśnienie wewnątrz komory tłocznej pompy. Ciecz zawarta w komorze tłocznej przez zawór jednokierunkowy (wyjście) zostaje przetłoczona do obwodu zewnętrznego. Odłączenie napięcia zasilającego siłownik piezoelektryczny powoduje jego powrót do pozycji wyjściowej (zmiana wymiarów liniowych – wydłużenie), zwiększając objętość komory tłocznej i zmniejszając ciśnienie wewnątrz komory (podciśnienie). Nowa porcja cieczy zostaje zassana przez zawór jednokierunkowy (wejście) do komory tłocznej pompy. Cały cykl pracy pompy powtarza się.

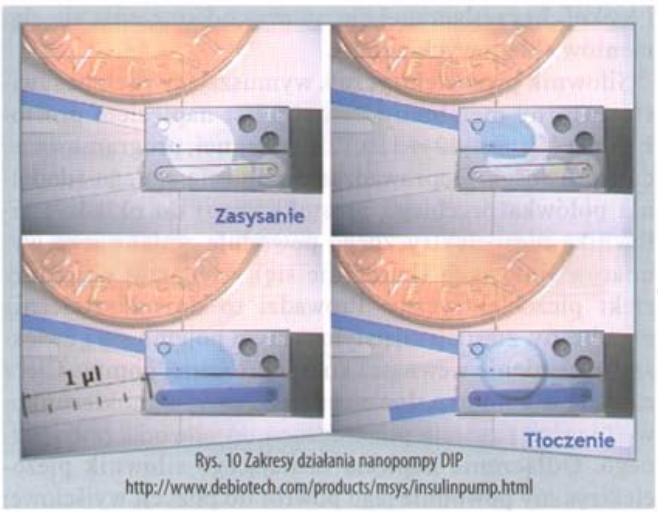
Wydajność pompy może być płynnie zmieniana poprzez zmianę częstotliwości napięcia zasilającego siłownik piezoelektryczny.

Technologia Microfluidic MEMS pozwala na zbudowanie pompy o dokładności i precyzji dawkowania insuliny niespotykanej w standardowych pompach insulinowych – 200 nl (2×10^{-10} m^3) z dokładnością powtarzania dawki 2%. Wielkość dawki i precyzja iniekcji w nanopompie pozwala na zastosowanie insuliny o stężeniach wielokrotnie większych niż stosowane współcześnie w medycynie, co pozwoli na zmniejszenie wymiarów pomp insulinowych, zwiększając tym samym komfort użytkowania pompy przez osobę chorą. Precyzyjne dawkowanie insuliny jest krytycznym czynnikiem skuteczności leczenia i przyczynia się do zmniejszenia negatywnych, długofalowych skutków insulinoterapii.

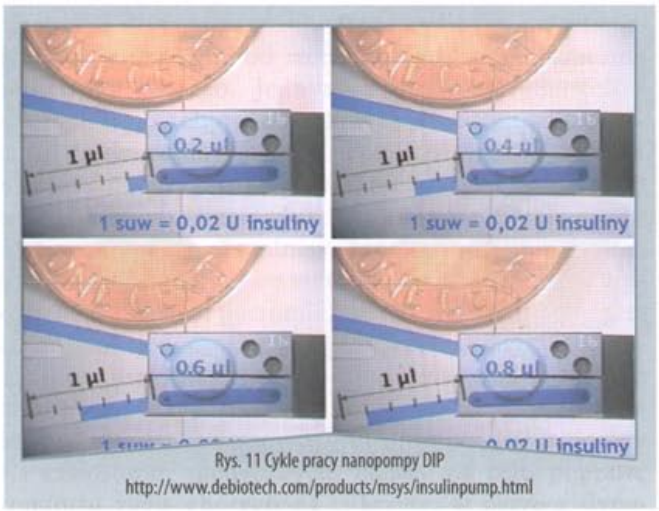
Podstawa pompy (część wielokrotnego użytku) mocowana jest do ciała chorego za pomocą kleju, niepowodującego odczynów alergicznych. Dostarczenie insuliny do wnętrza ciała chorego wykorzystuje zjawisko tzw. odwróconej osmozy. W pierwszej fazie insulina przenika przez



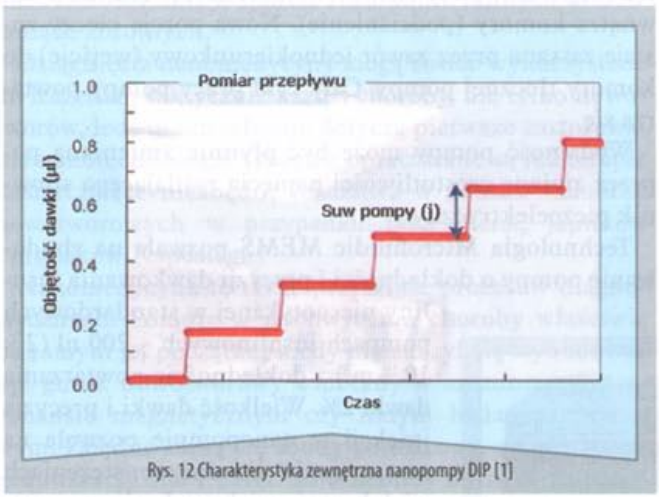
Rys. 9 Zasada działania części tłoczącej nanopompy insulinowej [4]



Rys. 10 Zakresy działania nanopompy DIP
http://www.debiotech.com/products/msys/insulinpump.html



Rys. 11 Cykle pracy nanopompy DIP
http://www.debiotech.com/products/msys/insulinpump.html



Rys. 12 Charakterystyka zewnętrzna nanopompy DIP [1]

specjalnie przygotowaną, cienką błonę do tkanki podskórnej i jest w niej magazynowana. Dopiero stamtąd poprzez włosowate naczynia krwionośne insulina przedostaje się do krwiobiegu. Tempo dozowania leku cały czas jest niezmienne. Dzięki tej metodzie iniekcji insuliny chory nie jest zmuszony do częstej (co 3 dni) zmiany kaniuli, dodatkowo podstawa pompy może być łatwo usunięta z dotychczasowego miejsca i zamocowana w nowym, co prowadzi do znacznej poprawy komfortu życia osoby chorej.

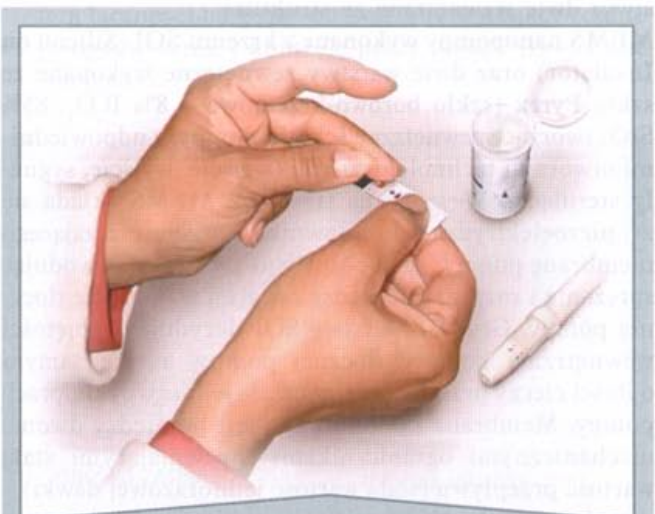
Dodatkowo, na wejściu i wyjściu pompy zastosowany został filtr dokładnego oczyszczania, zapobiegający przedostawaniu się pęcherzyków powietrza do krwi chorego.

W odróżnieniu od innych pomp insulinowych, technologia zastosowana w budowie nanopompy pozwala znacznie zmniejszyć koszty leczenia chorego. Koncepcja podzielenia nanopompy na dwie części (stałą – zawierającą m.in. mikrokontroler, układy łączności oraz zamienną – jednorazowego użytku – zawierającą zbiornik z insuliną, nanopompę i źródło zasilania) sprawia, że proponowane rozwiązanie staje się przystępne cenowo i atrakcyjne dla każdego pacjenta. Ponadto, technologia produkcji nanopomp jest identyczna z technologią produkcji układów scalonych (setki egzemplarzy z jednego bloku krzemu), a więc dużo bardziej efektywna i tańsza w stosunku do istniejących rozwiązań.

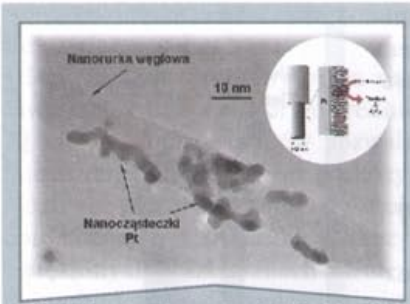
Nanopompy są idealnym rozwiązaniem w przypadku leczenia dzieci, gdzie pompy insulinowe powinny być proste w obsłudze, niezawodne oraz tanie i odporne na różne czynniki zewnętrzne. W dłuższej perspektywie nanopompa będzie pracowała jako jeden z elementów cyklu zamkniętego CSII, gdzie współpracując z sensorem ciągłego pomiaru glikemii, otworzy drogę do budowy w pełni autonomicznej sztucznej trzustki.

Nanosensory pomiaru glikemii

Dostępne obecnie przenośnie urządzenia do pomiaru stężenia glukozy we krwi wymagają nakłuwania palca lub innych alternatywnych miejsc nakłuć osoby chorej, w celu pobrania próbki krwi do analizy. Metoda ta wiąże się z wieloma niedogodnościami natury etyczno-moralnej oraz zapewnienia intymności, szczególnie gdy pomiar musi być dokonany w miejscach publicznych. Prowadzi to do ograniczenia częstotliwości pomiaru stężenia glukozy przez osoby chore do 1-2 razy na dobę, zamiast wymaganych 4-6 razy zapewniających optymalną kontrolę stężenia glukozy we krwi.



Rys. 13 Konwencjonalna metoda pomiaru stężenia cukru we krwi
http://z.about.com/f/p/440/graphics/images/en/19913.jpg



Rys.14 Rezystancyjny nanosensor stężenia glukozy [1]

Na rynku istnieje wiele sensorów stężenia glukozy we krwi, jednakże są to urządzenia wymagające inwazyjnej ingerencji wewnątrz ciała osoby chorej, co jest m.in. przyczyną ograniczonej czasowo żywotności istniejących sensorów. Klasyczne metody analizy chemicznej, mimo wielu zalet (jak dokładność, czułość i duża precyzja), stają się mało przydatne w tych zastosowaniach, gdzie pożądane są szybkie oznaczenia, możliwość pracy w trybie monitorowania oraz automatyzacja pomiarów.

Dynamiczny rozwój nanotechnologii stwarza możliwość budowy sensorów umożliwiających długotrwały pomiar stężenia glukozy metodami bezinwazyjnymi. Zastosowanie nanotechnologii pozwoliło na opracowanie dwóch typów nanosensorów stężenia glukozy, wykorzystujących odmienne procesy fizykochemiczne: luminescencję i zmianę rezystancji sensora podczas pomiaru.

Rezystancyjny nanosensor poziomu glikemii

Naukowcy z grupy badawczej profesora Timothy'ego Fishera z Purdue University (USA) opracowali pierwszy na świecie nanotechnologiczny biosensor glukozy, który pozwala na badanie stężenia glukozy w przestrzeni ponad powierzchnią detekcyjną – wewnątrz objętości analizowanej próbki. Jest to możliwe dzięki umocowaniu elementów wykrywających glukozę na nanorurkowych wysięgnikach, przez co sensor ten wnika w badaną próbkę. Ponieważ elementy detekcyjne nowego sensora mogą swobodnie unosić się w toni badanej próbki, układ ten jest bardziej czuły niż tradycyjne metody analityczne. Dotychczas to właśnie wykrywana substancja musiała opaść na powierzchnię detekcyjną sensora, by ten mógł przekazać informację o obecności badanej cząsteczki do układu wskaźnika.

Urządzenie wykorzystuje niezwykle wysokie przewodnictwo elektryczne węglowych nanorurek oraz tzw. biokompatybilność złota, czyli brak zdolności organizmu do jego wykrycia i uruchomienia reakcji immunologicznej. Jak twierdzą autorzy prototypu, pozwala to na osiągnięcie precyzji pomiaru niespotykanej dotąd w urządzeniach o podobnym stopniu miniaturyzacji.

Produkcja sensora zachodzi w kilku etapach. Wyjściowym materiałem do jego wytwarzania jest podłoże sensora wykonane z aluminium, posiadające wyjątkową, porowatą strukturę, syntezowaną na warstewce tytanu. Kolejny etap polega na wytworzeniu ultraczystych, cienkościennych węglowych nanorurek, utworzonych ze zwiniętych w rulon płaszczyzn zbudowanych z atomów węgla.

Nanorurki są wytwarzane tak długo, aż zaczną wystawać z otworów podłoża czujnika. Następnie powierzchnia nanorurek jest elektrochemicznie pokrywana palladem, gdzie w miejscach naturalnych uszkodzeń nanorurek powstają sześcienne nanogrudki palladu. Na powierzchnię czujnika napylana jest cienka warstwa złota (platyny), które służy jako biokompatybilna baza dla elementu wykrywającego bezpośrednio poziom glukozy.

Do pozłacanych cząstek palladu, osadzonych na nanorurkach, dołączany jest enzym – oksydaza glukozy (glukooksydaza) – który standardowo stosowany jest w układach wykrywających D-glukozę. Oksydazy to potoczna nazwa enzymów z klasy oksydoreduktaz, pośredniczących w bezpośrednim przenoszeniu elektronów na tlen cząsteczkowy z wytworzeniem cząsteczki H_2O lub 3% H_2O_2. Oksydaza glukozy przeprowadza rozkład D-glukozy do kwasu glukonowego i nadtlenku wodoru H_2O_2.

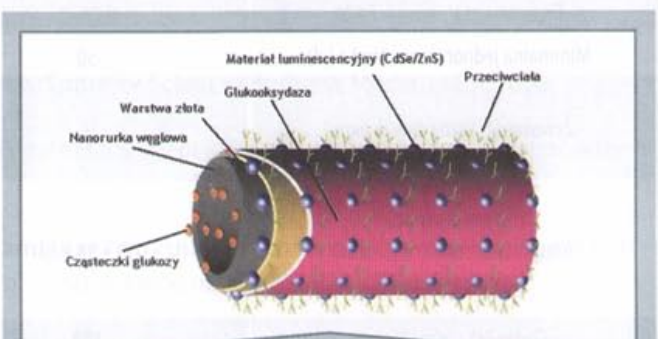
$$D\text{-}glukoza + O_2 \xrightarrow{glukooksydaza} kwas\ glukonowy + H_2O_2$$

Nadtlenek wodoru rozpada się bardzo szybko z wytworzeniem tlenu oraz dwóch rodzajów jonów: kationów wodorowych H_+ oraz anionu tlenowego O_{2-}.

Nowy czujnik, jak każdy inny tego typu układ, wykrywa de facto nadtlenek wodoru – produkt aktywności enzymu, a nie samą glukozę. Wytworzone jony posiadają ładunek elektryczny, więc ich wytwarzanie objawia się jako zmiana napięcia elektrycznego mierzonego na elektrodach wchodzących w skład urządzenia. To właśnie ilość powstających jonów służy do oceny stężenia glukozy znajdującej się w badanym roztworze.

Konstrukcja sensora jest wysoce uniwersalna i pozwala na przyłączenie różnych enzymów, które mogłyby wykrywać wiele rodzajów substancji obecnych w krwi czy dowolnym innym roztworze. Potencjalne zastosowanie dla podobnych platform jest więc niemal nieograniczone.

Jak twierdzą badacze z Uniwersytetu Purdue, ich wynalazek jest w stanie wykryć glukozę o stężeniu aż pięciokrotnie niższym niż inne miniaturowe detektory. Co więcej: urządzenie jest tak małe (najmniejsza jego wersja ma wymiary 0,5 × 0,5 mm), że możliwe jest instalowanie go we wnętrzu naczyń krwionośnych. Teoretycznie umożliwia to wykonywanie pomiarów glikemii w różnych miejscach ciała i w różnych typach naczyń krwionośnych, dzięki czemu ocena stanu zdrowia osoby chorej na cukrzycę mogłaby być prowadzona w sposób ciągły i znacznie dokładniejszy niż jest to robione współcześnie.



Rys.15 Luminescencyjny nanosensor stężenia glukozy [5]
http://www.rsc.org/ejga/SM/2009/b813781a-ga.gif

Luminescencyjny nanosensor pomiaru glikemii

„Naszym celem jest opracowanie urządzenia wykorzystującego nanorurki węglowe, które analizować będzie stężenie glukozy wewnątrz ciała pacjenta, przekazując te informacje na zewnątrz powłok ciała za pomocą światła" – poinformowali naukowcy z laboratorium uniwersytetu w Illinois (USA), pod przewodnictwem profesora Michaela Strano. Zasada działania nanosensora opiera się na zjawisku fluorescencji nanorurek węglowych, tzn. pochłaniania przez nie promieniowania elektromagnetycznego o odpowiedniej długości fali (0,38-0,7 μm) i jednocześnie emitowania promieniowania o innej długości fali, w zakresie bliskiej podczerwieni (0,7-30 μm), dla którego to organizm człowieka jest „przezroczysty".

Sensor do pomiaru stężenia glukozy nie różni się budową od rezystancyjnego nanosensora, z tą różnicą, że dodatkowo z oksydazą glukozy występuje substancja wywołująca fluorescencję nanorurek CdSe/ZnS. W wyniku reakcji enzymu – oksydazy glukozy z cząsteczkami glukozy – nastąpi jego rozpad, a produktem ubocznym ww. reakcji będzie nadtlenek wodoru H_2O_2. Reakcja nadtlenku wodoru z substancją wywołującą fluorescencję nanorurek spowoduje wzrost natężenia promieniowania elektromagnetycznego emitowanego przez nanorurki, po oświetleniu ich światłem monochromatycznym (laser). Natężenie promieniowania elektromagnetycznego zależy od stężenia nadtlenku wodoru H_2O_2, a w konsekwencji od stężenia glukozy. W celu określenia poziomu cukru w organizmie osoba chora na cukrzycę będzie wyposażona w odpowiedni czytnik, który w wyobrażeniu naukowców przyjmie kształt zbliżony do zegarka. Będzie on dokonywał pomiaru intensywności promieniowania podczerwonego, zaś fluorescencja nanorurek węglowych wzbudzana będzie miniaturowym laserem umieszczonym w czytniku.

Bezinwazyjne podawanie insuliny

Rys. 16 Koncepcja krzemowej biokapsułki [5]

Alternatywnym i rozwijanym sposobem leczenia cukrzycy jest przeszczep trzustki. Głównym problemem jest prawdopodobieństwo odrzucenia obcego organu przez układ immunologiczny chorego. W celu zmniejszenia ryzyka podaje się leki immunosupresyjne, jednak mają one negatywny wpływ na zdrowie chorego. Przeszczep trzustki jest jedyną terapią cukrzycy, zapewniającą pełną insulinową terapię zastępczą i przywracającą fizjologiczną homeostazę glukozy.

Uczeni M. Ferrari (Ohio State University) i T. Desai (Boston University) wpadli na pomysł, jak pokonać system immunologiczny chorego dotkniętego cukrzycą. Istota problemu polega na tym, by przeciwciała wadliwego układu odpornościowego powstrzymać przed zniszczeniem przeszczepionych komórek trzustki, które w produkcji insuliny mają zastąpić bezbronne komórki chorego. Skonstruowali sześcian z atomów krzemu o wymiarach nieprzekraczających kilkudziesięciu nanome-

Tab. 1 Wybrane parametry techniczne trzech rodzajów pomp insulinowych

Parametry techniczne	Pompa zewnętrzna PARADIGM MiniMed 722	Pompa implantowana SynchroMed II model 8637-20 (40)	Nanopompa DIP
Pojemność zbiornika insuliny (ml)	20	20 (40)	5 (7,5)
Przepływ (ml/godz.) – BAZA	0,05–2	0,02–1	0–0,25
Minimalna jednorazowa dawka (µl)	50	20	0,2
Żywotność (liczba dawek jedn.)	–	–	1,8 x 108 cykli (67 dni dla f = 0,05 Hz)
Wymiary (mm) (długość/szerokość/wysokość) (średnica/grubość)	51 x 94 x 20	87,5 x 19,5 x 26	60 x 40 x 13 Nano-pompa 16 x12 x 1,86
Ciężar (g) – z zasilaniem	108	165/175	31
Ciśnienie insuliny (kPa) (wyjście)	94,46	20,68 – 34,75	20,68

trów, zawierający wewnątrz komórki β pobrane z trzustek zwierzęcych.

Sześcian jest otoczony przez nanomateriał porowaty, zawierający liczne otwory o średnicy nieprzekraczającej 20 nm. Średnica otworów pozwala na swobodne przemieszczanie się cząsteczek glukozy i insuliny, lecz uniemożliwia przemieszczanie się molekuł systemu immunologicznego. Cząsteczki glukozy przedostają się do uwięzionych w sześcianach zdrowych komórek β trzustki i pobudzają je do wydzielania insuliny. Sześciany mogą być wstrzyknięte pod skórą chorego na cukrzycę. Pozwala to na czasowe przywrócenie kontroli poziomu glukozy w organizmie chorego bez potrzeby przyjmowania leków immunosupresyjnych, zwiększających ryzyko infekcji.

Podsumowanie

Wraz z rozwojem medycyny lista tzw. chorób przewlekłych stale się wydłuża. Lekarze zaczynają również zwracać uwagę na to, że dla pacjenta ważna jest nie tylko długość życia, ale także jego komfort. Obecnie prawie pół miliona osób chorych na cukrzycę na całym świecie leczonych jest ze wspomaganiem pompą insulinową. Mogą się oni cieszyć większą swobodą i komfortem w codziennym życiu oraz mają lepszą kontrolę metabolizmu. Pompa insulinowa w ciągu ostatnich kilkunastu lat przebyła długa drogę rozwoju – od urządzeń wielkości plecaka, poprzez współczesne pompy wielkości pagera, które chorzy mogą nosić na pasie, po nanopompy o wadze kilkudziesięciu gramów, które mogą zostać przyklejone bezpośrednio do ciała chorego.

W ostatnich latach duże nadzieje w leczeniu cukrzycy wiąże się z nanotechnologią, która – przy małej efektywności obecnych metod leczenia – może okazać się zbawieniem dla chorych. Jednakże nanotechnologie, wykorzystywane szczególnie w medycynie, powinny być tworzone z należną ostrożnością i rozwagą. Można pokusić się o przełożenie i ścisłe przestrzeganie słynnych trzech praw robotyki, zaproponowanych przez Isaaca Asimova do nanotechnologii:

1. nanoroboty nie mogą się samodzielnie powielać;
2. po zakończeniu swojej misji muszą ulegać rozkładowi;
3. produkty rozkładu muszą być nieszkodliwe dla organizmu oraz powinny być szybko z niego wydalane.

Można być pewnym, że w najbliższych latach nanotechnologia odegra kluczową rolę w rozwoju medycyny przyszłości, pozwalając na bardzo wczesną (na poziomie komórkowym) detekcję i diagnostykę schorzeń oraz wprowadzając zaawansowane procedury leczenia, pozwalające na szybkie i efektywne – a co za tym idzie także mało uciążliwe dla pacjenta – leczenie. ■

mgr inż. Adan Jaroszewicz

Politechnika Wrocławska
Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych

Katarzyna Kubera-Jaroszewicz

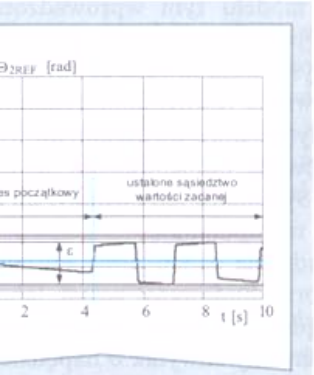
WSS im. Gromkowskiego we Wrocławiu

Literatura

ch nastaw, są rzędu *1 s*, a segmentu dolnego rzędu kilku s. Sterowanie manipulatorem kratownicowym charakteryzuje wysoki wpływ wzajemnych oddziaływań dynamicznych segmentów. Stanowi to istotną różnicę w porównaniu z manipulatorami szeregowymi o niezależnym sterowaniu PID osiami. W manipulatorach szeregowych z napędami wyposażonymi w przekładnie redukcyjne o dużym przełożeniu następuje „naturalna" dekompozycja równań modelu do postaci pozwalającej z bardzo dobrym przybliżeniem traktować każdą z osi robota jako niezależny układ o jednym wejściu i wyjściu [10]. W manipulatorach kratownicowych odsprzężenie takie nie jest możliwe, co dla układu sterowania oznacza występowanie stale silnych zakłóceń podczas jednoczesnego ruchu segmentów. Wpływ oddziaływań skrośnych jest dobrze widoczny zarówno w analizie modelu zlinearyzowanego mechanizmu manipulatora, jak i w badaniach symulacyjnych sterowania PID z uwzględnieniem modelu napędu pneumatycznego. Silny wpływ tych interakcji na przebiegi odpowiedzi skokowych potwierdziły także badania eksperymentalne. Może okazać się zatem, że lepszą jakość sterowania mogą zapewnić algorytmy wielowymiarowe niż niezależne sterowanie PID segmentami.

Przeprowadzone badania układu sterowania wykazały dużą zgodność wyników otrzymanych symulacyjnie i eksperymentalnie. Świadczy to o poprawności wyprowadzonych modeli kinematyki i dynamiki oraz przyjętych ma-

ę tych wielkości, których pomiar w układzie eksalnym jest niemożliwy, np. ciśnień w komorach . Przeprowadzone testy pokazały, że właściwości ne segmentów zmieniają się w szerokim zakre- charakterystyki amplitudowe typu aperiodyczoscylacyjnego, a fazowe typu minimalno- lub alnofazowego. Uzyskano dużą jakościową zgodność charakterystyk modelu i manipulatora *KRAT*.



owa odpowiedź skokowa układu regulacji nentem manipulatora kratownicowego nym zakresem początkowym i zakresem onego sąsiedztwa wartości zadanej

Konsekwencją wyboru metody identyfikacji był dobór nastaw regulatorów PID, przeprowadzony metodą częstotliwościową w oparciu o charakterystyki Bodego. Jako kryterium oceny jakości sterowania przyjęto przebieg i parapowiedzi skokowych segmentów. Analiza cha-

Wanda Mikołajewska

Normalizacja napędów płynowych. Bieżąca działalność, korzyści i potrzeby

Wobec rozwijającej się wymiany handlowej i wzajemnej zależności gospodarczej krajów świata, szeroko pojęta normalizacja stała się ważnym ogniwem współpracy. Aby właściwie zaprezentować normalizację w dziedzinie napędów płynowych, konieczne jest globalne ujęcie zagadnienia, z uwzględnieniem powiązania działalności krajowej z normalizacją międzynarodową i europejską.

Wprowadzenie

Określenie „napędy płynowe" jest powszechnie stosowane w normalizacji i obejmuje szeroki wachlarz zagadnień dotyczących hydrauliki i pneumatyki. Wywodzi się od angielskiej nazwy komitetu technicznego organizacji ISO TC 131 Fluid power systems, którego prace od wielu lat mają znaczący wpływ na normalizację tych dziedzin techniki. Normy ISO obejmują szeroki zakres zagadnień związanych z funkcjonowaniem i stosowaniem układów płynowych. Na płaszczyźnie Unii Europejskiej normalizację napędów płynowych prowadzi komitet europejski EN – do końca 2008 r. dla tego obszaru działalności opublikowano tylko dwie normy: po jednej dla hydrauliki i pneumatyki.

W Polsce krajową jednostką normalizacyjną jest Polski Komitet Normalizacyjny, a prace realizowane są poprzez powołane do tego celu komitety techniczne:

- Komitet Techniczny nr 160 ds. Napędów i Sterowań Hydraulicznych;
- Komitet Techniczny nr 208 ds. Napędów i Sterowań Pneumatycznych.

Szczegółowe informacje na temat aktualnych norm ISO i EN dla pneumatyki, planowanych opracowań, a także krajowych odpowiedników norm można uzyskać w sekretariacie Komitetu Technicznego nr 208, umiejscowionym w OBREiUP Sp. z o.o. w Kielcach lub bezpośrednio w Polskim Komitecie Normalizacyjnym.

Na łamach „Pneumatyki" kolejno będą prezentowane wybrane, najczęściej stosowane normy dotyczące pneumatyki, w tym normy wspólne dla napędów płynowych, a także informacje o bieżących pracach normalizacyjnych, które mogą zainteresować producentów i użytkowników urządzeń pneumatycznych.

Trochę historii

Możliwości wykorzystania energii poruszającej się cieczy znane były od wielu lat, a układy hydrauliki siłowej znajdowały zastosowanie m.in. w samolotach (hamulce, wypuszczane podwozie), samochodach (układ kierowniczy) itp. Hydraulika, jako dziedzina techniki, ma więc dłuższą historię od pneumatyki, której rozwój i praktyczne wykorzystanie musiało być poprzedzone poznaniem cech fizycznych i własności przepływowych powietrza, a także innych stosowanych gazów.

W Polsce za początki pneumatyki trzeba uznać lata 70. dwudziestego wieku, chociaż niektóre elementy pneumatyki produkowano już wcześniej (siłowniki pneumatyczne i zawory) w dawnych Zakładach Mechanicznych im. Generała Waltera w Radomiu. Jednak dopiero zakup licencji od francuskiej firmy CPOAC, obejmujący szeroki asortyment elementów, spowodował rzeczywisty rozwój polskiej pneumatyki. Został wówczas powołany Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach – jako wiodąca jednostka, której zlecono adaptację dokumentacji licencyjnej do krajowych możliwości produkcyjnych, powierzając jej także dalszy rozwój polskiej pneumatyki.

Dla wykonawstwa wyrobów według dokumentacji przygotowanej w Ośrodku utworzono Centrum Produkcyjne Pneumatyki PREMA. Obecnie urządzenia i układy wykorzystujące energię sprężonego powietrza są stosowane w wielu gałęziach naszego przemysłu; zyskują też coraz większą popularność w sektorach dotyczących usług, w transporcie, ochronie zdrowia, urządzeniach gospodarstwa domowego itp.

W latach 70., równolegle z procesem wdrażania w Polsce produkcji licencyjnej, zaczęła rozwijać się krajowa działalność normalizacyjna w sferze napędów płynowych. Warunki funkcjonowania krajowej gospodarki, jak też niewielkie doświadczenie polskich specjalistów w zakresie elementów i urządzeń pneumatycznych, spowodowały, że podczas opracowywania pierwszych polskich norm dotyczących tej branży najczęściej korzystano z dostępnych materiałów innych państw. Niektóre normy, zwłaszcza klasyfikacyjne, opracowano w oparciu o prace ówczesnego bloku państw komunistycznych RWPG, ale znacznie większy wpływ na polską normalizację napędów płynowych miała współpraca z organizacją międzynarodową ISO i opracowywane w niej dokumenty.

Warto podkreślić, że Polski Komitet Normalizacyjny ma znaczny udział w pracach ISO, prowadzi też sekretariaty kilku komitetów i podkomitetów. Jednakże uczest-

nictwo polskich specjalistów w pracach komitetów i grup roboczych w ostatnich latach jest coraz mniejsze, co wynika w równej mierze z wysiłku organizacyjnego, jak też niezbędnych nakładów finansowych. Oceniając rolę tej działalności trzeba pamiętać, że żyjemy w czasach szerokiej międzynarodowej współpracy naukowo-technicznej, a równocześnie obserwujemy pogłębiającą się zależność większości krajów świata. Dzisiaj trudno wyobrazić sobie prawidłowy rozwój gospodarczy państwa bez współdziałania z innymi krajami. Nie można też prowadzić normalizacji krajowej w oderwaniu od normalizacji międzynarodowej i europejskiej, dlatego bardzo ważny jest udział krajowych specjalistów w pracach realizowanych na płaszczyźnie obu tych organizacji.

Normalizacja międzynarodowa i europejska

Jak już wspomniano, normalizację w dziedzinie napędów płynowych prowadzi w ISO komitet techniczny TC 131 *Fluid power systems*, w ramach którego działa 9 podkomitetów, odpowiedzialnych za poszczególne zakresy tematyczne.

Polska czynnie uczestniczy w realizowanych pracach za pośrednictwem krajowych komitetów technicznych KT 160 i KT 208. Ta współpraca oraz tworzone normy ISO odgrywają dzisiaj pierwszoplanową rolę w funkcjonowaniu i rozwoju napędów hydraulicznych i pneumatycznych, a ich postanowienia obejmują najważniejsze zagadnienia związane z projektowaniem i wykonawstwem, oceną elementów i układów oraz użytkowaniem urządzeń i instalacji przemysłowych. Z uwagi na rolę norm ISO we współczesnym świecie, a tym bardziej ich znaczenie dla pneumatyki, należy bliżej opisać samą organizację.

Międzynarodowa organizacja normalizacyjna ISO została utworzona na początku 1946 r., a wśród jej członków założycieli był Polski Komitet Normalizacyjny. Strukturalnie ISO stanowi sieć współpracujących krajowych organizacji normalizacyjnych. Administracyjnie jest organem pozarządowym, mimo iż niektóre organizacje członkowskie znajdują się w strukturach rządowych. ISO ma więc pozycję pośrednią między sektorami państwowym i prywatnym.

Jako ciekawostkę warto wyjaśnić genezę skrótu „ISO". Nie odpowiada on oficjalnej nazwie. Skróty nazwy w językach krajów członkowskich byłyby różne (np. angielski „IOS" – *International Organization for Standardization*, francuski „OIN" od *Organisation Internationale de Normalisation*, polski „MON" – *Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna*), postanowiono więc zastosować skrót wywiedziony od greckiego słowa *isos*, co oznacza „równy". Motywacją powyższego była zasada, w myśl której wszyscy członkowie ISO są równi – w głosowaniu każdy kraj członkowski dysponuje tylko jednym głosem.

W strukturze ISO działa ponad 190 komitetów technicznych, kilkaset podkomitetów i grup roboczych zajmujących się merytorycznym przygotowaniem projektów oraz Komitet Główny, w którym po jednym głosie mają wszystkie kraje członkowskie. Oprócz prac w komitetach, niektóre tematy realizowane są przez grupy robocze podległe bezpośrednio sekretariatowi ISO.

Do końca 2008 r. ustanowiono i opublikowano ok. 17 500 norm ISO, przy czym rocznie ustanawia się 1000-1200 norm, choć równolegle część norm nieaktualnych lub zastąpionych przez nowe jest wycofywana. Członkami ISO jest 160 krajów. Ponad 100 z nich to członkowie czynni (P), do których należy Polska; pozostali to tzw. członkowie obserwatorzy (O), o ograniczonych uprawnieniach, zwykle bez prawa głosowania.

Normalizacja prowadzona w Unii Europejskiej dotyczy głównie zagadnień bezpieczeństwa, zdrowia, ochrony środowiska, aspektów ekonomicznych itp. Dla napędów płynowych do końca 2008 r. opracowano tylko dwie normy europejskie EN – po jednej dla hydrauliki i pneumatyki.

W odniesieniu do ścisłych powiązań i współpracy organizacji normalizacyjnych zwraca uwagę widoczna, zwłaszcza w ostatnich latach, tendencja do bezpośredniego przyjmowania norm międzynarodowych ISO jako dokumentów europejskich, z oznaczaniem ich **EN ISO**.

Takim działaniem objęto już normy dotyczące bezpieczeństwa układów hydraulicznych i pneumatycznych. Obserwując współdziałanie organizacji normalizacyjnych można oczekiwać, iż inne znaczące normy międzynarodowe ISO, opracowane dla hydrauliki i pneumatyki, będą także uznawane przez komitet EN i sukcesywnie przyjmowane jako normy europejskie.

Wybrane normy ISO

Wspólne dla hydrauliki i pneumatyki normy ISO o charakterze ogólnym wymieniono poniżej:

- ISO 1219-1:2006 *Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications.*
  Poprzednio wydanie normy z 1991 r. było wprowadzone do zbioru polskich norm jako PN-ISO1219-1:1994. Po nowelizacji brak jest polskiego odpowiednika normy ISO.
- ISO 1219-2:1995 *Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams.*
  Norma ISO posiada polski odpowiednik PN-ISO 1219-2:1998, jednak obecnie trwa jej nowelizacja; w głosowaniu jest projekt komitetu 4ISO/CD 1219-2.
- ISO 2944:2000 *Fluid power systems and components – Nominal pressures*
  Norma wprowadzona do zbioru PN jako PN-ISO 2944:2005, ale jest nowelizowana; trwa głosowanie projektu komitetu 7ISO/CD 2944.
- ISO 5598:2008 *Fluid power systems and components – Vocabulary*
  Wydanie normy z 1985 r. było wprowadzone do zbioru polskich norm jako PN-91/M-73001; po nowelizacji brak polskiego odpowiednika normy ISO.

Z zakresu dotyczącego siłowników (cylindrów hydraulicznych) na uwagę zasługują normy:

- ISO 6099:2001 *Fluid power systems and components – Cylinders – Identification code for mounting dimensions and mounting types.*
  Norma jest w nowelizacji, na etapie finalnym ISO/FDIS 6099. Nie ma ona odpowiednika krajowego; wprowadzone do PN było jej pierwsze wydanie z 1985 r., jako PN-84/M-73220.
- ISO 4393:1978 *Fluid power systems and components – Cylinders – Basic series of piston strokes (odpowiednik PN-ISO 4393:1998).*
- ISO 4394-1:1980 *Fluid power systems and components – Cylinder barrels – Part 1: Requirements for steel tubes with specially finished bores (odpowiednik PN-84/M-73207).*
- ISO 4395:1978 *Fluid power systems and components – Cylinders – Piston rod thread dimensions and types (PN-ISO 4395:1998).*
- ISO 3320:1987 *Fluid power systems and components – Cylinder bores and piston rod diameters – Metric series (PN-ISO 3320:1998).*

Jak widać, ostatnie cztery wymienione normy ISO mają odpowiedniki krajowe (podane w nawiasach), jednak ze względu na prowadzone w ISO okresowe przeglądy i nowelizacje przed zastosowaniem odpowiedniej polskiej normy należy sprawdzić jej aktualność.

Normy ISO dla pneumatyki (*Pneumatic fluid power*) obejmują szeroki wachlarz zagadnień. Jednym z ważniejszych problemów dla producentów i użytkowników urządzeń jest zamienność elementów i podzespołów, uwarunkowana stosowaniem jednolitych gwintów przyłączeniowych.

W elementach pneumatyki podstawowym gwintem przyłączeniowym jest gwint rurowy walcowy. Były wprawdzie prowadzone rozważania i próby dotyczące wprowadzenia w pneumatyce innych rodzajów gwintów, jednakże w praktyce pozostał gwint rurowy walcowy i przez wiele lat wykorzystywana była norma międzynarodowa przeznaczona do ogólnego stosowania ISO 1179:1981, w której podano wymagane wymiary gniazd i końcówek. Dopiero kilka lat temu wrócono do tematu. Uznano za celowe i ekonomiczne pozostawienie gwintu rurowego walcowego, ale o skróconej długości. Opracowano i opublikowano normę do stosowania w pneumatyce: ISO 16030:2001 (dzisiaj z poprawką: ISO 16030:2001/Amd 1:2005). W myśl jej postanowień, od 2001 r. w nowych konstrukcjach elementów pneumatyki należy stosować gwinty przyłączeniowe o wymiarach zgodnych z tą normą. Elementy z gwintem o wymiarach wg normy ISO 1179 powinny być wycofane; nie mogą one współpracować z częściami o gwincie wg ISO 16030.

Istotnym aspektem oceny wyrobów, a więc także warunkiem zamienności, jest potrzeba podawania przez producenta odpowiednich parametrów charakterystycznych (jako miarodajnego kryterium porównywalności wyrobów) oraz stosowanie jednolitych metod ich określania. Analizując aktualne prace na ten temat, prowadzone w ISO TC 131, warto zwrócić uwagę na niżej wymienione dokumenty.

Norma ISO 6358:1989 *Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow – rate characteristics* to powszechnie stosowany dokument zawierający metody określania charakterystyk przepływowych elementów pneumatyki. W Polsce jest wykorzystywana na podstawie krajowego odpowiednika normy PN-92/M-73763.

Po latach stosowania normy ISO, w wyniku zdobywanego doświadczenia i rozwoju krajów, pojawiły się nowe propozycje: normę przedstawiono do nowelizacji. Najwięcej uwag zgłosili przedstawiciele Japonii, proponując opracowanie nowego dokumentu. Zwrócili uwagę, że na poprawność badań wpływają różne czynniki, w tym np. budowa elementu. W normie powinno się też uwzględnić elementy o zmiennych kanałach przepływowych, bowiem istniejąca norma dotyczy tylko elementów o stałej średnicy przekroju.

Jako propozycję nowej normy ISO przedstawiono wieloczęściowy dokument (początkowo w formie 4 części, rozszerzony później o dwie kolejne), w którym określono metody obliczania wskaźników przepływu oraz opisano alternatywne metody badań. Zakończenie prac i publikację normy międzynarodowej przewidziano na 2010 r.

Norma ISO 6301-1 dotyczy smarownic sprężonego powietrza. Wymieniono w niej dane charakterystyczne elementu, które powinny być podawane w dokumentach techniczno-handlowych. Norma, wydana w 1997 r., miała odpowiednik krajowy: PN-ISO 6301-1:2000, który stracił aktualność po zakończonej nowelizacji i opublikowaniu w lutym 2009 r. nowego dokumentu: ISO 6301-1:2009 *Pneumatic fluid power – Compressed-air lubricators – Part 1: Main characteristics to be included in supplier's literature and product-marking requirements.*

To aktualne wydanie nie ma zmian merytorycznych, ale treść weryfikowano pod względem formalnym oraz dokonano aktualizacji norm przywołanych. Dane techniczne i charakterystyki, podawane w dokumentach techniczno-handlowych, pozostały jak w poprzednim wydaniu.

Podobnie druga część tej normy, w której określono metody badań tych charakterystyk, była w poprzednim wydaniu wprowadzona do polskich norm. Po nowelizacji, wydana jako ISO 6301-2:2006 *Pneumatic fluid power – Compressed-air lubricators – Part 2: Test methods to determine the main characteristics to be included in supplier's literature*, nie ma krajowego odpowiednika.

Stosując te normy, trzeba też pamiętać o ich powiązaniu z dokumentem ISO 6358, który jest w trakcie nowelizacji (przywołanie metody określania parametrów przepływowych). Dlatego warto śledzić tok prac w ISO, gdyż ustanowienie nowej wersji ISO 6358 spowoduje szybką weryfikację postanowień normy ISO 6301.

Równolegle z pracami normalizacyjnymi dotyczącymi smarownic w ISO TC 131 opracowano analogiczne normy dla filtrów sprężonego powietrza i zaworów redukcyjnych, które wymieniono poniżej.

ISO 5782-1:1997 *Pneumatic fluid power – Compressed-air filters – Part 1: Main characteristics to be included in suppliers' literature and product marking requirements.*

ISO 5782-2:1997 *Pneumatic fluid power – Compressed-air filters – Part 2: Test methods to determine the main characteristics to be included in supplier's literature.*

Normy wprowadzono do zbioru PN jako PN-ISO 5782-1:2000 oraz PN-ISO 5782-2:2000 i są aktualne. Po przeglądzie w 2008 r. obie normy ISO pozostawiono bez zmian.

ISO 6953-1:2000 *Pneumatic fluid power – Compressed air pressure regulators and filter-regulators – Part 1: Main characteristics to be included in literature from suppliers and product-marking requirements.*

ISO 6953-2:2000 *Pneumatic fluid power – Compressed air pressure regulators and filter-regulators – Part 2: Test methods to determine the main characteristics to be included in literature from suppliers.*

Normy ISO, dotyczące reduktorów sprężonego powietrza, podlegały przeglądowi w 2005 r. i zostały zatwierdzone bez zmian – nie mają one polskich odpowiedników.

W odniesieniu do procedur badawczych dla elementów pneumatyki trzeba wymienić dokument dotyczący siłowników:

ISO 10099:2001 *Pneumatic fluid power – Cylinders – Final examination and acceptance criteria.* W normie tej podano metody badań odbiorczych. Poprzednia jej wersja, ISO 10099:1990, była wprowadzona do polskich norm jako PN-93/M-73778. Nowe wydanie, w którym zaktualizowano kryteria szczelności (dopuszczalne przecieki), nie ma odpowiednika.

W ramach tego zagadnienia na omówienie zasługują także inne dokumenty ISO. Warto tu bliżej omówić, uzgadniane od kilku lat, kolejne części nowej normy arkuszowej, dotyczącej badań odbiorczych elementów pneumatyki, pod ogólnym tytułem *Pneumatic fluid power – Assessment of component reliability by testing*. W tym ciekawym i ważnym dokumencie w kolejnych częściach podano opisy ujednoliconych prób odbiorczych dla podstawowych elementów pneumatyki (przykładowe stanowiska, warunki badań itp.).

Celem normy jest umożliwienie jednoznacznej oceny niezawodności elementu, rozumianej jako prawdopodobieństwo jego funkcjonowania bez znaczących uszkodzeń w określonym przedziale czasu lub liczbie cykli pracy. Norma została opublikowana w 2007 roku i składa się z 4 części:

- ISO 19973-1:2007 *Pneumatic fluid power – Assessment of component reliability by testing – Part 1: General procedures;*
- ISO 19973-2:2007 *Pneumatic fluid power – Assessment of component reliability by testing – Part 2: Directional control valves;*
- ISO 19973-3:2007 *Pneumatic fluid power – Assessment of component reliability by testing – Part 3: Cylinders with piston rod;*
- ISO 19973-4:2007 *Pneumatic fluid power – Assessment of component reliability by testing – Part 4: Pressure regulators.*

W pierwszej części podano ogólne zasady przeprowadzania prób, zaś w kolejnych opisano szczegółowo próby odbiorcze: zaworów rozdzielających (ISO 19973-2), siłowników (ISO 19973-3) i zaworów redukcyjnych (ISO 19973-4). Niedługo po publikacji, bo już na początku 2008 r., zgłoszono do niej uwagi i w listopadzie 2008 r. przyjęto propozycję nowelizacji wszystkich części normy, zarejestrowaną jako nowy temat w planie prac ISO.

Podsumowanie

Nie sposób w niniejszym artykule omówić wszystkie normy i dokumenty międzynarodowe dotyczące pneumatyki – wymieniono tylko ważniejsze normy oraz zasygnalizowano najciekawsze prace prowadzone w komitecie ISO TC 131. Ale istotę działalności normalizacyjnej stanowi zrozumienie właściwej roli norm dla współczesnego świata. W obliczu przenikających się korzyści i zagrożeń związanych z rozwojem i postępem technicznym warto świadomie korzystać z gotowych receptur podawanych w normach. Równie ważne jest uczestniczenie w bieżących pracach normalizacyjnych, które pozwala wpływać na treść ustalanych postanowień.

Powszechnie wiadomo, że **od 2004 r. stosowanie norm nie jest obowiązujące**. Dotyczy to zarówno norm krajowych, międzynarodowych, europejskich, jak i norm zharmonizowanych. Dla Polski, jako członka Unii Europejskiej, bezwzględnie obowiązujące są wymagania określone w dyrektywach nowego podejścia i wprowadzone do prawa krajowego za pomocą odpowiednich aktów prawnych.

Norma jest narzędziem, które ma ułatwić spełnienie tych wymagań. Jest w niej podana metoda, której wykorzystanie ma na celu uzyskanie zgodności z odpowiednim przepisem. Norma nie narzuca jednak tej metody: producent czy użytkownik może wybrać inny sposób do osiągnięcia zamierzonego celu. Zastosowanie normy jest jednak korzystnym rozwiązaniem, bo daje gwarancję spełnienia określonych wymagań. Dobra norma, opracowana z udziałem fachowców, ma być napędem rozwoju gospodarki, pomocą w odnajdywaniu nowych, jeszcze lepszych rozwiązań technicznych.

W następnym numerze „Pneumatyki" zamieszczone zostaną dalsze informacje na temat normalizacji w dziedzinie pneumatyki. Bliżej opiszemy także działalność prowadzoną w ramach Unii Europejskiej.

Przedstawione będą kolejne interesujące dokumenty, w tym przede wszystkim dotyczące bezpieczeństwa napędów płynowych – normy ISO i EN oraz prace krajowe. Ponadto opisane zostaną normy międzynarodowe dotyczące jakości sprężonego powietrza i prace komitetu ISO TC 118, który zajmuje się tym zagadnieniem. ■

Wanda Mikołajewska

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy
Elementów i Układów Pneumatyki
Sp. z o.o. w Kielcach

Bogumił Hołota

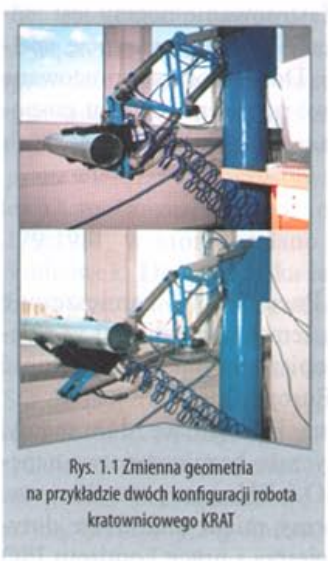
Modelowanie i sterowanie robotem kratownicowym

W artykule przedstawiono wyniki badań manipulatora kratownicowego o zmiennej geometrii, napędzanego siłownikami pneumatycznymi. Podano wyniki badań modelowych takiego manipulatora oraz badań doświadczalnych.

Przeprowadzone badania wykazały dużą zgodność wyników otrzymanych symulacyjnie i eksperymentalnie. Potwierdza to poprawność modeli kinematyki i dynamiki oraz przyjętych modeli napędów elektropneumatycznych manipulatora kratownicowego. Nie udało się jednak uzyskać wysokich parametrów eksploatacyjnych badanego w pracy manipulatora kratownicowego z napędem pneumatycznym, co było wynikiem trudności realizacji dokładnego sterowania segmentami z niezależnymi regulatorami PID.

Wprowadzenie

Większość produkowanych obecnie robotów przemysłowych należy z punktu widzenia struktury kinematycznej manipulatora do grupy mechanizmów szeregowych, tj. tworzących otwarty łańcuch kinematyczny. Roboty takie mają szeroki zakres zastosowań, ale odznaczają się niską wytrzymałością oraz podatnością na odkształcenia, co znacznie pogarsza dokładność pozycjonowania. Dążenie do poprawy parametrów funkcjonalnych manipulatorów jest przyczyną poszukiwania nowych rozwiązań struktur kinematycznych o zamkniętych łańcuchach kinematycznych – równoległych. Manipulatory równoległe odznaczają się większą wytrzymałością, sztywnością, bardziej jednorodnym rozkładem masy, zwartą budową, ale mniejszą przestrzenią roboczą.



Rys. 1.1 Zmienna geometria na przykładzie dwóch konfiguracji robota kratownicowego KRAT

Manipulator kratownicowy o zmiennej geometrii – MKZG – jest *kratownicą* płaską lub przestrzenną, w której wybrane pręty mają zmienną długość (rys. 1.1). Sterowanie długością prętów za pomocą siłowników liniowych pozwala osiągnąć dowolne położenie i orientację swobodnego końca kratownicy (z narzędziem). Ponieważ pręty kratownicy połączone są w przegubach i tworzą zamknięte segmenty, manipulator kratownicowy należy do grupy manipulatorów o zamkniętym łańcuchu kinematycznym.

Koncepcja manipulatora kratownicowego wywodzi się z prac prowadzonych w celu zmniejszenia odkształceń w tradycyjnych robotach szeregowych, przeznaczonych do przenoszenia dużych ładunków na większe odległości [14]. W Centrum Badawczym NASA (USA) opracowany został wówczas przestrzenny manipulator kratownicowy o dwóch segmentach opartych na strukturze ośmiościanu (rys. 1.2), umożliwiający podnoszenie ładunku 975 kg na odległość 5 m od podstawy. Manipulator ten jest zdolny do pozycjonowania przy obciążeniu 500 kg z odkształceniem nieprzekraczającym 3,17 mm w całej przestrzeni roboczej. Dla porównania, w skonstruowanym w tym samym celu tradycyjnym manipulatorze o otwartym łańcuchu kinematycznym (szeregowym) odkształcenie dla identycznych warunków obciążenia osiąga 50 mm [14].

Rys. 1.2 Manipulator kratownicowy NASA w dwóch konfiguracjach [14]

Wysoka wytrzymałość i odporność manipulatorów kratownicowych na odkształcenia wynika wprost ze struktury kratownicowej (świadczy o tym powszechność kratownic w budownictwie) i jest cechą struktur równoległych, w których każdy człon przenosi tylko część całkowitego obciążenia. W robotach szeregowych każdy przegub przenosi całość obciążenia, więc odkształcenie przegubu sumuje się z ugięciami przegubów poprzednich, zwiększając odkształcenie całkowite. W manipulatorach równoległych odkształcenia każdego połączenia ruchowego są mniejsze, ponieważ obciążenie rozkłada się mniej lub bardziej równomiernie na wszystkie człony. Umożliwia to osiągnięcie znacznego udźwigu względnego, określonego jako stosu-

nek masy ładunku do masy manipulatora, który może przekroczyć nawet 30% (dla porównania, w robocie IRp-6 wynosi on ok. 5% – ładunek 6 kg, manipulator 125 kg).

Naturalnym rodzajem napędu manipulatorów kratownicowych są liniowe siłowniki hydrauliczne lub pneumatyczne, których ważną zaletą jest wyeliminowanie przekładni mechanicznych. Siłowniki mogą być dodatkowo wykorzystane jako elementy nośno-konstrukcyjne.

Z powodu zwiększonej sztywności i znacznego udźwigu manipulatory kratownicowe są przydatne do konstrukcji robotów redundantnych, tj. takich, w których liczba stopni swobody jest większa niż wymaga tego realizacja określonego zadania. W przypadku najczęstszego zadania, polegającego na osiągnięciu określonego położenia i orientacji narzędzia w przestrzeni roboczej, manipulator jest redundantny, jeśli ma więcej niż 3 stopnie swobody w przypadku płaskim, a więcej niż 6 w przestrzennym [5].

Przykładem realizacji manipulatora MKZG *jest planarny manipulator kratownicowy typu trójkąt-trójkąt*. *2N* prętów o stałej długości i *N* liniowych członów sterujących (z siłownikami napędowymi) tworzy *N* równoramiennych segmentów trójkątnych, każdy o 1 stopniu swobody. Maszyna manipulacyjna, która powstaje w ten sposób, ma wysoką sztywność i wytrzymałość, znaczny udźwig względny, prostą konstrukcję mechaniczną (ze względu na liniowy napęd) i względną łatwość zmiany przestrzeni roboczej (przez wymianę prętów). Taki płaski manipulator kratownicowy z równoramiennym segmentem trójkątnym, w ogólnym przypadku redundantny, był przed miotem badań prezentowanych poniżej.

Do eksperymentalnej weryfikacji wyników badań teoretycznych posłużył laboratoryjny robot kratownicowy z napędem pneumatycznym o 2 stopniach swobody, tj. 4 segmenty na obrotowej kolumnie. Założono, że siłowniki napędowe mają być sterowane za pomocą zaworów proporcjonalnych 5-drogowych, umożliwiających realizację sterowania pozycyjnego. Układ sterowania pojedynczym serwonapędem został zrealizowany za pomocą karty DS1102 *(dSPACE)* z procesorem sygnałowym TMS-320C31 *(Texas Instruments)*. W pierwszej wersji warstwy programowej wdrożono sterowanie typu PID z bezpośrednim pomiarem położenia kątowego za pomocą inkrementalnych przetworników optycznych. Do planowania trajektorii i komunikacji z operatorem służył komputer PC.

Kinematyka i dynamika manipulatora kratownicowego

Manipulator MKZG, oparty na równoramiennym segmencie trójkątnym z *1* stopniem swobody, złożony jest z *2N* prętów, których końce połączone są w *N+2* przegubach obrotowych, tworząc *N* zamkniętych równoramiennych segmentów (przęseł) trójkątnych (rys. 2.1). Dwa pręty *i-(i+1)* i *(i+1)-(i+2)* tworzące strukturę geometryczną przęsła i manipulatora mają niezmienną długość *L*, natomiast trzeci i-(i+2) jest prętem sterującym o zmiennej długości L_i, której odpowiada przeciwległy kąt wierzchołkowy (przegubowy) segmentu Θ_i. Pierwsze przęsło manipulatora oparte jest na nieruchomej podstawie *1-2*, nachylonej pod stałym kątem φ względem osi *x* podstawowego, nieruchomego układu odniesienia. Na ostatnim przęśle manipulatora umieszczony jest efektor, którego położenie określa punkt *E*, a orientację kąt Θ_E między wektorem *e* normalnym do ostatniego członu *(N+1)-(N+2)* manipulatora i osią *x* układu podstawowego. Założono do analizy kinematyki ograniczenie zakresu zmian długości członów sterujących L_i do przedziału $D_i=(0,2L)$, co oznacza, że struktura kratownicowa nie ulega degeneracji.

W oparciu o zależności słuszne dla trójkąta równoramiennego wyznaczonego przez segment manipulatora

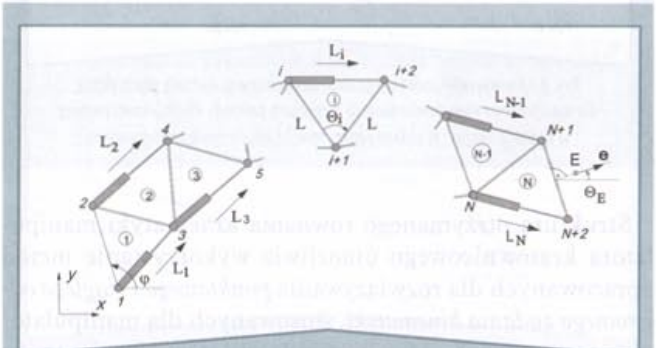
$$\Theta_i = 2\sigma_i \arcsin(L_i / 2L), \qquad \sigma_i = (-1)^{i+1}, i = 0,1,\ldots,N. \tag{2.1}$$

oraz opis we współrzędnych jednorodnych przekształceń układów współrzędnych [9] wyprowadzono równania kinematyki prostej położenia w postaci jawnej (analitycznej) każdego członu oraz podano rozwiązanie prostego zadania kinematyki (2.2) dla manipulatora o dowolnej liczbie stopni swobody *N*

$$x(L(t)) = k(L(t)) = \begin{bmatrix} \sigma_N dc(\varphi + \sum_{k=1}^{N}\Theta_k) + hs(\varphi + \sum_{k=1}^{N}\Theta_k) + L\left(\sum_{l=0}^{N}(-\sigma_l)c(\varphi + \sum_{k=1}^{l}\Theta_k)\right) \\ \sigma_N ds(\varphi + \sum_{k=1}^{N}\Theta_k) - hc(\varphi + \sum_{k=1}^{N}\Theta_k) + L\left(\sum_{l=0}^{N}(-\sigma_l)s(\varphi + \sum_{k=1}^{l}\Theta_k)\right), \\ \varphi - \delta + \sum_{k=1}^{N}\Theta_k \end{bmatrix} \tag{2.2}$$

gdzie $\Theta_k = \Theta_k(L_k(t))$, a $\delta=\pi/2$ jest stałym kątem zależnym od parametrów konstrukcyjnych efektora *d*, *h*. Struktura macierzy jednorodnych opisujących kinematykę manipulatora jest niezależna od liczby segmentów manipulatora, a współczynniki są jawnymi funkcjami tylko zmiennych przegubowych i długości członu niezmiennego.

Na podstawie otrzymanego równania macierzowego (2.2) wyznaczono postać *rekurencyjną* opisu kinematyki prostej. Wyprowadzono również *równania kinematyki prędkości i przyspieszeń* oraz *jakobian* manipulatora. Dokonano analizy *osobliwości kinematycznych*, wyróżniając osobliwości *I rodzaju* (występujące w manipulatorach szeregowych)

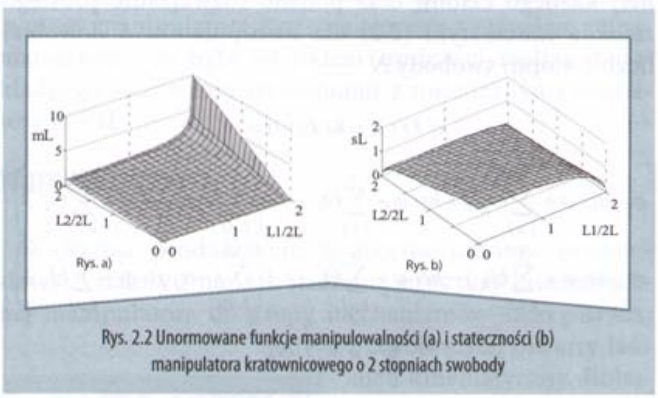


Rys. 2.1 Struktura geometryczna i kinematyczna płaskiego manipulatora MKZG typu trójkąt-trójkt o N stopniach swobody

i *II rodzaju* (specyficzne dla struktur równoległych) [6]. Osobliwością kinematyczną (konfiguracją osobliwą) II rodzaju nazwano konfigurację, dla której *norma macierzowa jakobianu* $\mathcal{J}$ *dąży do nieskończoności*, $\|J\| \to \infty$. W przypadku szczególnym *manipulatora nieredundantnego*, dla którego jakobian jest macierzą kwadratową *NxN*, osobliwość II rodzaju występuje dla konfiguracji, dla której wyznacznik jakobianu rośnie nieograniczenie. Dla osobliwości II rodzaju *zaproponowano* kryterium badania ich występowania w przypadku redundantnym oraz ilościową miarę oddalenia konfiguracji od tych osobliwości, czyli tzw. *funkcję stateczności (stabilności)* konfiguracji *s*

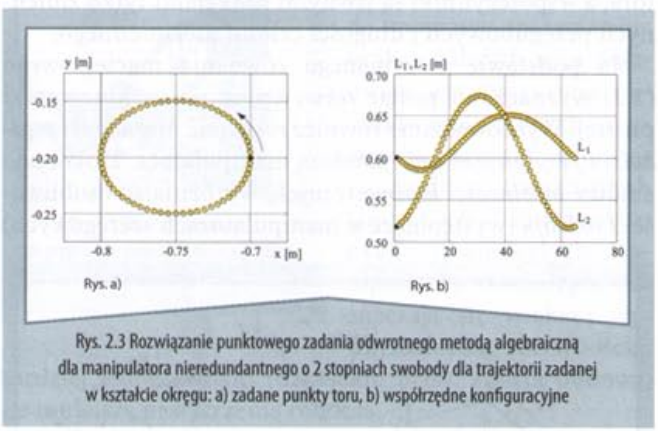
$$s = \frac{1}{\sqrt{Tr(\boldsymbol{J}\boldsymbol{J}^T)}} = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m} \lambda_i(\boldsymbol{J}\boldsymbol{J}^T)}}. \tag{2.3}$$

analogiczną do znanej funkcji manipulowalności *m* [18,32] dla osobliwości I rodzaju.



Rys. 2.2 Unormowane funkcje manipulowalności (a) i stateczności (b) manipulatora kratownicowego o 2 stopniach swobody

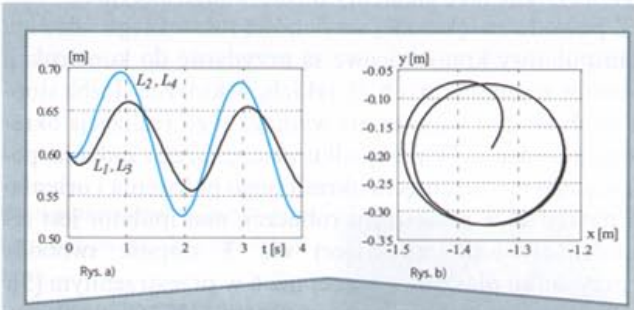
W celu zapewnienia dobrego uwarunkowania wykonywanych zadań, manipulator kratownicowy powinien cechować się wysokimi wartościami *m* i *s* w dużym obszarze roboczym. Jak wynika z rys. 2.2, są to wymagania przeciwstawne.



Rys. 2.3 Rozwiązanie punktowego zadania odwrotnego metodą algebraiczną dla manipulatora nieredundantnego o 2 stopniach swobody dla trajektorii zadanej w kształcie okręgu: a) zadane punkty toru, b) współrzędne konfiguracyjne

Struktura otrzymanego równania kinematyki manipulatora kratownicowego umożliwia wykorzystanie metod opracowanych dla rozwiązywania *punktowego i ciągłego odwrotnego zadania kinematyki*, stosowanych dla manipulatorów szeregowych. Dla manipulatora nieredundantnego rozwiązano zadanie punktowe *metodą algebraiczną* oraz rozwiązano zadanie ciągłe *metodą jakobianu odwrotnego*.

Dla manipulatora redundantnego rozwiązanie ciągłego zadania kinematyki odwrotnej otrzymano, wykorzystując *pseudoodwrotność jakobianu* (metody jakobianu pseudoodwrotnego i ważonego jakobianu pseudoodwrotnego, algorytm jakobianu pseudoodwrotnego z projekcją) oraz metodę jakobianu rozszerzonego [5, 12].



Rys. 2.4 Rozwiązanie zadania odwrotnego metodą rozszerzonego jakobianu dla redundantnego MKZG o 4 stopniach swobody dla trajektorii zadanej w kształcie okręgu: a) współrzędne konfiguracyjne, b) wynikowy tor ruchu efektora

Do analizy dynamiki przyjęto dwa modele wraz z założeniami upraszczającymi – *model z ciągłym rozkładem mas członów* (rys. 2.5) oraz *model z członami traktowanymi jako masy punktowe.*

Dynamiczne równania ruchu *w formie zwartej* dla obydwu modeli manipulatora MKZG o *N* stopniach swobody wyprowadzono metodą równań Lagrange'a II rodzaju w wariancie opartym na opisie we współrzędnych jednorodnych. Równania dynamiki wyznaczono we współrzędnych liniowych (2.4) i kątowych (2.5):

$$\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3}\sum_{p=1}^{i} Tr\left(\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\boldsymbol{J}_{ij}\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_p}^T\right)\Theta'_s\Theta'_p\ddot{L}_p +$$

$$+\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3}\sum_{p,r=1}^{i} Tr\left(\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\boldsymbol{J}_{ij}\frac{\partial^2 \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_p \partial \Theta_r}^T\right)\Theta'_s\Theta'_p\Theta'_r\dot{L}_p\dot{L}_r +$$

$$+\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3}\sum_{p=1}^{i} Tr\left(\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\boldsymbol{J}_{ij}\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_p}^T\right)\Theta'_s\Theta''_p\dot{L}^2{}_p -$$

$$-\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3} m_{ij}\boldsymbol{g}^T\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\boldsymbol{R}_{Cij}\Theta'_s = f_s\ ,\ s=1,2,...,N.$$

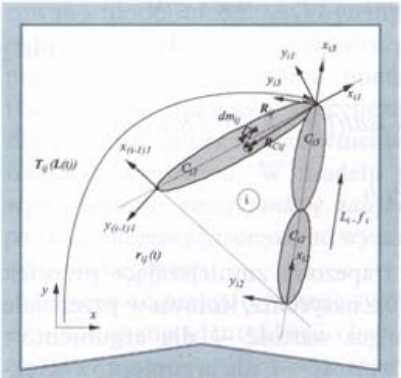
$$\boldsymbol{D}(\boldsymbol{L})\ddot{\boldsymbol{L}} + \boldsymbol{C}(\boldsymbol{L},\dot{\boldsymbol{L}}) + \boldsymbol{E}(\boldsymbol{L},\dot{\boldsymbol{L}}) + \boldsymbol{G}(\boldsymbol{L}) = \boldsymbol{F}, \tag{2.4}$$

$$\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3}\sum_{p=1}^{i} Tr\left(\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\boldsymbol{J}_{ij}\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_p}^T\right)\ddot{\Theta}_p +$$

$$+\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3}\sum_{p,r=1}^{i} Tr\left(\frac{\partial^2 \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_p \partial \Theta_r}^T\boldsymbol{J}_{ij}\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\right)\dot{\Theta}_p\dot{\Theta}_r +$$

$$-\sum_{i=s}^{N}\sum_{j=1}^{3} m_{ij}\boldsymbol{g}^T\frac{\partial \boldsymbol{T}_{ij}}{\partial \Theta_s}\boldsymbol{R}_{Cij} = \tau_s\ ,\ s=1,2,...,N.$$

$$\boldsymbol{D}(\boldsymbol{\Theta})\ddot{\boldsymbol{\Theta}} + \boldsymbol{C}(\boldsymbol{\Theta},\dot{\boldsymbol{\Theta}}) + \boldsymbol{G}(\boldsymbol{\Theta}) = \boldsymbol{\tau}, \tag{2.5}$$



Rys. 2.5 Model dynamiki przęsła i manipulatora kratownicowego

gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, m_{ij} – masa członu ij, $\mathcal{J}_{ij}$ – macierz pseudobezwładności członu ij, T_{ij} – macierz transformacji układu lokalnego członu ij do układu podstawowego, Θ_p', Θ_p'' – odpowiednio pierwsza i druga pochodna odpowiedniego kąta przegubowego po długości sterującej $L_s, f_s = F_s - \Sigma F_{sT\alpha}$ – siła uogólniona na kierunku L_s, F_s – siła napędowa, a $F_{sT\alpha}$ – siły tarcia, $\tau_S = f_s \partial L_S / \partial \Theta = f_s \sigma_s L \cos(\Theta_s / 2)$ – moment uogólniony na kierunku Θ_s. Wyprowadzone modele dynamiki we współrzędnych kątowych i liniowych są *równoważne w dopuszczalnym zakresie zmian współrzędnych*. Model we współrzędnych kątowych ma mniej złożoną strukturę (podobną do ogólnego równania dynamiki manipulatorów szeregowych) i jest bardziej przydatny w symulacji ruchu manipulatora.

Nieliniowe równania ruchu zostały *zlinearyzowane metodą rozwinięcia w szereg* dla małych odchyleń od trajektorii nominalnej [7]. Modele zlinearyzowano we współrzędnych liniowych i kątowych. Model zlinearyzowany (2.4) ma postać:

$$\sum_{l=1}^{N}(D_{kl})^{\circ}\delta\ddot{L}_l + 2\sum_{l=1}^{N}\sum_{m=1}^{N}\left(B_{lm}^{k}\right)^{\circ}\dot{L}_m{}^{\circ}\delta\dot{L}_l +$$

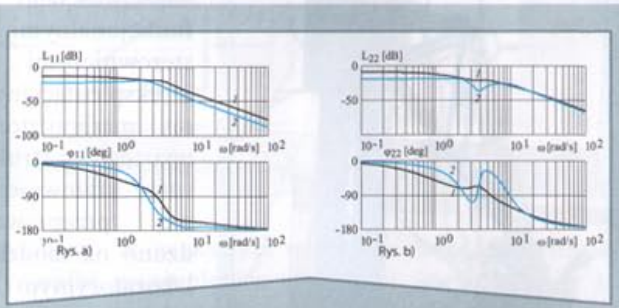
$$+2\sum_{l=1}^{N}\left(H_{ll}^{k}\right)^{\circ}\dot{L}_l{}^{\circ}\delta\dot{L}_l + \sum_{l=1}^{N}\sum_{m=1}^{N}\left(\frac{\partial D_{kl}}{\partial L_l}\right)^{\circ}\ddot{L}_m{}^{\circ}\delta L_l +$$

$$+\sum_{l=1}^{N}\sum_{m=1}^{N}\sum_{n=1}^{N}\left(\frac{\partial B_{mn}^{k}}{\partial L_l}\right)^{\circ}\dot{L}_m{}^{\circ}\dot{L}_n{}^{\circ}\delta L_l + \sum_{l=1}^{N}\sum_{m=1}^{N}\left(\frac{\partial H_{mm}^{k}}{\partial L_l}\right)^{\circ}\dot{L}_m{}^{\circ 2}\delta L_l +$$

$$+\sum_{l=1}^{N}\left(\frac{\partial G_k}{\partial L_l}\right)^{\circ}\delta L_l = \delta f_k,\ k = 1,2,\ldots,N, \tag{2.6}$$

$$\boldsymbol{D}^{\circ}\delta\ddot{\boldsymbol{L}} + 2\left(\boldsymbol{S}_{VC}^{\circ} + \boldsymbol{S}_{VE}^{\circ}\right)\delta\dot{\boldsymbol{L}} + \left(\boldsymbol{S}_{D}^{\circ} + \boldsymbol{S}_{C}^{\circ} + \boldsymbol{S}_{E}^{\circ} + \boldsymbol{S}_{G}^{\circ}\right)\delta\boldsymbol{L} = \delta\boldsymbol{F},$$

gdzie L_i^o L_i^o są odpowiednio wartościami współrzędnych i prędkości uogólnionych wzdłuż trajektorii nominalnej, f_i^o nominalną wartością siły uogólnionej, a $\delta L_i(t)$, $\delta\dot{L}_i(t)$, $\delta f_i(t)$ oznaczają odchylenia współrzędnych, prędkości i siły uogólnionej od wartości nominalnych. $D^{\circ}, S_{VC}^{o}, S_{VE}^{o}, S_D^{o}, S_C^{o}, S_E^{o}, S_G^{o}$ są tzw. macierzami wrażliwości parametrów.



Rys. 2.8 Charakterystyki częstotliwościowe zlinearyzownego modelu dynamiki w przestrzeni stanu dwusegmentowego manipulatora w obecności tarcia wiskotycznego (1 – m_0=0 kg, 2 – m_0=10 kg): a) segmentu 2, b) segmentu 1

Określono *warunki równoważności* modeli zlinearyzowanych wyrażonych w obydwóch zbiorach współrzędnych w zależności od rodzaju wymuszenia (pobudzenie *zadanymi siłami* lub *zadanymi momentami*). Modele zlinearyzowane przedstawiono również w wygodnej do analizy formie *równań stanu i wyjścia*. Dla współrzędnych liniowych:

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}\delta\boldsymbol{L}\\ \delta\dot{\boldsymbol{L}}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\boldsymbol{I} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & -[\boldsymbol{D}^{\circ}]^{-1}\end{bmatrix}$$

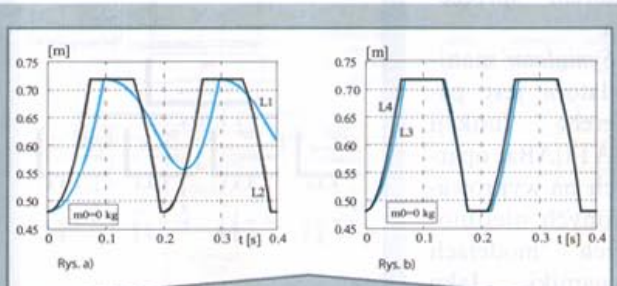
$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{0} & \boldsymbol{I}\\ [\boldsymbol{S}_D{}^{\circ} + \boldsymbol{S}_C{}^{\circ} + \boldsymbol{S}_H{}^{\circ} + \boldsymbol{S}_G{}^{\circ}] & 2(\boldsymbol{S}_{VC}{}^{\circ} + \boldsymbol{S}_{VH}{}^{\circ})\end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix}\delta\boldsymbol{L}\\ \delta\dot{\boldsymbol{L}}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\boldsymbol{0}\\ [\boldsymbol{D}^{\circ}]^{-1}\end{bmatrix}\delta\boldsymbol{F}, \tag{2.7}$$

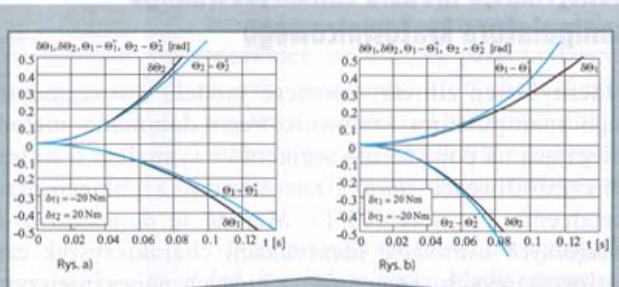
$$\dot{\delta x} = \boldsymbol{A}\delta\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}\delta\boldsymbol{u},$$

$$\delta\boldsymbol{y} = \boldsymbol{C}\delta\boldsymbol{x},$$

gdzie: $\delta x = [\delta L, \delta L]^T$ – wektor stanu, $\delta u = \delta F$ – wektor wymuszenia, $\delta y = \delta L$ – wektor wyjścia, jeżeli wyjściem



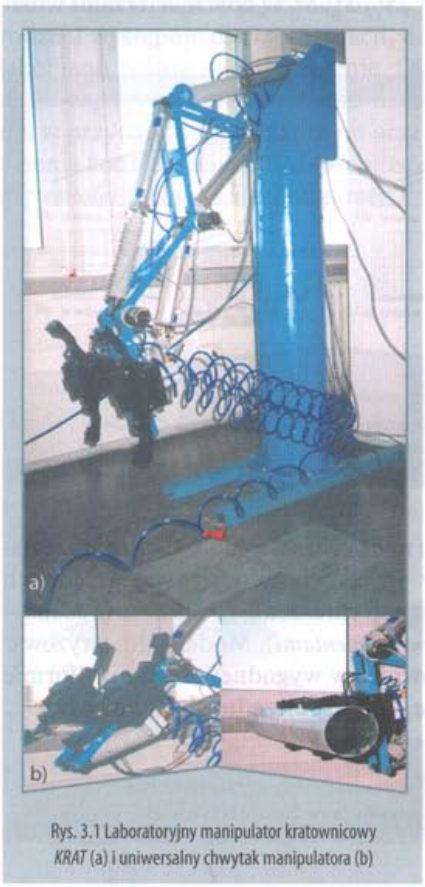
Rys. 2.6 Rozwiązanie zadania prostego dynamiki dla nieobciążonego manipulatora kratownicowego o 4 stopniach swobody przy wymuszeniu impulsowymi siłami prostokątnymi



Rys. 2.7 Odpowiedzi modelu zlinearyzowanego i modelu nieliniowego dynamiki we współrzędnych kątowych przy wymuszeniu stałymi momentami

układu jest położenie, I – macierz jednostkowa, 0 – macierz zerowa, A – macierz stanu, B – macierz sterowania, C – macierz wyjścia.

Laboratoryjny manipulator kratownicowy KRAT



Rys. 3.1 Laboratoryjny manipulator kratownicowy *KRAT* (a) i uniwersalny chwytak manipulatora (b)

Badania nad właściwościami funkcjonalnymi, sterowniczymi i eksploatacyjnymi manipulatora opartego na strukturze kratownicowej przeprowadzono na modelu laboratoryjnym robota kratownicowego o 5 stopniach swobody, z 4 równoramiennymi segmentami trójkątnymi umieszczonymi na obrotowej podstawie (rys. 3.1).

Napęd liniowy segmentów części kratownicowej zrealizowano w oparciu o siłowniki pneumatyczne dwustronnego działania *(Prema)*, sterowane za pomocą zaworów proporcjonalnych MPYE-5Ł-010B *(Festo)* i pracujące w zamkniętym układzie ciągłej regulacji położenia (rys. 3.2). Układy pomiarowe położenia wykorzystują optyczne przetworniki inkrementalne.

Budowę i funkcje hierarchicznego układu sterowania zrealizowanego na komputerze PC i karcie DS1102 z procesorem sygnałowym TMS320C31 zaprezentowano na rys. 3.3 i 3.4. Opracowano strukturę programową układu sterowania obejmującą program sterownika warstwy nadrzędnej (PC) oraz wybrane programy sterowników położenia segmentów (DS1102) (rys. 3.5).

Identyfikacja modelu zlinearyzowanego manipulatora kratownicowego

Identyfikacji zlinearyzowanego modelu dwusegmentowego manipulatora kratownicowego dokonano metodą polegającą na pobudzeniu segmentów sygnałem o zmiennej częstotliwości *(chirp)* i zastosowaniu szybkiego przekształcenia Fouriera (FFT). Metodę tę *dostosowano do szczególnych warunków* identyfikacji charakterystyk częstotliwościowych segmentów, z których najważniejszymi są ograniczenia mechaniczne i grawitacja.

Zastosowany do identyfikacji sygnał *chirp* jest dany wzorem:

$$u(kT_s) = A_0 + w(k)\sin(\omega_k kT_s), \quad 0 \le k \le N-1, \tag{4.1}$$

$$w(k) = A\,\mathrm{sat}(k/0.1N)\,\mathrm{sat}((N-k)/0.1N),$$

$$\omega_k = \omega_s + \frac{k}{N}(\omega_e - \omega_s),$$

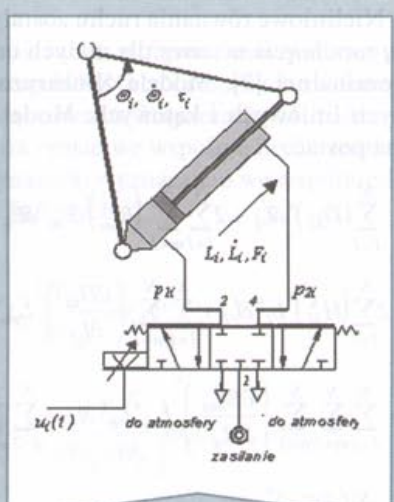
gdzie: $\omega(k)$ – okno trapezowe zmniejszające przeciek FFT [13], sat(.) – funkcja nasycenia, liniowa w przedziale od *-1* do *1* i przyjmująca wartość *-1* dla argumentów mniejszych od *-1* oraz wartość *+1* dla argumentów większych od *1*, A_0 – stała dodana w celu uzyskania zerowej wartości średniej sygnału (równa ujemnej wartości średniej sygnału podstawowego).

$$\hat{G}(j\omega_k) = \frac{\hat{S}_{yu}(\omega_k)}{\hat{S}_{uu}(\omega_k)},$$

$$\hat{S}_{yu}(\omega_k) = \frac{2T_s}{N}[Y(\omega_k)U^*(\omega_k)],$$

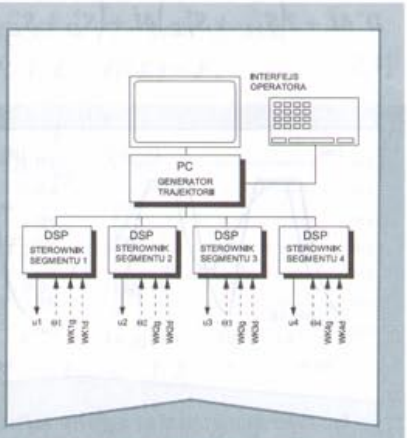
$$\hat{S}_{uu}(\omega_k) = \frac{2T_s}{N}|U(\omega_k)|^2,$$

gdzie $G(j\omega_k)$ jest estymatą charakterystyk częstotliwościowych obiektu, $S_{yu}(\omega_k)$ jest wzajemną gęstością widmową mocy procesów y i u, a $S_{uu}(\omega_k)$ własną gęstością widmową procesu wejściowego u, $U(\omega_k)$, $Y(\omega_k)$ są widmami procesu wejściowego i wyjściowego, otrzymanymi w wyniku zastosowania transformaty FFT, „*" jest operatorem sprzężenia.



Rys. 3.2 Schemat napędu i sterowania segmentu manipulatora KRAT

Symulator manipulatora jest pakietem funkcji MATLABa, opartych na wyprowadzonych nieliniowych modelach dynamiki. Jako uzupełnienie opisu właściwości dynamicznych opra-

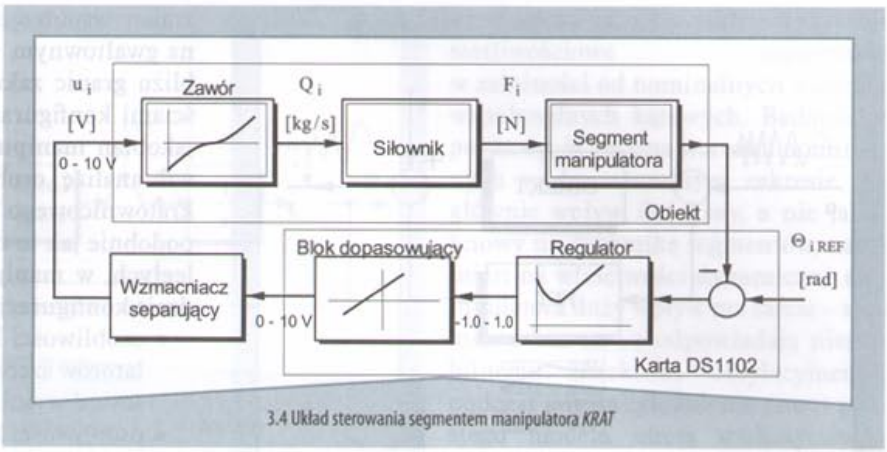


Rys. 3.3 Struktura sprzętowa układu sterowania robota *KRAT*

cowano model matematyczny zespołu napędowego złożonego z zaworu proporcjonalnego i siłownika pneumatycznego pracującego w specyficznym dla manipulatora kratownicowego układzie wahliwym. W modelu tym wprowadzono *nową funkcję zależności powierzchni przepływowych* od wysunięcia suwaka zaworu.

Za pomocą przygotowanego symulatora dokonano identyfikacji charakterystyk częstotliwościowych segmentów modelu manipulatora w celu ustalenia korzystnych warunków i wartości parametrów wymuszeń dla dalszych eksperymentów identyfikacyjnych. Przeprowadzono badania wpływu *amplitudy wymuszenia, położeń segmentu nieruchomego i obciążenia manipulatora* na przebieg tych charakterystyk. Dokonano również porównania charakterystyk modeli z uwzględnieniem bądź pominięciem inercji zaworu sterującego. Symulacja komputerowa modelu manipulatora umożliwiła także badanie wpływu takich parametrów, których pomiar nie jest możliwy w istniejącym układzie eksperymentalnym. Tą drogą określono *wpływ ciśnień początkowych* w siłownikach na właściwości dynamiczne segmentów.

Badania doświadczalne przeprowadzono na stanowisku z laboratoryjnym manipulatorem *KRAT*. Wyznaczono charakterystyki częstotliwościowe segmentów dla manipulatora nieobciążonego i obciążonego masą 10 kg przy skrajnych konfiguracjach segmentu nieruchomego. Badano również wpływ parametrów wymuszenia (amplituda, okres dyskretyzacji) na przebieg charakterystyk. Uzyskano *dużą zgodność* pod względem jakościowym charakterystyk eksperymentalnych robota *KRAT* z charakterystykami modelu.



3.4 Układ sterowania segmentem manipulatora *KRAT*

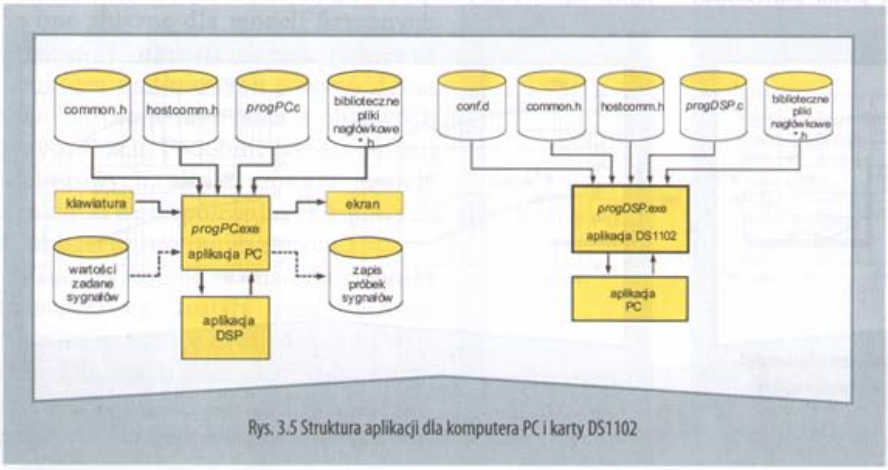
Sterowanie

Manipulator kratownicowy o zmiennej geometrii z serwonapędem pneumatycznym jest obiektem dotychczas nie omawianym w dostępnej literaturze. Z tego powodu przy wyborze struktury układu sterowania segmentami kierowano się doświadczeniami wynikającymi ze sterowania robotami o strukturze szeregowej z napędem elektrycznym. W większości tego typu układów sterowania dynamika manipulatora traktowana jest jako zbiór niesprzężonych ze sobą liniowych obiektów sterowania rzędu drugiego lub trzeciego, opisujących pojedyncze stopnie swobody [5]. Wpływ dynamicznych sprzężeń pomiędzy członami rozpatrywany jest jako zakłócenie obiektu liniowego. Dla każdego z takich obiektów stosowane są klasyczne regulatory PID. Badania nad sterowaniem manipulatora kratownicowego rozpoczęto również od niezależnego sterowania segmentami typu PTP *(point-to-point)*. Segmenty traktowane są jako obiekty liniowe, z oddziaływaniami segmentów sąsiednich, obciążeniami i nieliniowościami stanowiącymi zakłócenia. Dla każdego z segmentów zastosowano niezależne sterowanie PID.

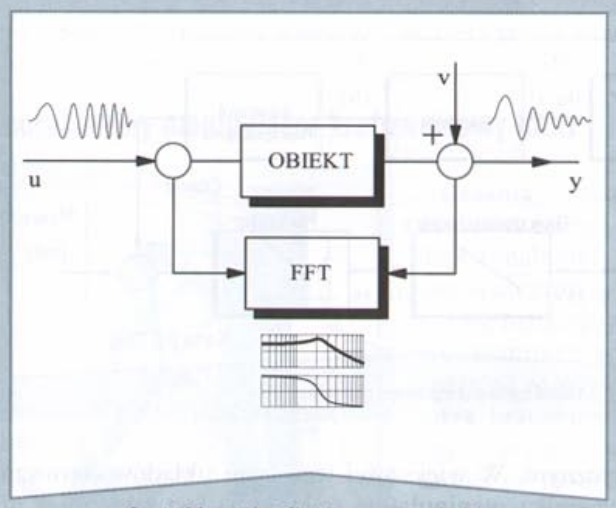
Doboru nastaw regulatorów PID dokonano *metodą częstotliwościową* podaną w pracach Trybusa [12]. Metoda oparta jest na założeniu, że transmitancja regulatora PID ma dwa zera rzeczywiste i w związku z tym można ją traktować jako połączenie regulatora PI z korektorem zwiększającym fazę. Projekt regulatora PID sprowadza się najpierw do wyznaczenia parametrów regulatora PI, a potem korektora (równoważnego regulatorowi PD). Jakość sterowania segmentami z nastawami regulatorów PID dobranymi metodą częstotliwościową badano symulacyjnie, wyznaczając *charakterystyki skokowe* za pomocą symulatora manipulatora dwusegmentowego.

Określono charakter odpowiedzi segmentów, w których wyróżniono dwa zakresy – *początkowy i ustalonego sąsiedztwa wartości zadanej*. Przebieg odpowiedzi w zakresie początkowym pozwala na ocenę szybkości układu sterowania, natomiast w sąsiedztwie wartości zadanej – na ocenę dokładności. W drugim z podanych zakresów stwierdzono występowanie oscylacji wielkości sterowanej przechodzących w cykl graniczny, których przyczyną *jest tarcie statyczne*. Dokonano analizy wpływu nastaw regulatorów na zachowanie się charakterystyk w obydwóch zakresach.

Następnie przedstawiono wyniki *badań doświadczalnych* układu sterowania PID segmentami wykonanych na stanowisku z manipulatorem kratownicowym *KRAT*. Dla wybranych zestawów



Rys. 3.5 Struktura aplikacji dla komputera PC i karty DS1102



Rys. 4.1 Schemat identyfikacji za pomocą sygnału *chirp*

nastaw regulatorów wyznaczono odpowiedzi skokowe dla różnych amplitud i zwrotów przyrostów położenia zadanego. Otrzymano przebiegi eksperymentalne *jakościowo zgodne* z wyznaczonymi symulacyjnie dla modelu, tj. występują w nich cykle graniczne. Przeprowadzono ocenę interakcji dynamicznych miedzy segmentami manipulatora.

Podano również wyniki przykładowych badań symulacyjnych wybranych układów nieliniowych (z zerowanym integratorem, z nieliniowym wzmocnieniem) oraz wybranych struktur liniowych regulatorów kaskadowych (PID², P²ID), które przeprowadzono w celu zmniejszenia amplitudy oscylacji sterowania segmentami.

Podsumowanie i wnioski

Prezentowane wyniki prac dotyczyły manipulatora kratownicowego o równoramiennym segmencie trójkątnym z napędem pneumatycznym, w ogólnym przypadku redundantny. Badania obejmowały manipulator z ograniczonym zakresem wysunięć członów sterujących, w którym struktura kratownicowa nie ulega degeneracji.

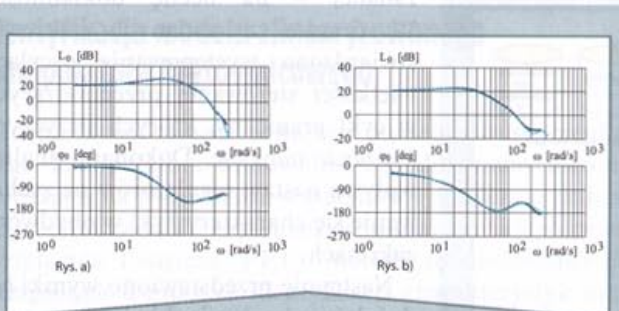
Stwierdzono, że wobec przyjętych założeń, co do zakresu zmian długości sterujących, odwzorowanie prędkości i przyspieszeń konfiguracyjnych w prędkości i przyspieszenia kartezjańskie jest nieosobliwe. Jest jednak obarczone skutkami osobliwości występujących poza zakresami zmian współrzędnych konfiguracyjnych, które polegają na gwałtownym wzroście wielkości kartezjańskich w pobliżu granic zakresu. Ustalono związek między prędkościami konfiguracyjnymi i kartezjańskimi efektora, czyli jakobian manipulatora. Sformułowany jakobian umożliwił analizę osobliwości kinematycznych manipulatora kratownicowego. Stwierdzono, że w ogólnym przypadku, podobnie jak to ma miejsce w innych strukturach równoległych, w manipulatorze takim mogą wystąpić dwa rodzaje konfiguracji osobliwych:

- osobliwości I rodzaju charakterystyczne dla manipulatorów szeregowych, gdzie rząd jakobianu jest mniejszy od wymiaru przestrzeni kartezjańskiej;
- osobliwości II rodzaju charakterystyczne dla manipulatorów równoległych, które występują, gdy jakobian przyjmuje wartość nieskończoną.

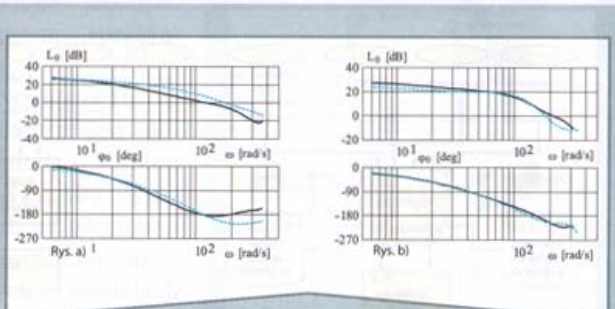
Wobec założeń ograniczających zakres zmian współrzędnych konfiguracyjnych osobliwości II rodzaju w manipulatorze kratownicowym nie występują, ale w pobliżu granicy zakresu pojawiają się ich negatywne skutki. Dla osobliwości tych zaproponowano kryterium badania występowania w postaci normy jakobianu oraz ilościową miarę oddalenia od nich aktualnych konfiguracji – jako tzw. funkcję stateczności (stabilności). Funkcja ta jest odpowiednikiem znanej funkcji manipulowalności (manewrowości) jako miary oddalenia od konfiguracji osobliwych I rodzaju [12].

Równanie kinematyki manipulatora kratownicowego stanowi rozwiązanie zadania prostego. Umożliwia ono również wyznaczenie rozwiązań analitycznych punktowego, odwrotnego zadania dla manipulatora nieredundantnego. W przypadku manipulatora redundantnego struktura równania kinematyki umożliwia wykorzystanie metod rozwiązania odwrotnego zadania kinematyki stosowanych dla manipulatorów szeregowych. Podano przykłady rozwiązań ciągłego zadania odwrotnego metodami opartymi na pseudoodwrotności macierzy jakobianowej (algorytmy jakobianu pseudoodwrotnego, jakobianu pseudoodwrotnego z projekcją, ważonego jakobianu pseudoodwrotnego) oraz metodą jakobianu rozszerzonego [12].

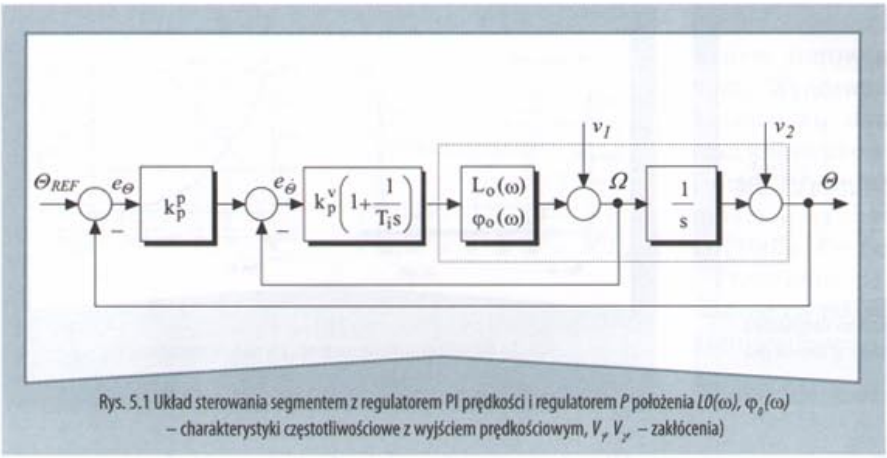
Równania kinematyki manipulatora kratownicowego w jawnej postaci macierzowej posłużyły do wyprowadzenia dynamicznych równań ruchu metodą Lagrange'a II rodzaju [9, 11]. Przyjęto w tym celu dwa fizyczne modele manipulatora. Struktura modelu dynamiki we współrzędnych kątowych jest podobna do struktury równań dla ma-



Rys. 4.2 Charakterystyki częstotliwościowe otrzymane na podstawie modelu uwzględniającego dynamikę zaworów dla małych odchyleń od stanu równowagi statycznej: segmentu górnego (2) przy braku obciążenia (a), segmentu dolnego (1) przy braku obciążenia (b)



Rys. 4.3 Charakterystyki częstotliwościowe wyznaczone eksperymentalnie przy braku obciążenia: a) segmentu górnego (2), b) segmentu dolnego (1)



Rys. 5.1 Układ sterowania segmentem z regulatorem PI prędkości i regulatorem *P* położenia $LO(\omega)$, $\varphi_o(\omega)$ – charakterystyki częstotliwościowe z wyjściem prędkościowym, V_1, V_2 – zakłócenia)

nipulatorów szeregowych. Natomiast model we współrzędnych liniowych zawiera dodatkowy składnik zależny od kwadratów prędkości uogólnionych i jest bardziej złożony pod względem obliczeniowym. Wykazano, że dla przyjętego zakresu zmienności długości sterujących modele dynamiki we współrzędnych liniowych i kątowych są równoważne.

Obydwa modele umożliwiają dołączenie równań dowolnego modelu tarcia. W pracy analizowano dynamikę manipulatora z trzema modelami tarcia, tzn.: 1) prostym modelem tarcia statycznego i wiskotycznego, 2) modelem Tustina [16], 3) modelem uwzględniającym niejednakową siłę tarcia przy rozpędzaniu i hamowaniu z dodatkowym eksponencjalnym współczynnikiem korekcyjnym dla tarcia statycznego [4]. Przeprowadzone testy symulacyjne wykazały istotny wpływ przyjętego modelu i wartości współczynników na przebiegi dynamiczne.

Dla modeli dynamiki wyrażonych w obydwóch zbiorach współrzędnych podano rozwiązania prostego (dla symulacji ruchu) i odwrotnego (dla projektowania trajektorii i sterowania) zadania dynamiki manipulatora kratownicowego. Z uzyskanych rozwiązań wynika, że przebiegi dynamiczne wykazują znaczną asymetrię przy ruchu zgodnym bądź przeciwnym do składowych sił grawitacji oraz że zależą w znacznie większym stopniu od wzajemnych proporcji sił wymuszających niż od ich wartości bezwzględnych.

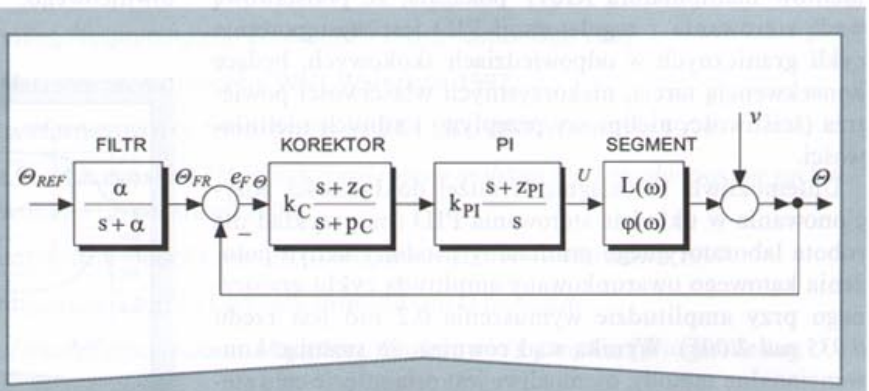
Na potrzeby analizy właściwości sterowniczych dokonano linearyzacji równań dynamiki metodą małych odchyleń od trajektorii nominalnych [7, 15]. Wyprowadzono zlinearyzowane modele dynamiki. Są one słuszne dla modeli fizycznych pełnego i uproszczonego, ponieważ struktura nieliniowych równań dynamiki pozostaje taka sama w obydwóch przypadkach. Podobnie jak dla modeli nieliniowych, zlinearyzowane modele dynamiki we współrzędnych kątowych są obliczeniowo mniej złożone.

Zlinearyzowane równania dynamiki manipulatora zostały przedstawione również w formie równań stanu i wyjścia. Dla takiej postaci modelu dokonano analizy manipulatora o 2 stopniach swobody. Badano charakterystyki skokowe oraz charakterystyki częstotliwościowe segmentów w zależności od nominalnych wartości współrzędnych kątowych. Badania te pokazały, że zmiana wartości nominalnych w dopuszczalnym zakresie ma głównie wpływ ilościowy, a nie jakościowy na dynamikę segmentów, natomiast na właściwości dynamiczne manipulatora duży wpływ ma tarcie – segmenty bez tarcia odpowiadają niestabilnemu obiektowi oscylacyjnemu, podczas gdy uwzględnienie nawet prostego modelu tarcia wiskotycznego prowadzi do obiektu stabilnego – aperiodycznego lub słabo oscylacyjnego, w manipulatorze kratownicowym istnieją silne dynamiczne oddziaływania skrośne między segmentami.

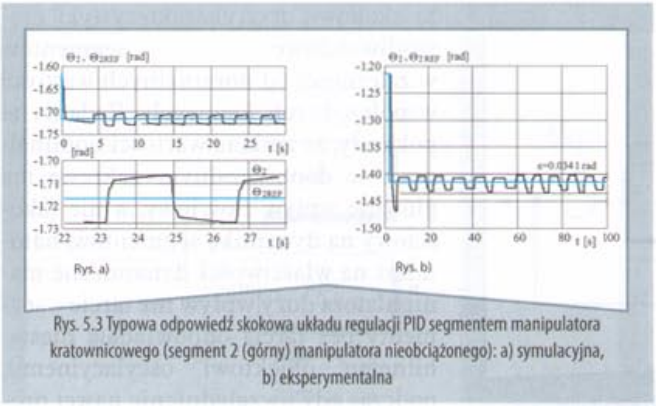
Omówione powyżej nieliniowe i zlinearyzowane modele dynamiki manipulatora kratownicowego mają charakter ogólny i są słuszne dla innych typów napędów liniowych (pneumatycznych, hydraulicznych lub elektrycznych). Równania dynamiki manipulatora uzupełnione zostały o model napędu elektropneumatycznego złożonego z siłownika dwustronnego działania i zaworu proporcjonalnego [3]. W modelu tym wprowadzono własną funkcję określającą pole powierzchni przepływowej na podstawie stopnia wysunięcia suwaka zaworu. Nieliniowe równania dynamiki wraz z równaniami dynamiki napędu stały się podstawą symulatora dwusegmentowego manipulatora kratownicowego opracowanego w postaci m-funkcji MATLABa. Symulator ten posłużył do badań numerycznych modelu manipulatora.

W celu przeprowadzenia badań doświadczalnych właściwości manipulatora zbudowany został laboratoryjny robot *KRAT* z napędem pneumatycznym. Robot został wyposażony w uniwersalny chwytak o napędzie pneumatycznym.

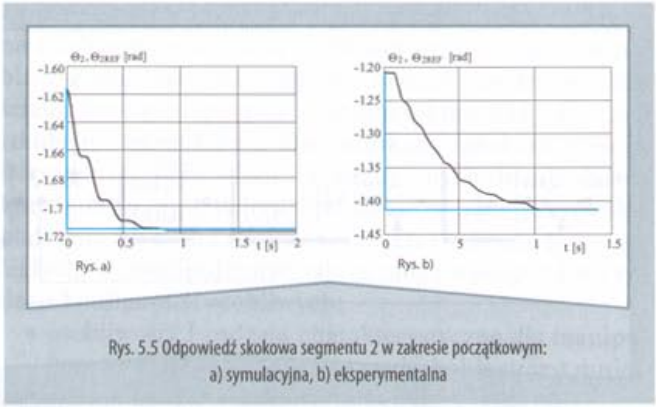
Układ sterowania pojedynczym serwonapędem został zrealizowany za pomocą karty DS1102 z procesorem sygnałowym TMS-320C31. Warstwę programową sterownika stanowi pakiet programów napisanych w języku C, umożliwiających realizację różnych algorytmów identyfikacji i sterowania. Planowanie trajektorii i komunikację



Rys. 5.2 Układ równoważny z regulatorem PID o dwóch zerach rzeczywistych i rzeczywistym różniczkowaniem $LO(\omega)$, $\varphi_o(\omega)$– charakterystyki częstotliwościowe obiektu położeniowym, *V* – zakłócenia sprowadzone na wyjście obiektu)



Rys. 5.3 Typowa odpowiedź skokowa układu regulacji PID segmentem manipulatora kratownicowego (segment 2 (górny) manipulatora nieobciążonego): a) symulacyjna, b) eksperymentalna



Rys. 5.5 Odpowiedź skokowa segmentu 2 w zakresie początkowym: a) symulacyjna, b) eksperymentalna

z operatorem prowadzi komputer PC. Oprogramowanie dla warstwy nadrzędnej napisano w języku C++.

Identyfikacja symulacyjna pozwoliła ustalić wpływ na

Układ sterowania manipulatorem z pojedynczymi regulatorami PID jest stosunkowo wolny – czasy regulacji segmentu górnego, osiągnięte dla badany

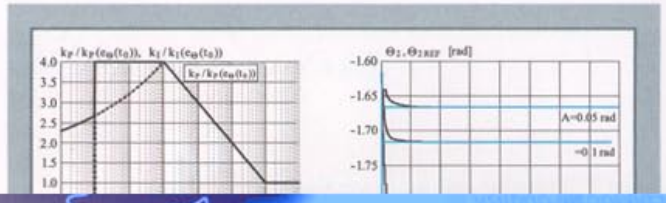
czerwonego, zaś fluores

encja nanorurek węglowych miarach nieprzekraczających kilkudziesięciu nanome-

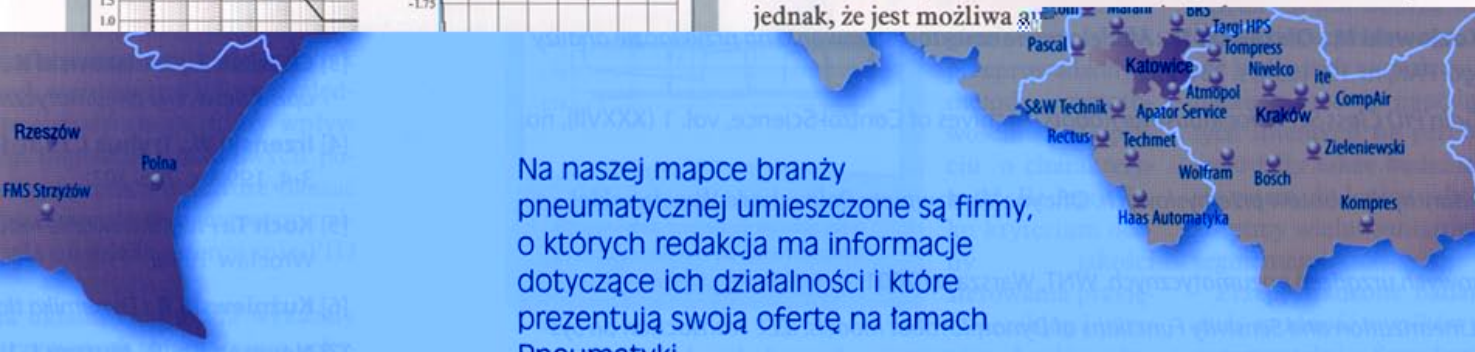
Tab. 1 Wybrane parametry techniczne trzech rodzajów pomp insulinowych

	Pompa zewnętrzna PARADIGM MiniMed 722	Pompa implantowana SynchroMed II model 8637-20 (40)	Nanopompa DIP
l)	20	20 (40)	5 (7,5)
	0,05–2	0,02–1	0–0,25
ul)	50	20	0,2
	–	–	1,8 x 108 cykli (67 dni dla f = 0,05 Hz)
	51 x 94 x 20	87,5 x 19,5 x 26	60 x 40 x 13 Nano-pompa 16 x12 x 1,86
	108	165/175	31
)	94,46	20,68 – 34,75	20,68

Parametry techniczne
Pojemność zbiornika insuliny (r
Przepływ (ml/godz.) – BAZA
Minimalna jednorazowa dawka
Żywotność (liczba dawek jedn
Wymiary (mm) (długość/szerokość/wysokość (średnica/grubość)
Ciężar (g) – z zasilaniem
Ciśnienie insuliny (kPa) (wyjśc



nie zmniejszone w wyniku dalszych prac nad zaawansowanym sterowaniem serwomechanizmami pneumatycznymi. Wyprowadzone i sprawdzone symulacyjnie modele kinematyki, dynamiki, metody planowania trajektorii oraz konstrukcja robota kratownicowego *KRAT* dowodzą jednak, że jest możliwa ar



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

Reklamy	
Donaldson	I okł.
CompRot	II okł.
Compressor	III okł.
Pneumatyka	IV okł.
Control-Tech	14
Festo	21
Marani	11, 29
Transtools	7

Artykuły promocyjne	
Donaldson	
Festo	2
Transtools	

COMPRESSOR.COM.PL

Sklep internetowy

Największy w Polsce sklep internetowy umożliwiający zakup towarów i usług bez pośredników. Compressor.com.pl to całodobowa obsługa, szybkie, proste i bezpieczne zakupy. Naszym Klientom oferujemy szeroki wachlarz towarów branży sprężonego powietrza z gwarancją bezpieczeństwa zakupów w Internecie. Dzięki bezpośredniej współpracy z producentami filtrów, separatorów, sprężarek i zbiorników dajemy Państwu gwarancję najniższej ceny na produkty markowe i zamienniki.

Zapraszamy

Rekomendowany przez polskich inżynierów i zespoły serwisowe.

COMPRESSOR.COM.PL

INTERNETOWY SKLEP -TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ADRES SKLEPU INTERNETOWEGO:
http://compressor.com.pl

ADRES SKLEPU
ul. Mieszka I 61
66-400 Gorzów Wlkp.
woj. lubuskie
tel. 095 7223 688
Faks: 095 7223 993

Deltech
AN SPX BRAND

FESTO

BIBUS MENOS

Parker

domnick hunter

legris

WAN
GDYNIA

Atlas Copco

AIR LIQUIDE

TRANS TOOLS

Donaldson.
Filtration Solutions

ALUP
Kompressoren

INVET®

SPX
WHERE IDEAS MEET INDUSTRY

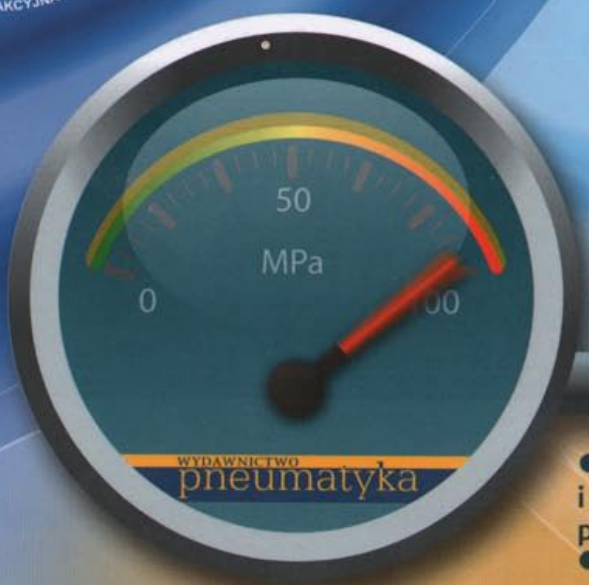
ALMiG
since 1923

COMPRESSOR.COM.PL

METAL WORK
PNEUMATIC

CPP
KIELCE
PREMA
SPÓŁKA AKCYJNA

marani
OUTSOURCING AIR COMPANY



● systemy sprężonego powietrza ● napędy i sterowanie pneumatyczne ● instalacje pneumatyczne ● technika próżniowa ● sprężarki ● dmuchawy ● narzędzia pneumatyczne