

Pneumatyka

magazyn.pneumatyka.com

2 (87) 2013

kwartalnik

ISSN 1426-6644

Indeks 337/323



ITM Polska 2013 str. 14

Zawór różnicy ciśnień filtra samoczyszczącego str. 23

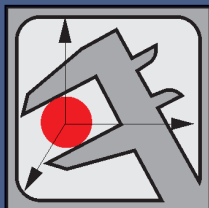
Bionic Learning Network – Inspiracja naturą str. 31

**Mikroprocesorowy sterownik
serwomechanizmów modelarskich** str. 37

Ogrzewanie za pomocą sprężarki str. 6

TargiKielce

EXHIBITION & CONGRESS CENTRE



*** CENY PROMOCYJNE
DO 15 CZERWCA**

CONTROL-TECH

Targi Przemysłowej Techniki Pomiarowej
oraz Badań Nieniszczących

25-27 IX 2013, Kielce

SZEROKI WYBÓR URZĄDZEŃ NDT



Patronat medialny:

meehanik

MM Magazyn
Przemysłowy

PM Przemysł
Mechaniczny

POMIARY-AUTOMATYKA-ROBOTYKA

PAR

TAM

TECHNOLOGIE
I AUTOMATYZACJA
MONTAŻU

www.control-tech.pl

Wkrótce otwarcie!

NOWE CENTRUM KONGRESOWE

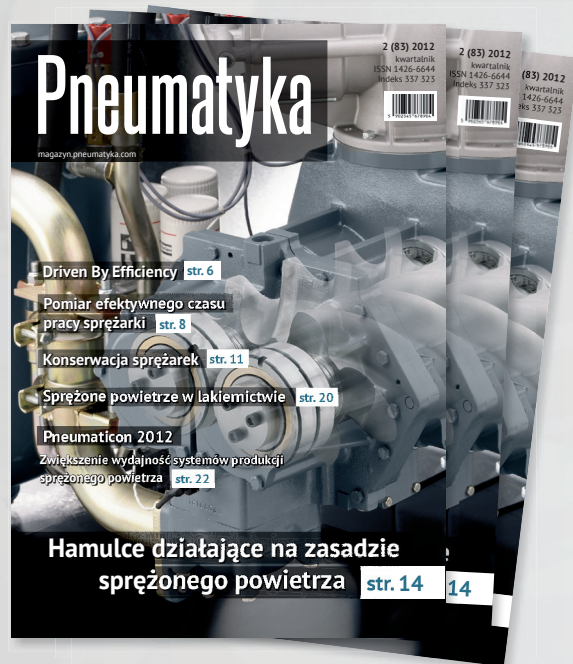
TARGI KIELCE

Reklama w czasopiśmie

Pneumatyka

Pneumatyka jest czasopismem specjalistycznym, o zasięgu krajowym, ukazującym się od **1996 r.** Jako jedyne w Polsce w całości zajmuje się całokształtem zagadnień związanych z powietrzem.

Magazyn Pneumatyka stał się platformą mocnego powiązania nauki z instytucjami, które mogą ją wykorzystywać i stworzył silną więź między twórcą pomysłu a użytkownikiem. Jest również okazją do poznania technicznych problemów z którymi zmagają się przemysł.



Pragniemy zaprosić Państwa do publikacji artykułów oraz zamieszczania reklam w naszym kwartalniku branżowym.

więcej informacji:
<http://magazyn.pneumatyka.com>

Darmowa prenumerata

Magazyn Pneumatyka skierowany jest do osób zawodowo związanych z branżą pneumatyki.

Aby zamówić lub zaktualizować bezpłatną prenumeratę prosimy o przesłanie nazwy i adresu firmy, numeru telefonu, danych osoby zamawiającej na adres:

- **Pneumatyka Sp. z o.o. ul. Mickiewicza 66 41-807 Zabrze**

- lub elektronicznie pisząc na adres prenumerata@pneumatyka.com

(zachęcamy do skorzystania z formularza na stronie <http://magazyn.pneumatyka.com/prenumerata>)

Jeżeli potrzebują Państwo pomocy lub mają jakiegokolwiek pytania to prosimy o kontakt:

redakcja@pneumatyka.com

Prenumerata realizowana jest od następnego wydania czasopisma. Istnieje możliwość zamówienia w wersji cyfrowej lub drukowanej (redakcja zastrzega sobie prawo do odmowy przyznania prenumeraty drukowanej).

SPIS TREŚCI

SPRĘŻARKI

6

Ogrzewanie za pomocą sprężarki

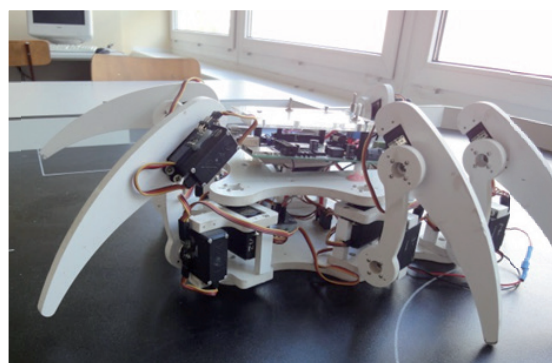
Użytkownicy sprężarek mają ułatwione zadanie, jeśli chodzi o zmniejszanie zużycia i kosztów energii. Pieniądze znajdują się przystawio do wyciągnięcia ręki. Oszczędności można poczynić dzięki systemom odzyskiwania ciepła.

TARGI I KONFERENCJE

14

ITM Polska 2013: zakończyły się największe targi dla przemysłu w Polsce

Ucichł szum maszyn i rozmów w pawilonach – 7 czerwca w Poznaniu zakończyła się najszersza prezentacja oferty dla przemysłu: targi ITM Polska. Na ośmiu salonach branżowych zaprezentowało się blisko 1000 wystawców i firm reprezentowanych z 29 krajów świata.



NAPĘDY I STEROWANIA PNEUMATYCZNE

7

Projekt systemu SCADA dla wybranego procesu produkcyjnego z zastosowaniem sterownika PLC

Jakub Takosoglu, Paweł Łaski, Sławomir Błasiak, Robert Kogut, Gabriel Bracha, Dawid Pietrała

18

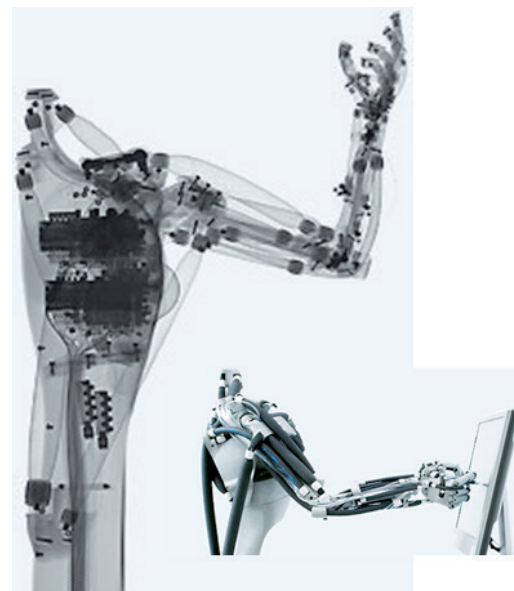
Zastosowanie układu pneumatyczno-elektrycznego do kontroli poprawności procesu montażu z użyciem narzędzi pneumatycznych

Sławomir Gabara, Witold Pawłowski

23

Zawór różnicy ciśnień filtra samoczyszczącego

Krzysztof Nieśpiałowski



28

Zastosowanie metody GRAFTECH do syntezy pneumatycznych układów sterowania sekwencyjnego

Rafał Więclawek

31

Bionic Learning Network – Inspiracja naturą

Łukasz Dworzak, Jacek Ziemia

37

Mikroprocesorowy sterownik serwomechanizmów modelarskich

Justyna Tołstoj-Sienkiewicz



42

Badania eksperymentalne siłowników pneumatycznych w zmiennych warunkach temperatury

Andrzej Zbrowski, Tomasz Samborski, Eugeniusz Matras

46

Współczynnik wymiarowy KV w doborze elementów pneumatycznych

Szymon Grymek, Tomasz Kiczowski

Pneumatyka
magazyn.pneumatyka.com

Redaktor naczelny
mgr inż. Piotr Karcz
karcz@pneumatyka.com
(+48) 602 414 184

Pneumatyka Sp. z o.o.
ul. Mickiewicza 66
41-807 Zabrze
redakcja@pneumatyka.com

Komitet naukowo-techniczny

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

prof. dr hab. inż.
Franciszek Siemieniako

prof. zw. dr hab. inż.
Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż.
Mariusz Olszewski

prof. dr hab. inż.
Ryszard Dindorf

dr inż. Kazimierz Dzierżek

dr inż. Janusz Pluta

Recenzenci wydania

prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako
dr inż. Tomasz Kuźmierowski
dr inż. Cezary Kownacki
dr inż. Kazimierz Dzierżek

Reklama / prenumerata

reklama@pneumatyka.com
prenumerata@pneumatyka.com

Na okładce wykorzystano zdjęcie
z oferty firmy Kaeser Kompressoren.
Redakcja nie odpowiada za treści
zamieszczonych reklam.

Ogrzewanie za pomocą sprężarki

Użytkownicy sprężarek mają ułatwione zadanie, jeśli chodzi o zmniejszanie zużycia i kosztów energii. Pieniądze znajdują się przysłówiowo na wyciągnięcie ręki. Oszczędności można poczynić dzięki systemom odzyskiwania ciepła. Do 96% energii, jaka jest doprowadzana do sprężarki, może być ponownie wykorzystana w postaci ciepła.

Każda sprężarka przetwarza dostarczaną jej energię prawie całkowicie na ciepło. Szczególnie chłodzone powietrzem sprężarki śrubowe nadają się doskonale do efektywnego odzyskiwania ciepła i jego dalszego wykorzystania. W ich przypadku około 76% zastosowanej energii zostaje przejęte w postaci ciepła przez olej chłodzący, który oddaje je następnie w chłodnicy oleju. Kolejne 15% energii można odzyskać z chłodnicy końcowej sprężonego powietrza. Do 5% to straty ciepła silnika elektrycznego. Jednak w pełni obudowane, posiadające odpowiednio zaprojektowany system chłodzenia sprężarki śrubowe umożliwiają odzyskanie i tej energii. W ten sposób 96% energii, jaka jest pierwotnie doprowadzana do maszyny, może być ponownie wykorzystana. Jedynie około 4% zostaje utracone, z czego 2% poprzez promieniowanie cieplne, a kolejne 2% jako ciepło pozostające w sprężonym powietrzu.

Najprostszym i najbardziej ekonomicznym rozwiązaniem jest bezpośrednie wykorzystanie powietrza chłodzącego, które zostało ogrzane przez sprężarkę. W takim przypadku odpowiedni system kanałów powietrza kieruje ciepłe powietrze do znajdujących się w pobliżu pomieszczeń magazynowych lub warsztatów. Jeśli powietrze do ogrzewania nie jest potrzebne, to jest ono odprowadzane na zewnątrz. Sterowane termostatycznie przepustnice pozwalają na regulację dopływu ciepłego powietrza utrzymując temperaturę w pomieszczeniach na stałym poziomie. Obok pełnego lub uzupełniającego ogrzewania pomieszczeń roboczych podgrzane powietrze chłodzące ze sprężarek można wykorzystać do wspomagania procesów

osuszania, tworzenia kurtyn cieplnych lub do wstępnego ogrzewania powietrza w palnikach instalacji ogrzewniczych. Odpowiednie inwestycje związane z odzyskiwaniem ciepła amortyzują się często w ciągu jednego roku.

Nawet osoby eksploatujące tylko jedną sprężarkę śrubową mogą przy wykorzystaniu systemu odzyskiwania ciepła w znaczący sposób obniżyć zużycie i koszty energii. Dzięki wykorzystaniu ciepła odlotowego, zastępującego inny nośnik energii, jedna sprężarka 15 kW (przy czasie pracy 1000 godzin roboczych) oszczędza rocznie równo 790 euro (dla porównywalnego kosztu oleju napędowego) lub dokładnie 740 euro (dla kosztu gazu). A "przy okazji" do środowiska naturalnego przedostaje się odpowiednio o 4,8 lub 3,8 ton mniej CO₂.

Ciepło odlotowe sprężarek można wykorzystać także w istniejących już systemach grzewczych ciepłej wody i w instalacjach wody użytkowej. Najkorzystniejszym rozwiązaniem jest tu płytowy wymiennik ciepła. Wymiennik zostaje przyłączony do systemu oleju chłodzącego sprężarki i transmituje energię rozgrzanego oleju do wody. W zależności od przeznaczenia ciepłej wody (cele grzewcze, woda do mycia, woda używana w szczególnie sterylnych procesach produkcji i czyszczenia) wykorzystywany jest płytowy lub tzw. bezpieczny wymiennik ciepła. W ten sposób, bez dodatkowego zużycia energii około 70 do 80 procent zainstalowanej mocy sprężarki jest możliwe do wykorzystania. Ten wariant odzyskiwania ciepła jest możliwy jest także do zastosowania w sprężarkach śrubowych chłodzonych wodą.

Odzyskiwanie ciepła może więc wyraźnie zwiększyć efektywność instalacji sprężonego powietrza oraz znacząco odciążyć środowisko naturalne (zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych). Zakres koniecznych inwestycji zależy od miejscowych warunków, celu zastosowania i wybranego procesu odzyskiwania ciepła.

100% doprowadzonej do sprężarki energii zostaje zamienione na energię cieplną. W przypadku chłodzonych olejem sprężarek śrubowych jest to do 96% energii do ponownego wykorzystania. Najprostszym i najbardziej ekonomicznym rozwiązaniem jest wykorzystanie ciepła odlotowego powietrza chłodzącego sprężarki za pomocą systemu kanałów (patrz zdjęcie).



KAESER KOMPRESSOREN

Projekt systemu SCADA dla wybranego procesu produkcyjnego z zastosowaniem sterownika PLC

Jakub TAKOSOGLU*, Paweł ŁASKI**, Sławomir BŁASIAK***, Robert KOGUT****, Gabriel BRACHA**, Dawid PIETRALA**

qba@tu.kielce.pl, pawell@tu.kielce.pl, sblasiak@tu.kielce.pl, robek103@gmail.com, g.bracha@tu.kielce.pl, d.pietrala@tu.kielce.pl

*Katedra Urządzeń Mechatronicznych,

**Katedra Automatyki i Robotyki

***Katedra Technologii Mechanicznej i Metrologii

****Zakład Automatyki i Sterowania "AiS" mgr inż. Roman Sułowski

Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn,

Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

Streszczenie: System SCADA (ang. supervisory control and data acquisition) jest systemem nadzorowania przebiegu procesów technologicznych lub produkcyjnych i akwizycji danych. Głównymi funkcjami systemu SCADA jest wizualizacja, sterowanie procesem, alarmowanie, zbieranie aktualnych danych pomiarowych oraz ich archiwizacja. W artykule przedstawiono projekt przykładowego systemu SCADA dla procesu produkcyjnego z zastosowaniem sterownika PLC zrealizowanego w Laboratorium Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w ramach zajęć dydaktycznych.

1. WPROWADZENIE

System SCADA jest oprogramowaniem przeznaczonym na komputery klasy PC. Jest to warstwa nadrzędna systemu sterowania, która kontroluje pracę sterowników oraz innych elementów sterujących. Głównym zadaniem tego systemu jest dostarczanie operatorowi, za pomocą ekranów synoptycznych, informacji o aktualnym stanie procesu, możliwość sterowania zmiennymi procesowymi, alarmowanie o stanach krytycznych oraz możliwość archiwizowania zmiennych procesowych. Systemy te znajdują coraz szersze zastosowanie w zautomatyzowanych procesach przemysłowych. Coraz częściej zastępują tradycyjne metody przedstawiania i kontrolowania przebiegu procesu produkcyjnego wypierając np. lampki sygnalizacyjne, przyciski, przyrządy wskaźnikowe itp. Pozwala to na znaczne obniżenie kosztów osprzętu dla danego procesu produkcyjnego. Wprowadzenie systemu SCADA do zautomatyzowanych zakładów przemysłowych pozwala efektywniej zarządzać całym procesem przemysłowym ponieważ umożliwia analizę procesu w czasie rzeczywistym i szybsze podejmowanie decyzji w sytuacjach alarmowych. Systemy te również udostępniają dane historyczne z przebiegu procesu, co znacznie ułatwia ustalenie przyczyn nieprawidłowości występujących w procesie oraz umożliwia optymalizację całego procesu produkcyjnego.

System SCADA zaprojektowano dla sekwencyjnego sterowania trzema siłownikami tłoczkowymi dwustronnego działania. Sterowanie siłownikami jest realizowane przez zawory 5/2 (pięciodrogowe dwupołożeniowe) normalnie zamknięte sterowane jednostronnie elektrycznie ze wspomaganie pneumatycznym i z powrotem realizowanym za pomocą sprężyny. Układ wykonawczy zasilany jest ze źródła sprężonego powietrza poprzez zbiornik pneumatyczny. Wartość ciśnienia powietrza dostarczanego do zbiornika pneumatycznego jest

sterowana przez proporcjonalny zawór ciśnieniowy. Układ sterowania wykonano w oparciu o sterownik PLC S7-300 firmy Siemens oraz oprogramowanie narzędziowe SIMATIC Manager z pakietem STEP7. Jako aplikację nadrzędną typu SCADA zastosowano oprogramowanie WinCC V7.0. Utworzono pięć ekranów synoptycznych. Na pierwszym przedstawiono proces z trzema siłownikami pneumatycznymi, zbiornik pneumatyczny oraz stacyjkę sterowniczą. Na drugim umożliwiono obserwację aktualnych stanów ciśnienia w zbiorniku pneumatycznym w formie wykresu. Na trzecim zamieszczono tabelę z aktualnymi alarmami, informującymi o krytycznych stanach procesu. Na czwartym ekranie umożliwiono obserwację historii alarmów oraz archiwalny przebieg wartości ciśnienia. Na ostatnim piątym ekranie zamieszczono wykresy ilustrujące pracę siłowników w postaci cyklogramów. Można obserwować aktualne pozycje siłowników (online) oraz dane archiwalne cyklogramów.

2. DOBÓR ELEMENTÓW POMIAROWYCH, WYKONAWCZYCH I STERUJĄCYCH PROCESU

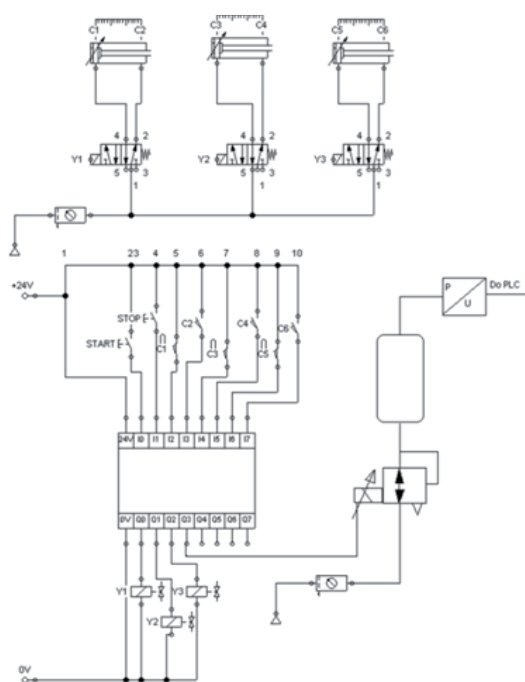
Elementy pomiarowe w układach automatyki są odpowiedzialne za zbieranie informacji o aktualnym stanie sterowanego obiektu. Ich zadaniem jest przekazanie aktualnych stanów zmiennych procesowych do układu sterującego procesem. Do elementów pomiarowych zalicza się różnego rodzaju czujniki oraz przetworniki. Ich podstawowym zadaniem jest przetworzenie wielkości fizycznej (np. położenie, siła, ciśnienie) na wielkość elektryczną. Standardowymi sygnałami elektrycznymi dla sterowników PLC są sygnały prądowe 0...20 mA, 4...20 mA oraz sygnały napięciowe 0...10 V i -10...+10 V.

Elementy wykonawcze w układach automatyki mają za zadanie oddziaływać na sterowany obiekt. Wykonują one pracę, co

wymusza potrzebę dostarczenia energii do tych elementów. Elementy wykonawcze są sterowane poprzez układ sterowania.

Elementy sterujące i system nadrzędny sterowania mają za zadanie sterować procesem produkcyjnym, umożliwić operatorowi podgląd zmiennych procesowych, oraz kontrolę nad procesem. Do elementów sterujących układami automatyki zalicza się programowalne sterowniki PLC, programowalne sterowniki automatyki PAC, komputery przemysłowe, regulatory itp. Do nadrzędnych systemów sterowania zalicza się oprogramowanie HMI (ang. *human machine interface*), czyli interfejs człowiek-maszyna oraz systemy typu SCADA.

Na rys.1 przedstawiono schemat układu elektropneumatycznego, według którego zbudowano stanowisko eksperymentalne.

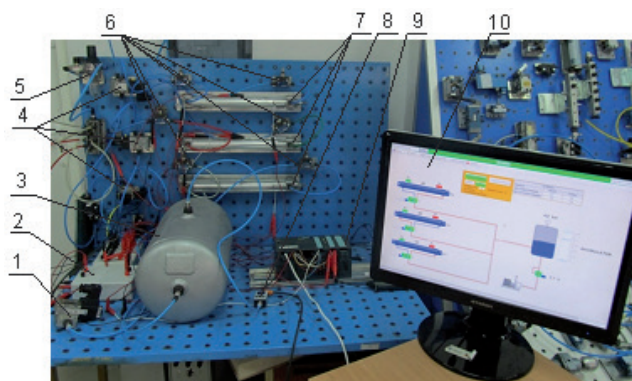


Rys. 1. Schemat układu elektropneumatycznego

Do budowy stanowiska eksperymentalnego zastosowano następujące elementy:

- magnetyczne czujniki położenia,
- przetwornik ciśnienia PXW firmy Peltron,
- siłowniki tłoczkowe dwustronnego działania,
- zawory rozdzielające 5/2 firmy SMC,
- zawór proporcjonalny ciśnienia VEP3121 firmy SMC,
- zawory dławiąco-zwrotne firmy Festo,
- przetwornik U/I VEA251 firmy SMC,
- sterownik PLC S7-300 CPU 314V DP firmy Siemens,
- oprogramowanie SCADA WinCC V7.0 firmy Siemens,
- oprogramowanie Simatic Manager z pakietem Step7 firmy Siemens,
- zbiornik ciśnieniowy 20L,
- zespół przygotowania powietrza firmy SMC.

Na rys. 2 przedstawiono widok ogólny stanowiska eksperymentalnego.



Rys. 2. Widok ogólny stanowiska eksperymentalnego: 1 - zawór proporcjonalny ciśnienia, 2 - przetwornik U/I, 3 - zbiornik ciśnieniowy, 4 - zawory rozdzielające, 5 - zespół przygotowania powietrza, 6 - zawory dławiąco-zwrotne, 7 - siłowniki, 8 - przetwornik ciśnienia, 9 - sterownik PLC, 10 - monitor systemu SCADA

3. STEROWANIE PROCESEM

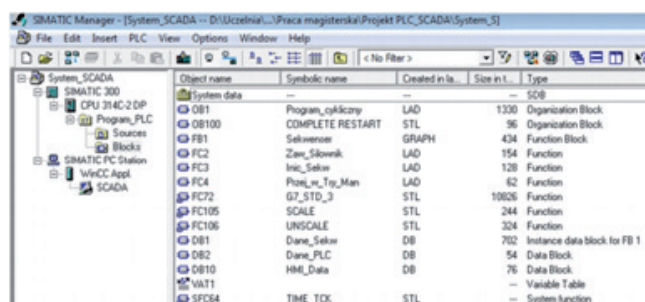
Rodzina produktów SIMATIC umożliwia budowę różnorodnych systemów sterowania. Stały się one najbardziej popularnymi i najczęściej stosowanymi systemami sterowania w Europie. W skład rodziny SIMATIC wchodzi m.in. takie komponenty jak: sterowniki swobodnie programowalne PLC, rozproszone systemy we/wy, panele HMI czy oprogramowanie inżynierskie, jak np. WinCC, STEP7. Seria sterowników S7-300 jest najczęściej stosowaną grupą sterowników w średnich aplikacjach przemysłowych. Używany jest on do automatyzacji maszyn, linii produkcyjnych oraz obiektów technologicznych. Umożliwia także projektowanie rozproszonych układów sterowania opartych na sieciach przemysłowych (Kwaśniewski, 2009).

Sterowanie siłownikami odbywa się poprzez zawory 5/2 normalnie zamknięte sterowane jednostronnie elektrycznie ze wspomaganie pneumatycznym i z powrotem realizowanym za pomocą sprężyny. Informacje o krańcowych pozycjach tłoczek są dostarczane do modułów wejściowych sterownika poprzez magnetyczne czujniki zbliżeniowe. Po przetworzeniu programu sygnały sterujące wypracowane przez sterownik są przekazywane na cewki poszczególnych zaworów sterujących siłownikami. Dodatkowo zostało wykorzystane wejście analogowe sterownika, które odczytuje za pomocą przetwornika ciśnienia, aktualną wartość ciśnienia panującego w zbiorniku. Wykorzystano również wyjście analogowe, które służy do sterowania pracą zaworu proporcjonalnego ciśnienia.

3.1. Program sterujący

Konfiguracja sprzętowa sterownika została przeprowadzona w oprogramowaniu STEP7 firmy Siemens. Ma ona na celu skonfigurowanie stacji S7-300 przez utworzenie konfiguracji sprzętowej sterownika w module HW config na podstawie fizycznie zainstalowanych modułów w stacji S7-300. Każdy moduł stacji firmy Siemens ma naniesiony na swojej obudowie łatwo dostępny numer katalogowy, dzięki któremu, można go łatwo odnaleźć w katalogu systemowym HW config (Jones, 2006).

Program sterujący sterownika jest odpowiedzialny za przetworzenie sygnałów wejściowych sterownika, według zapisanego algorytmu oraz za wygenerowanie wyjściowych sygnałów sterujących. Na rys. 3 przedstawiono kompletną strukturę projektu utworzoną w aplikacji SIMATIC Manager (Jones, 2006, Berger, 2005)



Rys. 3. Widok projektu w oknie SIMATIC Manager

Pisząc program sterujący korzystano z adresowania symbolicznego zamiast absolutnego, przez co program staje się bardziej czytelny i łatwiejszy do analizy. Utworzoną tabelę symboli wraz z odpowiadającymi im adresami absolutnymi przedstawiono na rys. 4.

Sety	Symbol	Address	Data type	Comment
	TIME_TCK	SFC 64	SFC 64	Read the System Time
	Cewka_Zaw_A3	Q 124.2	BOOL	Cewka zaworu siłownika 3
	Cewka_Zaw_A2	Q 124.1	BOOL	Cewka zaworu siłownika 2
	Cewka_Zaw_A1	Q 124.0	BOOL	Cewka zaworu siłownika 1
	Zaw_Prop_Cis	PQW 752	INT	Referencja dla proporcjonalnego zaworu ciśnienia
	Przetw_Cisn	PW 752	INT	Signal napięciowy z przetwornika ciśnienia
	COMPLETE REST...	OB 100	OB 100	Complete Restart
	Program_cykliczny	OB 1	OB 1	Program wykonywany cyklicznie
	A3_Wys	I 125.1	BOOL	Siłownik 3 wysunięty
	A3_Wsu	I 125.0	BOOL	Siłownik 3 wsunięty
	A2_Wys	I 124.7	BOOL	Siłownik 2 wysunięty
	A2_Wsu	I 124.6	BOOL	Siłownik 2 wsunięty
	A1_Wys	I 124.5	BOOL	Siłownik 1 wysunięty
	A1_Wsu	I 124.4	BOOL	Siłownik 1 wsunięty
	Tryb_Auto	I 124.3	BOOL	Tryb automatyczny
	Tryb_Man	I 124.2	BOOL	Tryb manualny
	Stop	I 124.1	BOOL	Zatrzymanie sekwencji
	Start	I 124.0	BOOL	Start sekwencji
	UNSCALE	FC 106	FC 106	Skalowanie wartości na wyjście analogowe
	SCALE	FC 105	FC 105	Skalowanie wartości z wejścia analogowego
	G7_STD_3	FC 72	FC 72	Systemowa funkcja sekwensera
	Przej_w_Try_Man	FC 4	FC 4	Przejdźcie w tryb manualny
	Inic_Sekow	FC 3	FC 3	Inicjalizacja sekwensera
	Zaw_Silownik	FC 2	FC 2	Sterowanie zaworem siłownika
	Przerzutnik_T	FC 1	FC 1	Przerzutnik typu T
	Sekwenser	FB 1	FB 1	Program sekwencyjny dla siłowników
	HMI_Data	DB 10	DB 10	Dane dla systemu SCADA
	Dane_PL	DB 2	DB 2	Blok danych dla programu PLC
	Dane_Sekow	DB 1	DB 1	Blok danych dla sekwensera
	Licz_Cykl	C 1	COUNTER	Licznik cykli

Rys. 4. Tabela symboli

Wykonany program zakłada sekwencyjne sterowanie trzema pneumatycznymi siłownikami dwustronnego działania poprzez zawory kierujące kierunkiem przepływu oraz zaworem proporcjonalnym ciśnienia, sterującym ciśnieniem w zbiorniku pneumatycznym. Program sterujący ma strukturę obiektową, która została przedstawiona na rys. 5.

Rys. 5. Struktura programu sterującego

Program umożliwia pracę siłowników zarówno w cyklu automatycznym, jak i w cyklu manualnym. Pierwsza sieć bloku OB1 zawiera bit „start/stop” dla pracy automatycznej. Umożliwia on wystartowanie sekwencji, jak również zatrzymanie jej w dowolnej chwili. Może on być ustawiony lub skasowany za pomocą fizycznych przycisków podłączonych do wejść sterownika oraz poprzez ekran synoptyczny systemu SCADA (przyciski „START” i „STOP”). Kasowanie bitu odbywa się również, gdy dostarczane ciśnienie jest zbyt niskie lub zbyt wysokie, co uniemożliwia pracę siłowników w trybie automatycznym, jak i w trybie manualnym. Bit „tryb automatyczny” umożliwia automatyczną pracę siłowników, uaktywniając funkcję FB1, w której zawarty jest program napisany w języku sekwencji SFC. Bit ten ustawiany jest poprzez ekran wizualizacyjny za pomocą przycisku „TRYB AUTOMATYCZNY”; a kasowany poprzez przycisk „TRYB MANUALNY”. Bit „tryb manualny” umożliwia manualne sterowanie zaworami siłowników, poprzez przyciski „USTAW/KASUJ”, umieszczone na ekranie synoptycznym. Bit ten jest ustawiany i kasowany analogicznie do bitu „tryb automatyczny”, czyli odpowiednio poprzez przyciski „TRYB MANUALNY” i „TRYB AUTOMATYCZNY”. W kolejnych sieciach umieszczono licznik impulsów, który umożliwia określenie liczby cykli wykonywanych w trybie automatycznym. Liczba ta jest parametrem zmiennym i jest wprowadzana na ekranie wizualizacyjnym poprzez pole opisane, jako „LICZBA CYKLI”. Parametrem wyjściowym licznika jest ilość pozostałych cykli do zakończenia pracy i wartość ta jest wyświetlana na ekranie w polu „POZOST. CYKL”. Po każdym zakończonym cyklu wartość licznika zmniejsza się o jeden.

Przejdzie w tryb manualny jest realizowane za pomocą funkcji FC4. Funkcja ta, powoduje przepisanie aktualnych stanów wyjść w chwili przejścia w tryb manualny. Powoduje to, że w chwili przejścia z trybu automatycznego w manualny, zawory siłowników nie zmieniają swojego stanu, a tym samym siłowniki pozostają w ostatnio zapamiętanej pozycji. Układ pracuje tylko wtedy, gdy ciśnienie zasilające ma odpowiednią wartość. Gdy ciśnienie zasilające układ jest zbyt niskie lub wysokie układ przestaje pracować. W celu uniknięcia wahań stanów przy dolnej i górnej granicy ciśnienia zasilającego zastosowano histerezę. Wykorzystano tu po dwa komparatory i po jednym elemencie pamięciowym typu SR. Granice histerezy zostały wstępnie zdefiniowane, ale są to parametry zmienne. Użytkownik może je zmienić poprzez ekran synoptyczny systemu SCADA, wpisując nowe wartości do tabeli pt. „HISTEREZA”. Sterowanie

zaworami siłowników odbywa się poprzez funkcje FC2. Jest ona wywoływana trzema odpowiednimi parametrami wejściowymi dla każdego z trzech siłowników. Warunkiem wykonania funkcji, jest odpowiednia wartość ciśnienia. Funkcja ta posiada cztery parametry wejściowe (Ust_Man, Ust_Auto, Kas_Man, Kas_Auto) umożliwiające ustawianie i kasowanie cewki zaworu w trybie automatycznym i manualnym. Parametrem wyjściowym funkcji (Cew_Zaw) jest sygnał ustawiający lub kasujący fizyczne wyjście sterownika, które jest połączone z odpowiednią cewką zaworu siłownika. W chwili przejścia z trybu manualnego do trybu automatycznego funkcja kasuje cewki siłowników, co powoduje, że po uaktywnieniu trybu automatycznego wszystkie siłowniki wracają do pozycji początkowej. Przetwornik ciśnienia dostarcza sygnał analogowy z zakresu 0...10 V, który podawany jest na wejście analogowe sterownika. Moduł analogowy przekształca analogową wartość napięcia na liczbę całkowitą z zakresu 0...27648. Funkcja FC105 jest funkcją systemową, która powoduje przeskalowanie wartości z wejścia analogowego na zakres podany w parametrach wejściowych funkcji tj. LO_LIM oraz HI_LIM, czyli dolna i górna granica. Parametrem wyjściowym funkcji (OUT) jest liniowo przeskalowana wartość typu REAL. Wartość ta, jest wyświetlana na ekranie wizualizacyjnym, w postaci aktualnego ciśnienia w zbiorniku z zakresu 0...16 [bar]. Wartość zadana dla proporcjonalnego zaworu ciśnienia jest zadawana poprzez ekran synoptyczny wizualizacji, za pomocą przesuwanego suwaka. Funkcja FC106 jest również funkcją systemową i jej zadaniem jest przetworzenie wartości zadanej z ekranu synoptycznego (0...100) na liczbę całkowitą z zakresu 0...27648. Z kolei ta wartość zostanie przetworzona przez moduł analogowy na wartość napięciową 0...10 V.

Wymiana danych pomiędzy sterownikiem, a systemem SCADA odbywa się w kolejnej sieci poprzez blok danych DB10. Są tu przesyłane m.in. takie dane jak: stany czujników położenia, stany cewek zaworów czy wartość ciśnienia zasilającego układ. Dodatkowo zdefiniowano tu alarmy, które są wyświetlane na ekranie synoptycznym wizualizacji. Do systemu przesyłane są alarmy, takie jak wykrycie jednocześnie dwóch położenia jednego siłownika, brak potwierdzenia nowego położenia tłoka po przesterowaniu zaworu i upływie określonego czasu, czy alarm o zbyt niskim lub wysokim ciśnieniu zasilającym. W programie umieszczono dodatkowo blok organizacyjny OB100. Jest to blok specjalny, który jest wywoływany tylko raz na samym początku przed rozpoczęciem wykonywania programu głównego zawartego w OB1. Jest on wywoływany w chwili przejścia sterownika z trybu STOP w tryb RUN lub w chwili przywrócenia zasilania sterownika, po jego uprzednim zaniku. W bloku tym umieszczono niektóre parametry początkowe procesu. Zdefiniowano tu wstępnie liczbę wykonywanych cykli w trybie automatycznym oraz wartości początkowe dla dolnej i górnej granicy histerezy.

4. WIZUALIZACJA PROCESU W SYSTEMIE SCADA

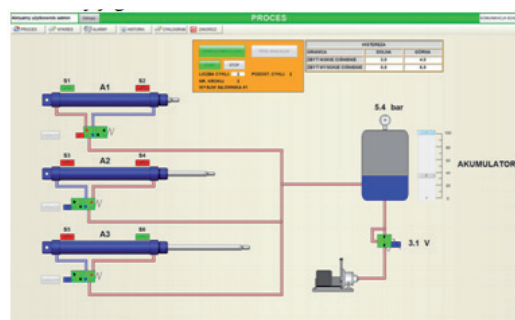
Wizualizacja procesu w systemie SCADA umożliwia graficzne przedstawienie procesu oraz sterowanie nim. Projekt zakłada wizualizację pracy trzech siłowników wraz z przedstawieniem graficznym pracy zaworów oraz magnetycznych czujników

położenia. W wizualizacji zostanie umieszczony również zbiornik, który będzie przedstawiał aktualny stan napełnienia oraz aktualną wartość ciśnienia zasilającego układ. Na ekranach synoptycznych zostaną również umieszczone elementy pozwalające sterować parametrami procesu oraz pola przedstawiające aktualne stany zmiennych procesowych. Dodatkowo zdefiniowano ekrany, na których umieszczono tabelę z alarmami, cyklogramy siłowników oraz dane archiwalne. Jako aplikację nadrzędną typu SCADA zastosowano oprogramowanie WinCC V7.0 firmy Siemens.

4.1. Ekrany synoptyczne

System SCADA zbudowano w oparciu o oprogramowanie WinCC V7.0 firmy Siemens. Utworzono pięć ekranów synoptycznych. Na pierwszym przedstawiono przykładowy proces z trzema siłownikami pneumatycznymi, zbiornik pneumatyczny oraz stacyjkę sterowniczą. Na drugim można obserwować aktualny stan ciśnienia w zbiorniku pneumatycznym w formie wykresu. Na trzecim zamieszczono tabelę wraz z aktualnie pojawiającymi się alarmami, informującymi o krytycznych stanach procesu. Na czwartym ekranie przedstawiono dane historyczne, na którym można zobaczyć historię alarmów oraz archiwalny przebieg wartości ciśnienia. Na ostatnim, piątym zamieszczono wykresy pokazujące pracę siłowników w postaci cyklogramów. Przedstawione są aktualne pozycje siłowników w trybie online oraz dane archiwalne cyklogramów.

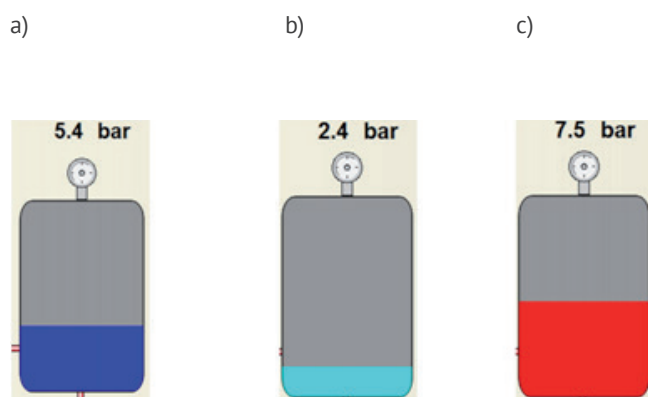
Pierwszy ekran „PROCES” (rys. 6) zawiera podgląd całego procesu. Przedstawiono tu aktualne stany zbliżeniowych czujników magnetycznych (S1-S6), umieszczonych fizycznie na siłowniku. Kolor zielony czujnika oznacza wykrycie położenia tłoka, natomiast czerwony jego brak.



Rys. 6. Ekran synoptyczny „PROCES”

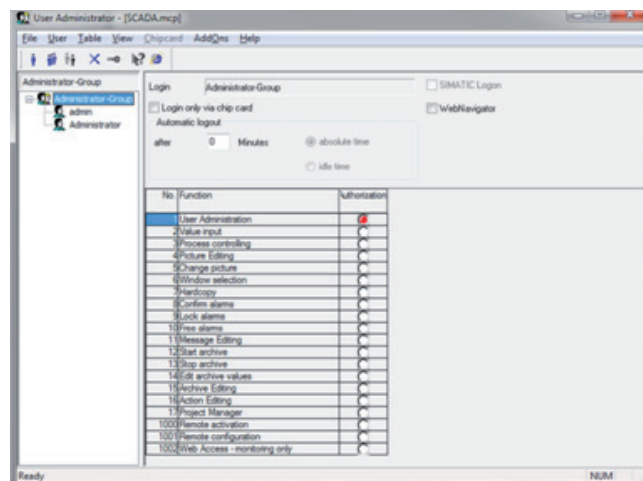
Siłowniki przedstawione na ekranie „PROCES” mogą znajdować się w trzech położeniach. Wsunęty, gdy jest sygnalizacja położenia czujników S1, S3 i S5. Wysunięty, gdy czujniki S2, S4 i S6 sygnalizują położenie lub w pozycji pośredniej, gdy żaden z czujników nie sygnalizuje położenia. Kolejnym elementem na ekranie jest stacyjka sterownicza, za pomocą której jest możliwość wyboru trybu pracy, tryb automatyczny lub manualny. Po wybraniu trybu manualnego zostają uaktywnione przyciski „USTAW/KASUJ”, które umożliwiają sterowanie zaworem w żądany sposób. W trybie automatycznym przyciski te są nieaktywne. Podczas pracy w trybie automatycznym mamy do użytku dwa przyciski „START” i „STOP”, za pomocą których

możemy rozpocząć pracę automatyczną siłowników lub zatrzymać wykonywany cykl w trakcie pracy. Użytkownik dodatkowo w polu liczba cykli może wpisać żadaną ilość cykli. Liczbę tę można wpisać po zakończeniu wszystkich aktualnych cykli i wybraniu przycisku „STOP”. W polu „POZOST. CYKLI” można obserwować pozostałą liczbę cykli do zakończenia pracy. Natomiast w polu „NR. KROKU” przedstawiany jest aktualny numer wykonywanego kroku sekwensera. Poniżej umieszczono zmienny tekst, który jest odpowiednio przypisany do numeru kroku sekwensera i informujący o tym, jaka akcja jest aktualnie wykonywana np. „WYSUW SIŁOWNIKA A1”. Nad zbiornikiem pneumatycznym umieszczono aktualną wartość ciśnienia powietrza panującego wewnątrz zbiornika. Wartość ta odczytywana jest przez przetwornik ciśnienia. Obok zbiornika znajduje się przesuwany suwak za pomocą którego w zakresie 0...100 % możemy sterować wartością napięcia sterującego zaworem proporcjonalnym ciśnienia. Aktualną wartość napięcia sterującego przedstawiono obok symbolu zaworu proporcjonalnego ciśnienia. Zbiornik umieszczony na ekranie przedstawia aktualny poziom napętnienia. Gdy ciśnienie jest zbyt niskie kolor wypełnienia zmienia się na jasnoniebieski, natomiast gdy jest zbyt wysokie, kolor zmienia się na czerwony (rys. 7).



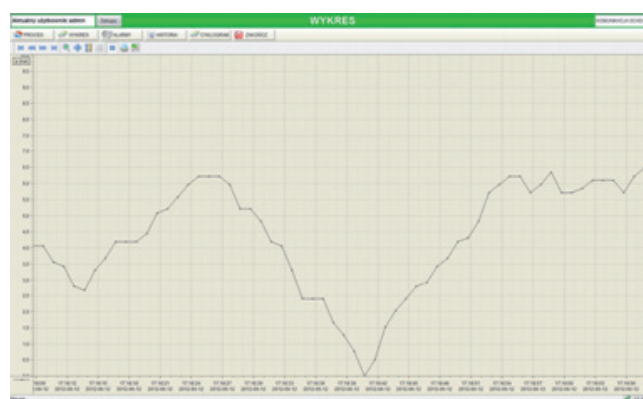
Rys. 7. Wizualizacja zbiornika: a) ciśnienie w normie, b) ciśnienie za niskie, c) ciśnienie za wysokie

Ostatnim elementem na ekranie jest tabela pt. „HISTEREZA”. Umożliwia ona użytkownikowi wprowadzenie i zmianę parametrów histerezy. Można tu określić nowe wartości dla dolnej i górnej granicy histerezy zarówno przy dolnej granicy ciśnienia zasilającego, jak i przy górnej granicy ciśnienia zasilającego. Poprzez zmianę tych parametrów określa się szerokość histerezy. Podczas próby zmiany wartości histerezy sprawdzane jest, czy aktualny użytkownik ma wystarczająco wysoki poziom dostępu. Możliwość zmiany parametrów jest dozwolona tylko wtedy, gdy użytkownik systemu jest zalogowany jako użytkownik z grupy „Administrator-Group”. Konfiguracja poziomów dostępu użytkowników odbywa się w module User Administrator. W projekcie utworzono użytkownika „admin” w grupie „Administrator-Group”. Okno modułu User Administrator wraz z utworzonym użytkownikiem przedstawiono na rys. 8.



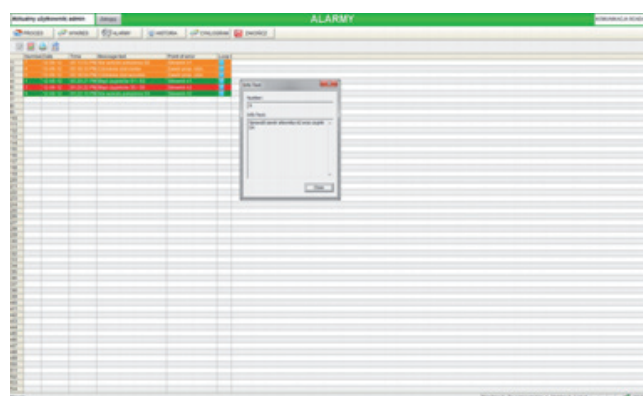
Rys. 8. Okno modułu „User Administrator”

Na drugim ekranie „WYKRES” (rys. 9) umieszczono wykres pokazujący aktualną wartość ciśnienia w funkcji czasu. Jest to rzeczywiste ciśnienie mierzone w zbiorniku poprzez przetwornik ciśnienia. Wartość ciśnienia jest wyświetlana w barach. Czas próbkowania, czyli co jaki okres sprawdzana jest wartość ciśnienia wynosi 1 s.



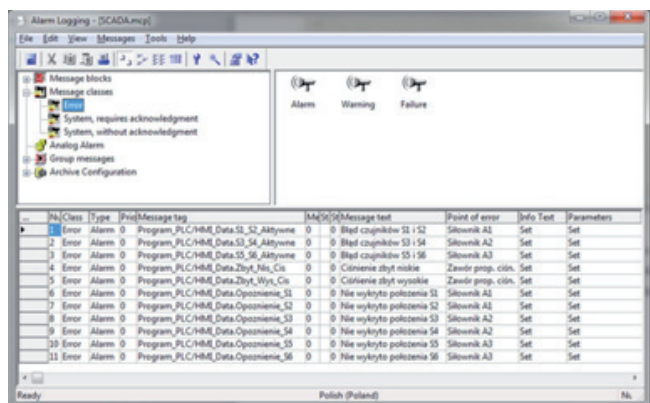
Rys. 9. Ekran synoptyczny „WYKRES”

Na trzecim ekranie „ALARMY” (rys. 10) umieszczono tabelę z aktualnie pojawiającymi się alarmami.



Rys. 10. Ekran synoptyczny „ALARMY”

Meldunki bitowe (alarmy) zostały skonfigurowane w module Alarm Logging. Okno modułu Alarm Logging wraz z skonfigurowanymi meldunkami bitowymi przedstawiono na rys. 11.



Rys. 11. Okno modułu „Alarm Logging”

Skonfigurowano 11 meldunków bitowych. Każdy meldunek jest generowany przez PLC. Jeśli stan sprawdzanego bitu w PLC zmieni swój stan na „logiczną 1” to w trybie RT zostanie wygenerowany i wyświetlony odpowiedni meldunek bitowy. System poinformuje o następujących krytycznych stanach procesu:

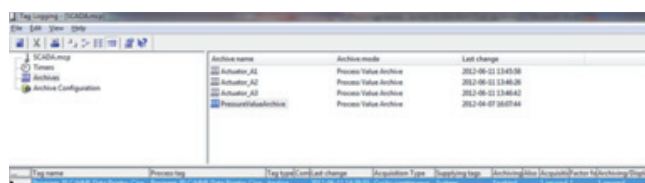
- jednoczesnej sygnalizacji dwóch położenia jednego siłownika (np. „Błąd czujników S1 i S2”),
- zbyt niskim ciśnieniu zasilającym („Ciśnienie zbyt niskie”),
- zbyt wysokim ciśnieniu zasilającym („Ciśnienie zbyt wysokie”),
- braku potwierdzenia osiągnięcia nowej pozycji tłoka (po upływie określonego czasu) po wygenerowaniu sygnału sterującego przez sterownik (np. „Nie wykryto położenia S2”).

Tabela z alarmami zawiera sześć kolumn. W pierwszej znajdują się numer skonfigurowanego meldunku. W drugiej data wystąpienia meldunku. W trzeciej dokładna godzina pojawienia się alarmu. W kolejnej (Message text) informacja tekstowa informująca o rodzaju błędu. W następnej (Point of error) umieszczono informację dotyczącą lokalizacji błędu, natomiast w szóstej ostatniej (Loop in Alarm) umieszczono

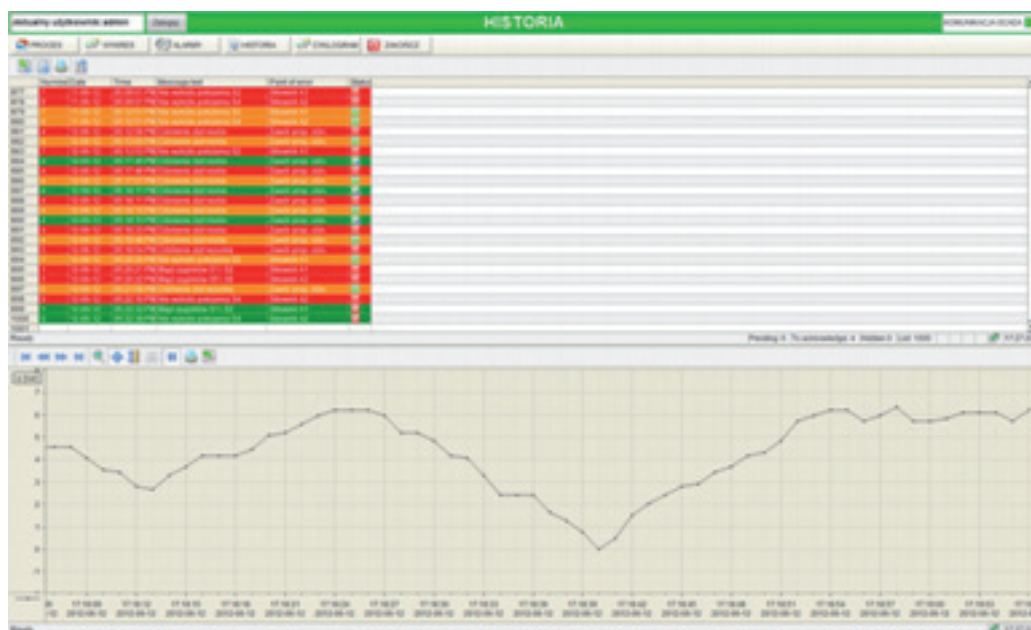
możliwe przyczyny pojawienia się błędu. Użytkownik na tym ekranie ma do dyspozycji przyciski umożliwiające potwierdzenie wystąpienia pojedynczego meldunku, jak i grupy meldunków. Alarmy pojawiające się w tabeli mają przypisane odpowiednie kolory. Meldunek z kolorem czerwonym pojawia się, gdy bit meldunku zostanie ustawiony w „1”. Gdy zostanie on potwierdzony (kiedy bit alarmu jest w stanie „1”) zmieni swój kolor na zielony, natomiast kiedy bit meldunku zmieni swój stan na „0” i alarm nie zostanie przedtem potwierdzony przez użytkownika kolor meldunku zmieni się na pomarańczowy. Oznacza to, że alarm pojawił się i znikł bez potwierdzenia przez użytkownika systemu.

Na czwartym ekranie „HISTORIA” (rys. 12) umieszczono dane archiwalne. W górnej części ekranu umieszczono historie alarmów. Widać tu wszystkie stany meldunków bitowych jakie się pojawiały. Liczba zapamiętywanych rekordów została ograniczona do tysiąca. W dolnej części ekranu umieszczono przebieg wartości ciśnienia w czasie, z możliwością odczytu danych historycznych (archiwalnych). Zmienna zawierająca wartość ciśnienia jest archiwizowana przez system.

Konfiguracja archiwizacji zmiennej została przeprowadzona w module Tag Logging. Skonfigurowano tu sposób archiwizacji, miejsce archiwizacji oraz czas próbkowania archiwizowanej zmiennej. Okno modułu Tag Logging wraz z skonfigurowanym archiwem przed-stawiono na rys. 13.

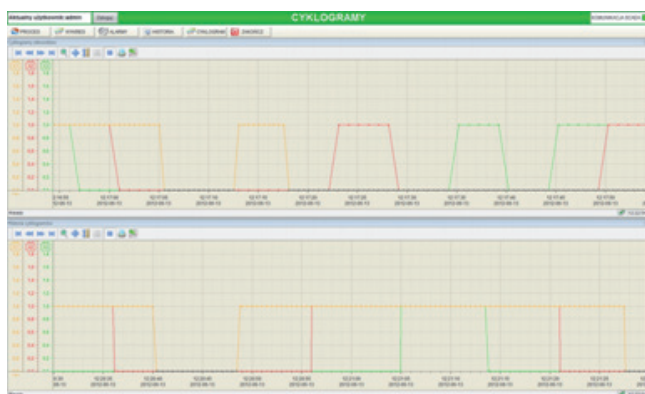


Rys. 13. Okno modułu „Tag Logging”

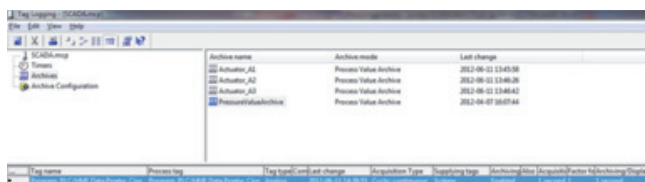


Rys. 12. Ekran synoptyczny „HISTORIA”

Na ostatnim, piątym ekranie „CYKLOGRAMY” (rys. 14) umieszczono cyklogramy reprezentujące pracę wszystkich trzech siłowników. Na wykresach kolor pomarańczowy odpowiada siłownikowi A1, kolor czerwony siłownikowi A2, a kolor zielony to siłownik A3. W górnej części okna umieszczono cyklogram przedstawiający aktualną pracę siłowników, natomiast w dolnej części wydzielone są dane archiwalne dotyczące pracy siłowników. Archiwizowane zmienne są typu binarnego, a archiwa zostały skonfigurowane w module Tag Logging (rys. 15).



Rys. 14. Ekran synoptyczny „CYKLOGRAMY”



Rys. 15. Okno modułu „Tag Logging”

PODSUMOWANIE

Systemy SCADA cieszą się coraz szerszym zastosowaniem oraz są coraz częściej stosowane w automatyce przemysłowej zarówno w małych, jak i dużych instalacjach przemysłowych. Znajdują zastosowanie praktycznie w każdej gałęzi przemysłu. Pozwalają oszczędzić czas i koszty potrzebne na budowę systemów sterowania. Systemy te znacznie ułatwiają kontrolę nad procesem przemysłowym, pozwalają na jego obserwację w czytelnej postaci oraz ułatwiają jego analizę. System alarmowania umożliwia szybsze reakcje personelu obsługującego proces, co może pozwolić na uniknięcie poważnych uszkodzeń systemu. Systemy te także współpracują z wyższymi warstwami sterowania (np. systemy MES) wymieniając dane z nimi poprzez sieć komunikacyjną. Współczesne systemy SCADA charakteryzują się modułową budową, co oznacza, że każdy użytkownik może dostosować system do swoich indywidualnych potrzeb, z możliwością późniejszej rozbudowy w razie konieczności.

LITERATURA

1. **Kogut R.** (2012), *Projekt systemu SCADA dla procesu produkcyjnego z zastosowaniem sterownika S7-300*, Praca magisterska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska w Kielcach.
2. **Takosoglu J., Łaski P.** (2008), *Napełdy i sterowanie pneumatyczne. Poradnik konstruktora maszyn i urządzeń: konstrukcja maszyn, materiałoznawstwo, normalizacja, wzory i obliczenia*. Zespół aut. pod red. Andrzeja Kubalskiego. Wydawnictwo Verlag Dashofer, rozdz. 8.1, podrozdział 1.4, 1.5.
3. **Kwaśniewski J.** (2009), *Programowalny sterownik SIMATIC S7-300 w praktyce inżynierskiej*, Wydawnictwo BTC.
4. **Jones C.T.** (2006), *STEP 7 in 7 Steps*, Brilliant Train-ing, United States.
5. **Berger H.** (2005), *Automating with STEP 7 in LAD and FBD*, Wiley-WCH.
6. **Berger H.** (2005), *Automating with STEP 7 in STL and SCL*, Wiley-WCH.

DESIGN OF SCADA SYSTEM FOR PRODUCTION PROCESS WITH PROGRAMMABLE LOGIC CONTROLLER

Abstract: Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA) system is being increasingly used to monitor and control critical infrastructures ranging from computer networks to manufacturing. The main functions of the SCADA system is the visualization, process control, alarming, acquisition current measuring data and archiving data. This paper presents the design of the SCADA system for the manufacturing process using PLC. The project was carried out in the Mechatronics Laboratory in Kielce University of Technology.

ITM Polska 2013: zakończyły się największe targi dla przemysłu w Polsce

Ucichł szum maszyn i rozmów w pawilonach – 7 czerwca w Poznaniu zakończyła się najszerza prezentacja oferty dla przemysłu: targi ITM Polska. Na ośmiu salonach branżowych zaprezentowało się blisko 1000 wystawców i firm reprezentowanych z 29 krajów świata. Ekspozycja i wydarzenia czterech dni targowych przyciągnęły 16.017 zwiedzających z Polski i zagranicy oraz przeszło 200 dziennikarzy z redakcji branżowych, ogólnopolskich, radia i telewizji.

Reprezentacja firm zagranicznych w tegorocznej edycji ITM Polska stanowiła 47%, dzięki czemu targi te były rzeczywiście biznesowym spotykaniem specjalistów z całego świata. Na targach można było zobaczyć ofertę firm m.in. z: Austrii, Belgii, Brazylii, Bułgarii, Chin, Czech, Danii, Estonii, Finlandii, Francji, Hiszpanii, Holandii, Indii, Japonii, Korei Południowej, Niemiec, Polski, Portugalii, Rosji, Słowacji, Szwajcarii, Szwecji, Tajwanu, Turcji, Ukrainy, USA, Węgier, Wielkiej Brytanii i Włoch.

Swoją obecność na salonie Mach-Tool w tym roku mocno zaakcentowała Turcja, prezentująca w pawilonie 5 szeroką ofertę firm z branży plastycznej obróbki blach. Na stoisku Badenia – Wittembergia (pawilon 5A) z kolei można było zapoznać się z ofertą blisko 20 firm narzędziowych. Po raz drugi na targach została zrealizowana wspólna inicjatywa Polsko-Szwajcarskiej Izby Gospodarczej oraz Swiss Business Hub Polska w postaci Pawilonu Szwajcarskiego (pawilon 8).

W sumie na ekspozycji ITM Polska można było podziwiać ponad 1200 maszyn i urządzeń w ruchu m.in. z zakresu obróbki metali, hydrauliki i pneumatyki, spawalnictwa i lakiernictwa, metalurgii, czy też roboty przemysłowe i manipulatory.

Odbyły się także wydarzenia specjalne, które przyciągały zarówno profesjonalistów, jak i dziennikarzy: Cax Innovation, warsztaty i pokazy obróbki powierzchni na żywo na Poligonie Umiejętności oraz wykłady i prezentacje na przestrzeni specjalnej Akademii Spawania, gdzie pokazywano m.in. najnowsze technologie spawalnicze, zgrzewanie i spawanie tworzyw termoplastycznych.

Tłoczno było także na konferencjach, m.in. na XI Forum Inżynierskim z tematem przewodnim „Innowacje w przemyśle maszyn i urządzeń”, II Dniu Mechanika, seminarium obróbki plastycznej, które zainaugurowało obchody 65-lecia Instytutu Obróbki Plastycznej, seminarium Stowarzyszenia Stal Nierdzewna „Co nowego w stalach nierdzewnych?” czy też seminarium Instytutu Mechaniki Precyzyjnej „Azotowanie narzędzi i części maszyn”.

Podczas tegorocznych targów ITM Polska przez 8 pawilonów wystawienniczych przewijały się tłumy zwiedzających, którzy przyjechali oglądać przemysłowe nowinki nie tylko z odległych zakątków Polski, ale także z Belgii, Czech, Danii, Estonii, Finlandii, Gruzji, Hiszpanii, Holandii, Izraela, Litwy, Łotwy, Niemiec, Rosji, Słowacji, Słowenii, Turcji, Ukrainy, USA, Wenezueli, Węgier, Wielkiej Brytanii i Włoch.

ITM Polska zaszczylił swoją obecnością Prezydent RP Bronisław Komorowski, który zwiedzał ekspozycję w pawilonie 5, a następnie podczas uroczystej gali wręczył statuetki zwycięzcom Nagrody Gospodarczej Prezydenta RP.

Targi odwiedzili także przedstawiciele ze Stowarzyszenia Grupy Przedsiębiorców Przemysłu Lotniczego Dolina Lotnicza.

Tegorocznej edycji targów ITM Polska towarzyszyły targi Kooperacji Przemysłowej Subcontracting Bis oraz dwudniowe spotkania kooperacyjne Subcontracting ITM Meetings. W sumie odbyło się 95 biznesowych spotkań, w których wzięło udział prawie 50 uczestników.

W sumie do Poznania na targi ITM Polska oraz targi Subcontracting przyjechało 16 017 zwiedzających. Z przeprowadzonych wśród gości targowych ankiet wynika, że ponad 70% zwiedzających przyjeżdża co roku na ITM Polska i są to jedyne targi w Polsce, które ich interesują. Ponad 80% ankietowanych było bardzo zadowolonych z pobytu na tegorocznych targach, a blisko 80% zadeklarowało wizytę w przyszłym roku.

Kolejna edycja targów ITM Polska odbędzie się w dniach 3-6 czerwca 2014 r., a targów Subcontracting pod koniec marca 2014 r.

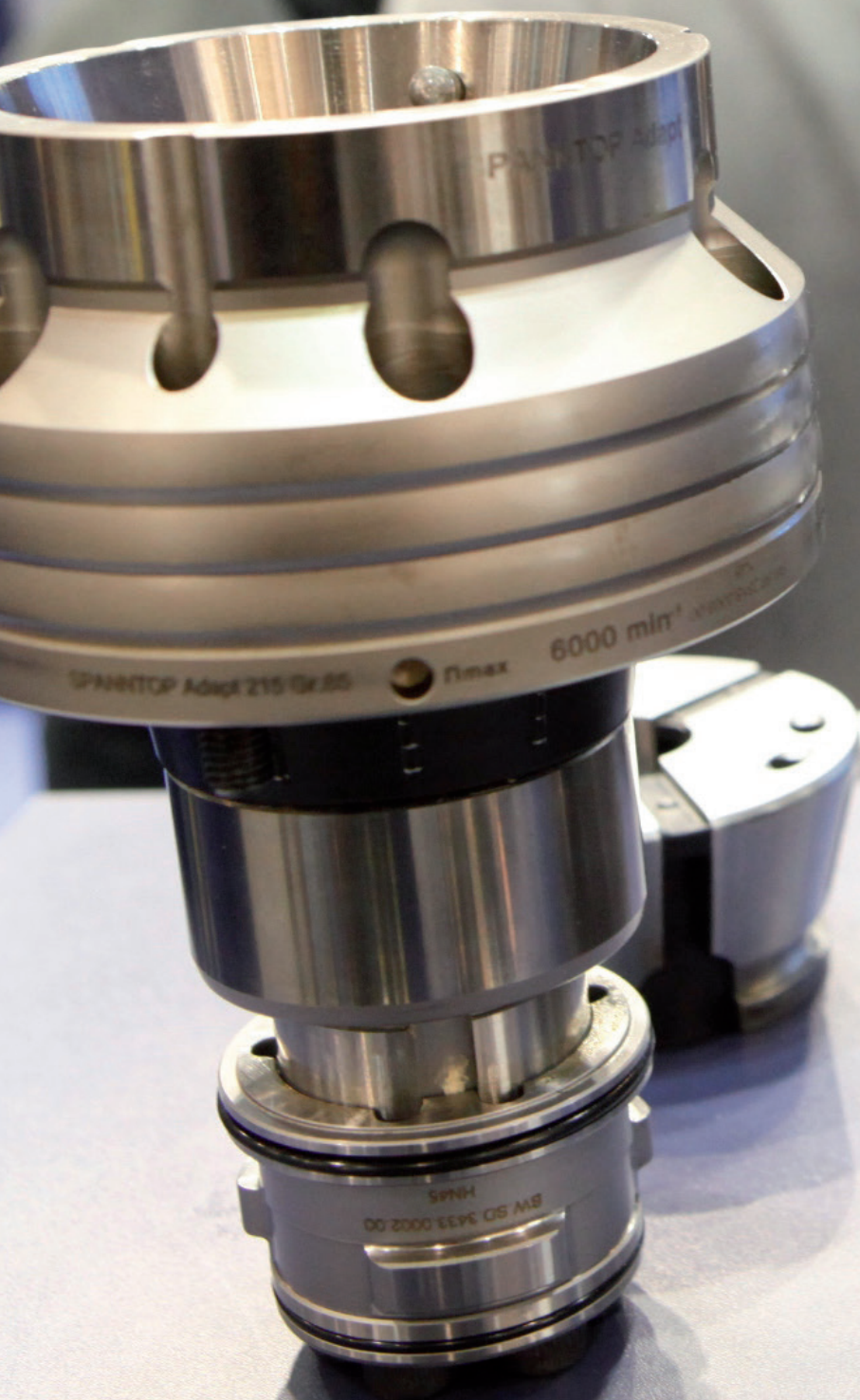
Więcej informacji na:
www.itm-polska.pl oraz na www.subcontracting.pl



PICHLER
SWISS MADE

FX 300

- Broche/Spindle/Spindel ISO 50
- $i = 1:4$
- $n_{max} = 8000 \text{ rpm}$
- $P = 0$





Zastosowanie układu pneumatyczno-elektrycznego do kontroli poprawności procesu montażu z użyciem narzędzi pneumatycznych.

Sławomir GABARA*, Witold PAWŁOWSKI*

s.gabara@interia.eu, witold.pawlowski@p.lodz.pl

* Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Łódzka, ul. Stefanowskiego 1/15, 90-924 Łódź

Streszczenie: W artykule przedstawiono możliwości wykorzystania czujnika ciśnienia z wyjściem przekaźnikowym wraz z precyzyjnym reduktorem ciśnienia w układach kontroli procesów montażu z użyciem narzędzi pneumatycznych na liniach produkcyjnych. Wymieniono rodzaje czujników i reduktorów ciśnienia oraz scharakteryzowano budowę i zasadę ich działania. Zaproponowano wykorzystanie właściwości sensorycznych czujnika w układzie zasilania narzędzi pneumatycznych typu wkrętań, jako detektora ich użycia w procesie montażu. Wykorzystano liniową charakterystykę precyzyjnego regulatora ciśnienia do stabilizacji parametrów narzędzia pneumatycznego w trakcie procesu montażu. Zaprezentowano praktyczną implementację zaproponowanych rozwiązań w praktyce przemysłowej. W podsumowaniu zwrócono uwagę na zalety zastosowania czujnika ciśnienia i precyzyjnego reduktora ciśnienia w układach sterowania i kontroli procesów montażu z wykorzystaniem urządzeń zasilanych pneumatycznie. Opisane rozwiązanie zapewnia wysoką wiarygodność, szybkość generowania sygnału sterującego oraz bardzo wysoką powtarzalność wszystkich parametrów pracy narzędzia pneumatycznego, co czyni je jednocześnie odpornym na zakłócenia generowane przez centralny system dystrybucji sprężonego powietrza oraz zasadniczo eliminuje niecelowe błędy operatora narzędzia pneumatycznego.

1. WPROWADZENIE

Nieustanny rozwój technik wytwarzania wpływa na zwiększenie stopnia automatyzacji poszczególnych procesów produkcji, a jednocześnie kryzys panujący na rynkach światowych zmusza przedsiębiorców do nieustannego obniżania kosztów produkcji. Głównym i największym składnikiem kosztów produkcji są koszty pracownicze, które można ograniczyć wprowadzając automatyzację. Jednak w wielu przypadkach wyeliminowanie pracy ludzkiej jest nieuzasadnione ekonomicznie ze względu na wysokie koszty automatyzacji procesów realizowanych osobiście przez pracowników. Jednocześnie wiadomo, że praca w systemie akordowym przy produkcji ciągłej powoduje zmęczenie i znużenie pracowników, co wpływa na obniżenie jakości wykonywanych czynności, a tym samym zwiększenie kosztów związanych z kontrolą jakości oraz koniecznością usuwania powstałych błędów. Jednym ze sposobów ograniczenia możliwości popełnienia błędów przez pracowników, a jednocześnie obniżenia kosztów kontroli jest wdrożenie automatycznego systemu sprawdzania użycia narzędzia pneumatycznego, który ograniczy liczbę przypadkowo niewykonanych operacji montażu przy jednocześnie niskim koszcie systemu, jego prostej obsłudze i możliwości wykorzystania jego sygnałów w już istniejącym systemie sterowania. W przeciwieństwie do narzędzi elektrycznych, narzędzia pneumatyczne posiadają znacznie mniejszy asortyment gotowych rozwiązań, które pozwalają na precyzyjne, automatyczne ustawienie parametrów roboczych narzędzia. Największą zaletą narzędzi pneumatycznych jest ich niski koszt zakupu, niskie koszty eksploatacji oraz duże bezpieczeństwo użytkowania (Dindorf, 2003). Pneumatyczne układy napędu i sterowania mogą zostać zautomatyzowane za pomocą szerokiego zestawu komponentów, które są wszechstronnie znane pod względem ich możliwości technicznych i funkcji,

jakie pełnią w konkretnych układach automatyki maszyn i urządzeń (Mikulczycki, 2006). Jednakże nie każdy użytkownik zna ich charakterystyki pracy, co uniemożliwia sprawne konfigurowanie tych elementów w specjalistyczne układy spełniające nietypowe oczekiwania stawiane niskokosztowym układom napędu i sterowania.

2. RODZAJE, BUDOWA I DZIAŁANIE CZUJNIKÓW CIŚNIENIA

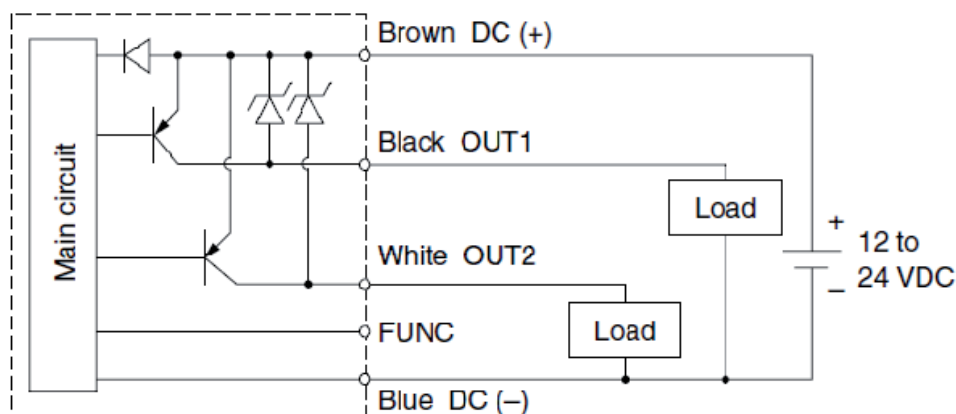
Czujniki ciśnienia stosowane w aplikacjach, gdzie medium roboczym jest sprężone powietrze, odpowiadają za wykrycie, przekazanie i określenie zmian mierzonej wielkości ciśnienia. Czujniki ciśnienia powietrza można podzielić pod względem sposobu pomiaru na mechaniczne i elektroniczne (SMC, 2011). Czujniki ciśnienia powietrza elektroniczne określane są mianem przetworników ciśnienia ze względu na przetwarzanie sygnału pneumatycznego na analogowy sygnał elektryczny. W ofercie producentów elementów automatyki często można spotkać czujniki ciśnienia powietrza, które oprócz przetwarzania sygnału pneumatycznego na sygnał mechaniczny lub elektryczny posiadają wbudowane przekaźniki elektryczne lub mechaniczne. Takie urządzenia określamy mianem przekaźników ciśnienia powietrza: mechanicznych lub elektrycznych. Elektryczne przekaźniki ciśnienia występują w kilku wariantach pomiarowych oraz o poszerzonym zakresie obsługiwanego medium. Schemat ideowy przykładowego przekaźnika ciśnienia z dwoma wyjściami cyfrowymi PNP jest zaprezentowany na rys. 1 (SMC, 2004). Najczęściej spotykanym urządzeniem jest przekaźnik ciśnienia dla dodatnich wartości ciśnienia tj. do 1,0 MPa. Omawiając przekaźniki ciśnienia powietrza należy wymienić również przekaźniki podciśnienia o zakresie -101 0 kPa, oraz przekaźniki o zakresie pośrednim: -100 100 kPa. Uwzględniając materiał elementu czujnika piezoelektrycznego,

który ma kontakt z medium (stal nierdzewna) można wymienić przełączniki stosowane do pomiaru ciśnienia powietrza lub wody.

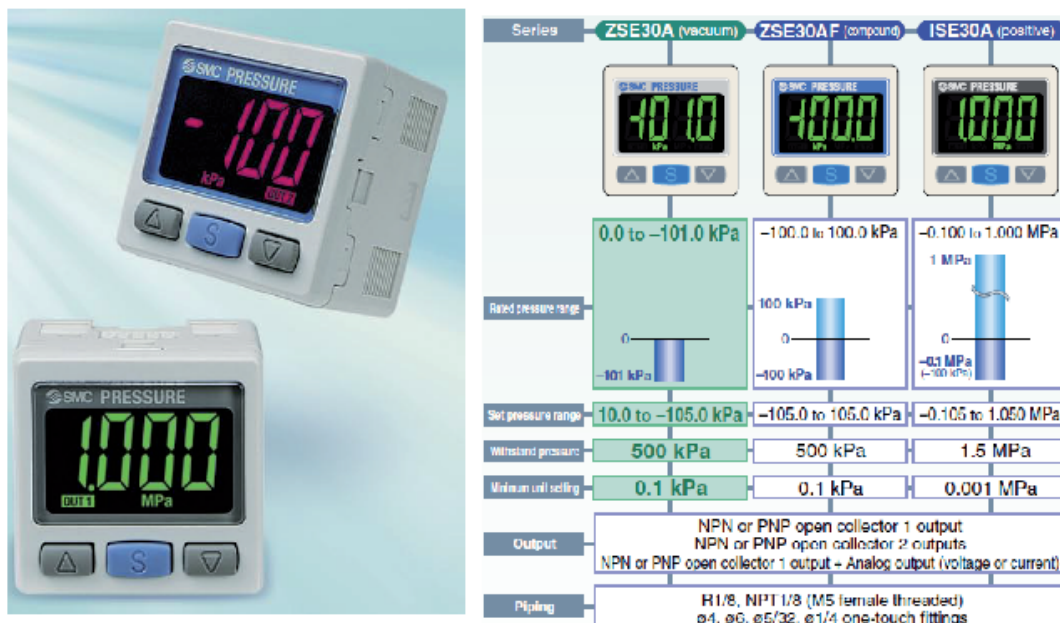
Dostępne opcje sygnału wyjściowego to sygnał analogowy 4-20mA, lub 1-5V, a dodatkowo można skorzystać z jednego lub dwóch sygnałów cyfrowych z przełączników. Wygląd i parametry techniczne przykładowego przełącznika ciśnienia powietrza zostały przedstawione na rys. 2.

Przełączniki ciśnienia elektroniczne umożliwiają śledzenie mierzonej wartości na wyświetlaczu cyfrowym z rozdzielczością nawet do 0,001MPa. Posiadają rozbudowany moduł programowania poszczególnych parametrów dla każdego z wyjść przełącznikowych niezależnie (SMC, 2004).

PNP (2 outputs)



Rys. 1. Schemat ideowy przykładowego przełącznika ciśnienia z dwoma wyjściami cyfrowymi PNP (SMC, 2004)



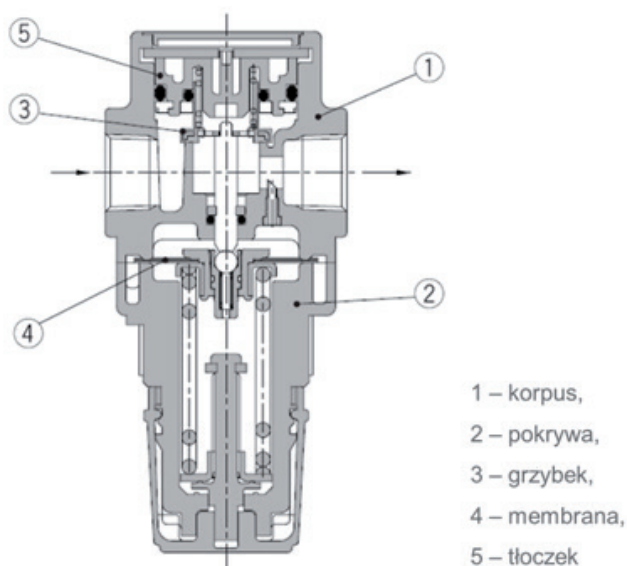
Rys. 2. Wygląd i parametry techniczne przykładowego przełącznika ciśnienia powietrza dostępnego w ofercie firmy SMC (SMC, 2004)

3. RODZAJE, BUDOWA I DZIAŁANIE REDUKTORÓW CIŚNIENIA

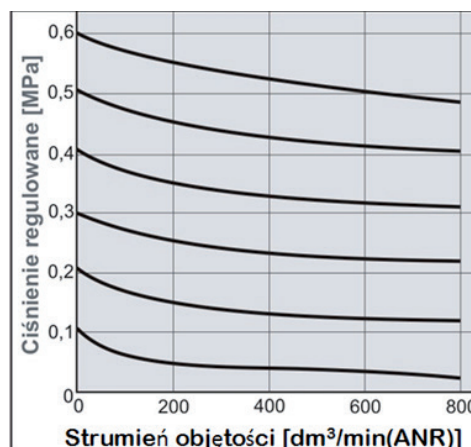
Najważniejszym elementem układu pneumatycznego urządzenia lub maszyny jest zespół przygotowania powietrza z ang. FRL (filter, reductor, lubricator), który składa się co najmniej z dwóch elementów tj. filtra i reduktora (Stawiarski, 1992). Trzeci element (smarownica) w obecnych układach nie jest zalecany do stosowania. Jedynie układy pneumatyczne pracujące w szczególnych warunkach otoczenia wymagają zastosowania smarownicy. Reduktor ciśnienia w układach zasilania sprężonego powietrza jest odpowiedzialny za regulację oraz stabilizację ciśnienia zasilającego napędy pneumatyczne. Stabilizacja nastawionego ciśnienia odbywa się poprzez systematyczne otwieranie i przemykanie przepływu powietrza. Ruch grzybka współpracującego z membraną względem gniazda zaworu powoduje to zmianę powierzchni przekroju kanału przepływowego reduktora (rys. 3). W całej gamie urządzeń regulujących ciśnienie można wyróżnić trzy zasadnicze grupy mechanicznych regulatorów ciśnienia (SMC, 2011):

- reduktory ciśnienia standardowe (rys. 3),
- reduktory ciśnienia precyzyjne (rys. 5),
- stabilizatory ciśnienia (rys. 7).

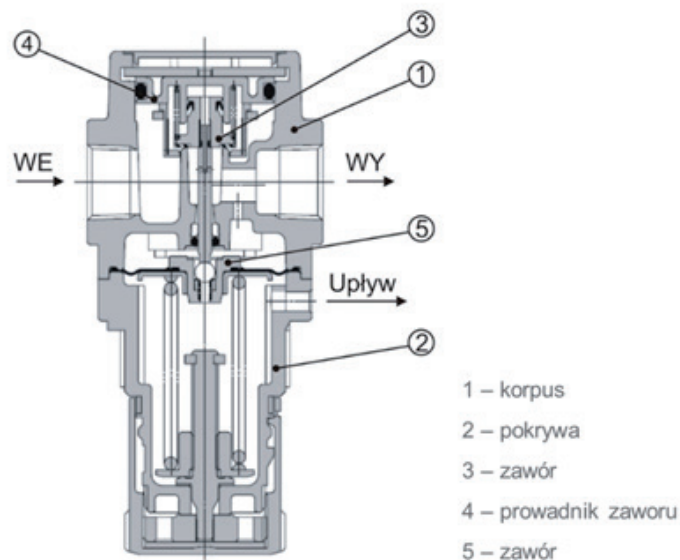
Każde z powyższych urządzeń różni się budową, zasadą działania, funkcją w układzie oraz parametrami. Prawidłowy dobór właściwego urządzenia zależy od wielu czynników i ma zasadniczy wpływ na poprawne działanie projektowanego układu pneumatycznego (SMC, 2011). Charakterystyki pracy poszczególnych rodzajów urządzeń regulujących ciśnienie zostały zaprezentowane na rys. 4, rys. 6 oraz rys. 8.



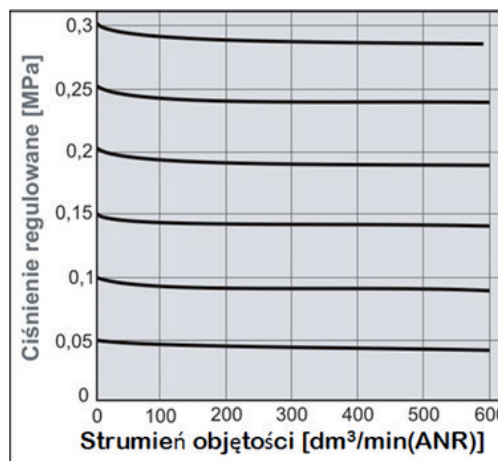
Rys. 3. Budowa standardowego reduktora ciśnienia (SMC, 2011)



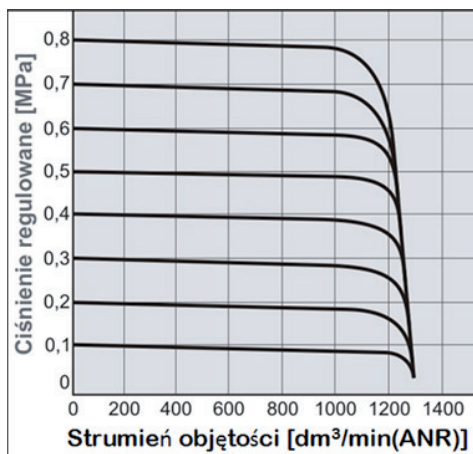
Rys. 4. Charakterystyka pracy standardowego reduktora ciśnienia (SMC, 2011)



Rys. 5. Budowa precyzyjnego reduktora ciśnienia (SMC, 2011)



Rys. 6. Charakterystyka pracy precyzyjnego reduktora ciśnienia (SMC, 2011)



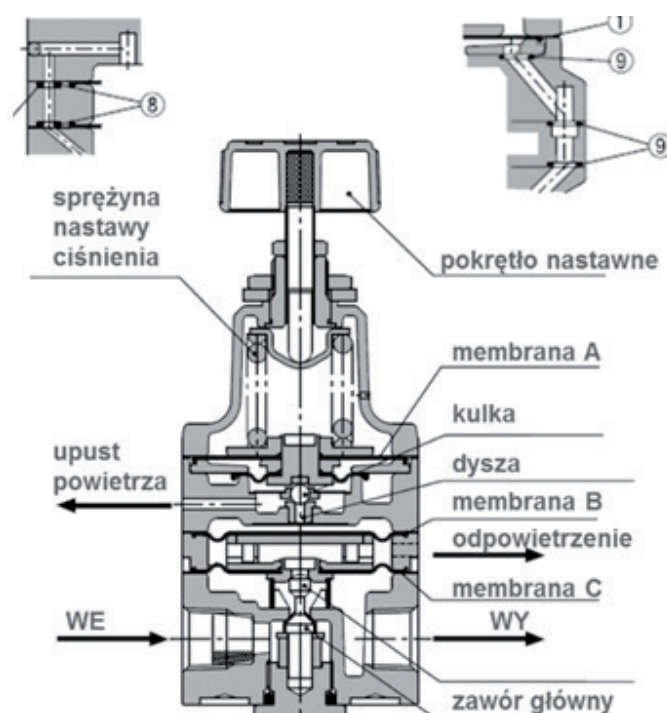
Rys. 8. Charakterystyka pracy stabilizatora ciśnienia (SMC, 2011)

Na przedstawionych powyżej charakterystykach ciśnienia w funkcji strumienia objętości sprężonego powietrza wyraźnie widać znacznie wyższy stopień stabilizacji ciśnienia dla regulatora precyzyjnego (rys. 6) i stabilizatora ciśnienia (rys. 8) w porównaniu ze standardowym regulatorem ciśnienia (rys. 4). Wzrost precyzji stabilizacji ciśnienia, przekłada się na wzrost kosztów energetycznych urządzenia, w którym zainstalowano precyzyjne regulatory ciśnienia. Spowodowane jest to zużyciem powietrza koniecznym do precyzyjnej stabilizacji nastawionego ciśnienia. Korzyścią wysokiej precyzji stabilizacji ciśnienia są bardzo stabilne warunki pracy zasilanych urządzeń co przekłada się na większą żywotność oraz redukcję kosztów związanych z podniesieniem jakości produkcji.

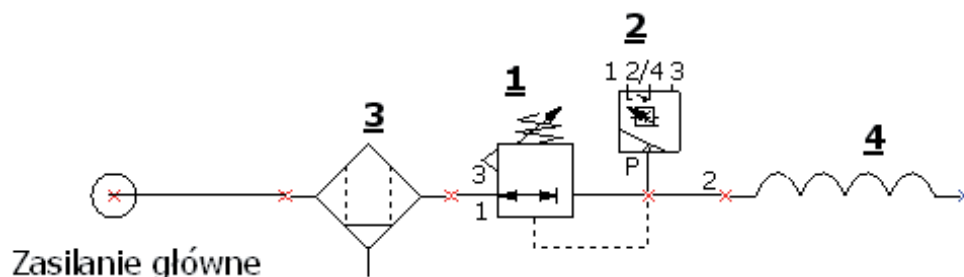
4. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA UKŁADU PNEUMATYCZNO-ELEKTRYCZNEGO DO KONTROLI POPRAWNOŚCI PROCESU MONTAŻU Z UŻYCIEM NARZĘDZI PNEUMATYCZNYCH

Opisany poniżej układ został zbudowany w oparciu o urządzenia omówione powyżej, a jego schemat przedstawiono na rysunku 9. Głównym elementem układu jest reduktor precyzyjny (poz. 1), który posiada liniową charakterystykę pracy z niewielkim spadkiem ciśnienia przy największym przepływie

powietrza (rys. 6). Ze względu na dokładność i stabilność nastawionych wartości ciśnienia urządzenie wymaga czystego powietrza i dlatego zainstalowano filtr dokładny (poz. 3) o dokładności filtrowania 0,3 μm . Bezpośrednio w reduktorze zamontowano przełącznik ciśnienia (poz. 2) wyposażony w cyfrowy wyświetlacz. Do montażu przełącznika wykorzystano port przyłączeniowy przeznaczony dla manometru. W zależności od aplikacji istnieje możliwość przyłączenia do reduktora



Rys. 7. Budowa stabilizatora ciśnienia (SMC, 2011)



Zasilanie narzędzia pneumatycznego

Rys. 9. Schemat układu pneumatyczno-elektrycznego do kontroli poprawności procesu montażu z użyciem narzędzi pneumatycznych

Ciśnienie zasilania głównego zawiera się w zakresie 0,65÷0,7 MPa, natomiast graniczna wartość nastawy ciśnienia reduktora to 0,6 MPa. Pozwala to na uzyskanie wymaganej stabilizacji ciśnienia, a ograniczenie nastawy ciśnienia reduktora do 0,6 MPa zapobiega np. nieautoryzowanym lub przypadkowym regulacjom powyżej bezpiecznych wartości ciśnienia dla układu i narzędzia pneumatycznego. Stabilne ciśnienie ma zasadniczy wpływ na parametry pracy (moment obrotowy oraz siłę) narzędzia pneumatycznego, czyniąc te parametry powtarzalnymi. To przekłada się na jakość produkcji i ograniczenie wpływu tzw. czynnika ludzkiego.

Znając wartość spadku ciśnienia następującego w chwili, gdy narzędzie pneumatyczne jest uruchamiane, można ustawić próg przekąźnika ciśnienia w taki sposób, aby w zakresie granicznych wartości spadku ciśnienia został wygenerowany sygnał cyfrowy. Ten sygnał jest następnie przekazywany do sterownika PLC i stanowi dla układu sterowania źródło informacji o fakcie włączenia narzędzia pneumatycznego.

Takie rozwiązanie zdecydowanie ogranicza liczbę przypadków błędów montażu podzespołu, których wykonanie przez pracowników następuje w sposób nieświadomy. W przypadku, gdy narzędzie powinno być zastosowane kilkakrotnie podczas montażu jednego podzespołu, można zastosować licznik sprzętowy lub programowy, którego zadaniem jest zliczenie liczby sygnałów generowanych przez przekąźnik ciśnienia.

Powyższe rozwiązanie techniczne charakteryzuje się stosunkowo niskim kosztem, jest proste w aplikacji i nie wymaga dużej ingerencji w układ sterowania i oprogramowanie stanowiska roboczego. Zostało ono wdrożone przez wiodącego producenta sprzętu AGD, który w jednym ze swoich zakładów wyposażył wszystkie stanowiska montażowe w układ monitorowania włączenia narzędzi pneumatycznych. To w znacznym stopniu podniosło jakość produkcji i znacznie obniżyło koszty związane z koniecznością usuwania błędów popełnianych przez pracowników wykonujących czynności na linii montażowej podczas produkcji wielkoseryjnej.

5. PODSUMOWANIE

W przedstawionym powyżej przykładzie wykorzystano ogólnie znane i popularne elementy napędu i sterowania pneumatycznego do zbudowania oryginalnego układu. Oryginalność zaprezentowanego rozwiązania polega na nietypowym wykorzystaniu typowych elementów pneumatycznych. Zaprojektowany układ likwiduje przyczynę problemu niestabilności warunków zasilania narzędzia pneumatycznego na linii montażowej, a jednocześnie umożliwia otrzymanie dodatkowych informacji w postaci cyfrowego sygnału, potwierdzającego użycie narzędzia pneumatycznego. To wpłynęło na zmniejszenie liczby błędów montażu, obniżenie kosztów oraz znaczne usprawnienie procesu produkcji.

Poszukując różnych sposobów rozwiązania problemów dotyczących działania układów pneumatycznych użytkownicy zwykle koncentrują się na możliwie sprawnym usuwaniu skutków nieprawidłowego działania, nie zagłębiając się w przyczyny powodujące powstanie problemu. Niejednokrotnie brak wiedzy na temat charakteru działania zastosowanych elementów układu napędu i sterowania jest przyczyną tego, że wdrożone rozwiązanie jest drogie, skomplikowane lub w niewielkim stopniu dotyczy istoty i źródła problemu analizowanego układu. Zaprezentowany powyżej przykład zastosowania typowego elementu układu sterowania jest dowodem na to, że na podstawie wiedzy na temat charakterystyki działania elementów układu pneumatycznego można rozwiązać istotny problem techniczny.

LITERATURA

1. **Dindorf R.** (2003), *Hydraulika i pneumatyka*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce.
2. **Mikulczycki T.** (2006), *Automatyzacja procesów produkcyjnych*. WNT Warszawa.
3. **SMC** (2011), *Podręcznik – Sprężone powietrze i jego zastosowanie*, SMC Corporation.
4. **SMC** (2004), *Best Pneumatics 2004 S_Compa*, 17-tomowe wydanie wewnętrzne, SMC Corporation.
5. **Stawiarski D.** (1992), *Napęd i sterowanie pneumatyczne*. WNT, Warszawa.

Zawór różnicy ciśnień filtra samoczyszczącego

Krzysztof NIEŚPIAŁOWSKI

kniespialowski@komag.eu

* Instytut Techniki Górniczej KOMAG, ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Streszczenie: W artykule przedstawiono zawór różnicy ciśnień, którego konstrukcja umożliwia sterowanie pracą filtra samoczyszczącego. Opisano budowę i zasadę działania urządzenia opracowanego w ITG KOMAG. Przedstawiono wstępne badania stanowiskowe, podczas których dokonano sprawdzenia poprawności działania, określono minimalne ciśnienie przesterowania, jak również sprawdzono zasadność zastosowania w konstrukcji zaworu zatrasku kulowego, którego zadaniem miała być stabilizacja pracy zaworu w przypadku wystąpienia pulsacji cieczy. Zawór przeznaczony jest do pracy w instalacjach wodnych, których konstrukcja wymaga stosowania sterowania pneumatycznego. Jego konstrukcja umożliwia wykorzystanie go w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.

1. WPROWADZENIE

Automatyzacja pracy stanowi obecnie zasadniczy trend w rozwoju maszyn i urządzeń, w tym stosowanych w procesach wydobywania węgla kamiennego. Związane jest to przede wszystkim z wymogami bezpieczeństwa pracy, szczególnie w strefach potencjalnie niebezpiecznych. Celem jest całkowite odsunięcie pracowników z miejsc gdzie występują zagrożenia. Automatyzacji pracy, obejmuje systemy automatycznej dystrybucji wody, z zachowaniem odpowiedniego stopnia jej czystości. Jednym z podzespołów takiego systemu jest filtr FS-60 konstrukcji ITG KOMAG, dla którego dedykowany jest zawór różnicy ciśnień, wykorzystywany do sterowania jego pracą.

Prace projektowo-badawcze nad opracowaniem zaworu różnicy ciśnień podjęto w związku z budową układu sterowania automatycznego filtra samoczyszczącego FS-60 (nagrodzonego na International Warsaw Invention Show IWIS 2012, Targach Wynalazczości, Badań Naukowych i Nowych Technik Brussels INNOVA 2012 oraz XX Giełdzie Wynalazków, odbywającej się w Warszawie w lutym 2013). Budowa filtra wymagała rozwiązania problemu porównania ciśnienia wody przed i za filtrem. Występująca między punktami pomiarowymi różnica ciśnienia wody daje bezpośrednią informację o stopniu zanieczyszczenia wkładów filtracyjnych [1].

W trakcie prac mających na celu dobór właściwego zaworu należało uwzględnić spełnienie założonych wymagań. Dotyczyło to generowania „sygnału” pneumatycznego, odpowiednich gabarytów urządzenia oraz materiału, z którego będzie ono wykonane. Rozwiązanie konstrukcyjne zaworu różnicy ciśnień autorstwa ITG KOMAG uwzględniło powyższe i co ważne, zainteresowało jednego z producentów, który podejmując się wykonania prototypu oraz przeprowadzenia badań stanowiskowych, wyraził chęć zastosowania go w swoich rozwiązaniach.

2. BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA ZAWORU

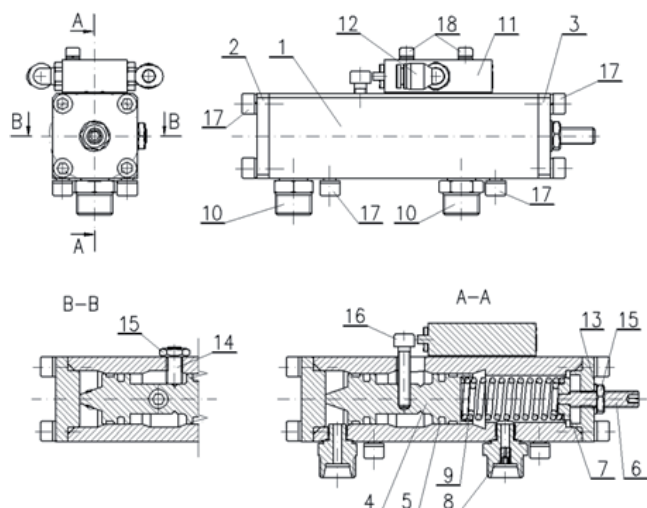
Podczas procesu projektowania kierowano się następującymi wytycznymi, dotyczącymi budowy i pracy zaworu:

- możliwość pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego,
- uruchamianie układu pneumatycznego, w przypadku wystąpienia określonej różnicy ciśnień układu wodnego,
- możliwość generowania binarnego sygnału pneumatycznego w przypadku przekroczenia nastawionego zakresu różnicy ciśnień,
- możliwość nastawienia wartości różnicy ciśnień, przy której generowany będzie sygnał pneumatyczny,
- małe gabaryty,
- obudowa i podzespoły wykonane z materiałów odpornych na działanie agresywnego środowiska występującego w podziemnych zakładach górniczych,
- uzyskanie parametrów:

medium przepływowe	woda
zakres pomiaru różnicy ciśnień	0,1-0,4 MPa
maks. ciśnienie robocze wody	4 MPa
min. ciśnienie robocze wody	0,1 MPa
bezpieczne przeciążenie	10 MPa
medium sterujące	powietrze
maks. ciśnienie robocze powietrza	1 MPa
min. ciśnienie robocze powietrza	0,1 MPa
masa	1,5 kg.

2.1. Budowa zaworu

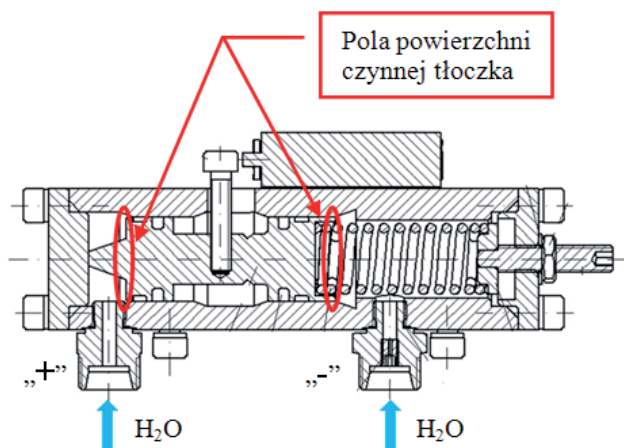
Mając na uwadze wytyczne projektowe, skonstruowano zawór, który przedstawiono na rys. 1. Zawór składa się z następujących, głównych elementów: korpusu (1), pokrywy lewej (2), pokrywy prawej (3), tłoczka (4), pierścienia uszczelniającego (5), śruby regulacyjnej (6), podkładki sprężyny (7), dławika (8), sprężyny (9), przyłącza wodnego (10), 3/2-drogowego zaworu pneumatycznego (11), przyłącza pneumatycznego (12), uszczelnienia złącza śrubowego (13), zatrasku kulowego gwintowanego (14), nakrętki (15), śrub z łbem gniazdowym (16-18).



Rys. 1. Zawór różnicy ciśnień [1]

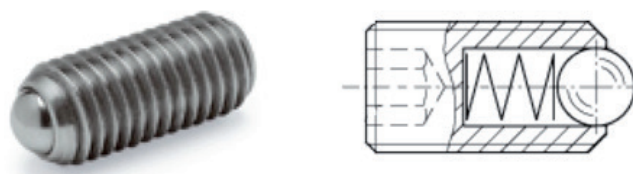
2.2. Zasada działania zaworu

W rozwiązaniu konstrukcyjnym zaworu zastosowano tłoczek (poz. 4) zabudowany w korpusie (poz. 1). Na tłoczek, z obu jego stron, oddziałuje ciśnienie wody. Dzięki temu, że pola powierzchni czynnej tłoczka są takie same, przy braku różnicy ciśnień w komorach wodnych, tłoczek pozostaje w bezruchu. Jeśli po stronie oznaczonej „+” (rys. 2) ciśnienie wody wzrośnie, wówczas tłoczek przesunie się w stronę komory, w której panuje niższe ciśnienie, powodując ugięcie sprężyny. Sprężyna ta (z mechanizmem umożliwiającym regulację ugięcia wstępnego) zapewnia ruchu tłoczka, przy założonej różnicy ciśnień.



Rys. 2. Zawór różnicy ciśnień – zasada działania [1]

Zawór wyposażono w dwa elementy niwelujące drgania tłoczka, które mogą wynikać z chwilowych, gwałtownych zmian ciśnienia w układzie wodnym. Pierwszym z nich jest zatrzask kulkowy gwintowany (rys. 3).



Rys. 3. Zatrzask kulkowy gwintowany [5]

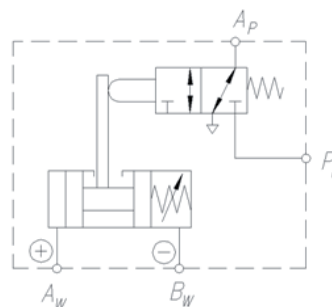
Zatrzask wkręcony jest w korpus zaworu w przestrzeń pomiędzy uszczelnieniami tłoczka. Na tłoczku wykonano rowek ustalający, w którym osadzono kulkę zatrzasku. Osadzenie kulki w rowku powoduje ustabilizowanie tłoczka w pozycji początkowej i nie dopuszcza do przesunięcia tłoczka przy chwilowych zmianach ciśnienia. Drugim elementem ograniczającym drgania tłoczka jest dysza dławiąca (rys. 1, poz. 8), wkręcona w przyłączy umieszczone na wlocie do komory gdzie występuje niższe ciśnienie. Przepływ, dzięki zastosowaniu dyszy jest tłumiony i zapewnia płynną pracę zaworu.

W górnej części korpusu zabudowano pneumatyczny zawór suwakowy (rys. 4), uruchamiany mechanicznie za pomocą trzpienia montowanego do tłoczka.



Rys. 4. Pneumatyczny zawór suwakowy uruchamiany mechanicznie [1]

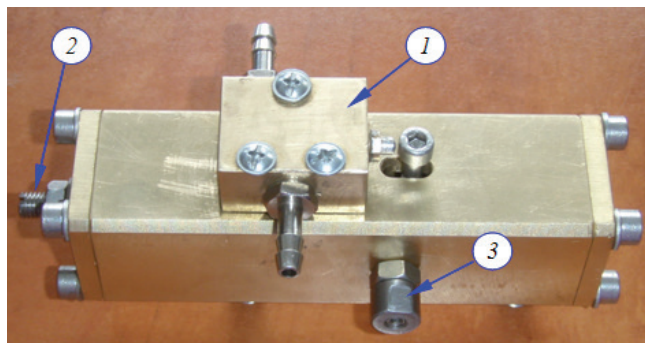
Wystąpienie różnicy ciśnień w komorach wodnych powoduje przesunięcie trzpienia połączonego z tłoczkiem. Przesuwający się trzpień powoduje przesterowanie suwaka zaworu pneumatycznego. Skutkuje to zmianą kierunku przepływu sprężonego powietrza zasilającego pneumatyczne układy wykonawcze. Spadek różnicy ciśnień w komorach wodnych powoduje przesterowanie zaworu pneumatycznego do pozycji początkowej. Symbol graficzny zaworu różnicy ciśnień przedstawiono na rys. 5 [4].



Rys. 5. Symbol graficzny zaworu [4]

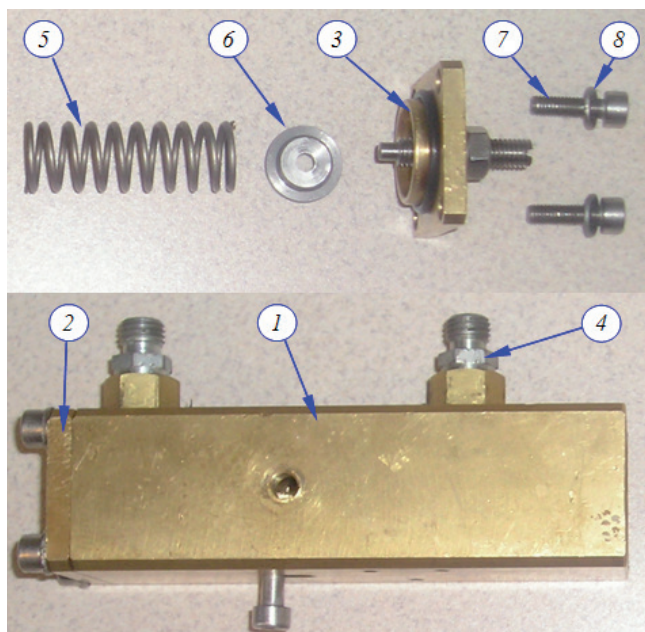
3. PROTOTYP ZAWORU

Prototyp zaworu różnicy ciśnień (rys. 6) powstał w firmie, która będzie stosowała go jako element zespołu sterującego układu filtracji wody przemysłowej w ciągach technologicznych podziemnych zakładów górniczych [2].



Rys. 6. Prototyp zaworu różnicy ciśnień [3]: 1-zawór pneumatyczny, 2-śruba regulacyjna, 3-zatrzask kulkowy

Zawór przystosowany jest do pracy w warunkach klimatycznych występujących w podziemnych zakładach górniczych, w których występuje zagrożenie wybuchem metanu. Jest urządzeniem, w którym medium roboczym jest woda. W związku z powyższym, wszystkie jego elementy wykonano z materiałów odpornych na działanie wyżej wymienionych czynników. Korpus i pokrywy zaworu zostały wykonane z miedzi. Zawór pneumatyczny (będący podzespołem zaworu różnicy ciśnień) również wykonany jest z miedzi. Natomiast tłoczek, sprężynę naciskową, przylączki, podkładki i śruby wykonano ze stali nierdzewnej (rys. 7).



Rys. 7. Części składowe prototypu zaworu różnicy ciśnień (źródło: opracowanie własne): 1-korpus zaworu, 2-pokrywa wysokiego ciśnienia, 3-pokrywa niskiego ciśnienia wraz ze śrubą regulacyjną, 4-przylączka wodna, 5-sprężyna naciskowa, 6-podkładka sprężyny, 7-śruba z łbem gniazdowym, 8-podkładka sprężysta.

W pełni skompletowany prototyp zaworu przekazano do badań.

4. PRÓBY STANOWISKOWE PROTOTYPU

Próby stanowiskowe prototypu zaworu różnicy ciśnień przeprowadzono w laboratorium Badań Stosowanych ITG KOMAG. Celem prób było:

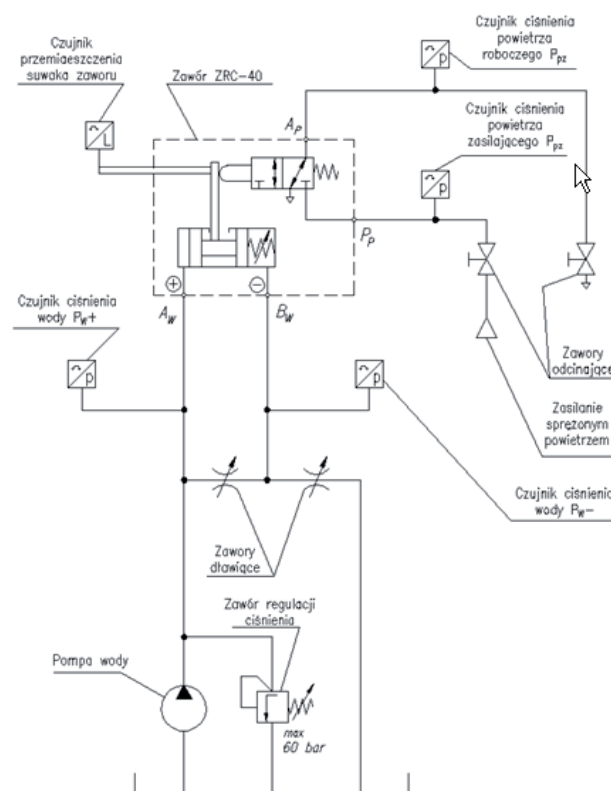
- sprawdzenie poprawności działania zaworu,
- określenie minimalnego ciśnienia przesterowania,
- sprawdzenie celowości stosowania zatrzasku kulkowego.

Na rys. 8 przedstawiono ideowy schemat stanowiska badawczego, natomiast na rys. 9 i rys. 10 pokazano widok głównych podzespołów stanowiska oraz zabudowę prototypu zaworu. W skład stanowiska badawczego wchodziły:

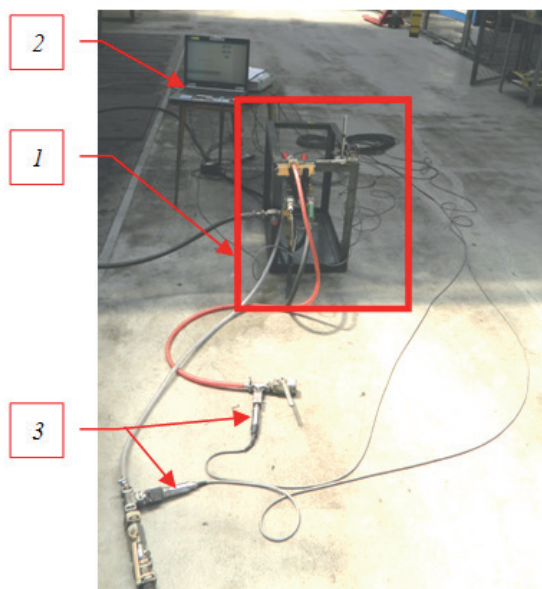
- prototyp zaworu różnicy ciśnień (obiekt badany),
- układ zasilania sprężonym powietrzem,
- pompa wody,
- zawór regulacji ciśnienia,
- zawory dławiące,
- zawory odcinające,
- czujniki ciśnienia,
- czujnik przemieszczenia.

Gromadzenie i przetwarzanie wyników badań odbywało się za pomocą:

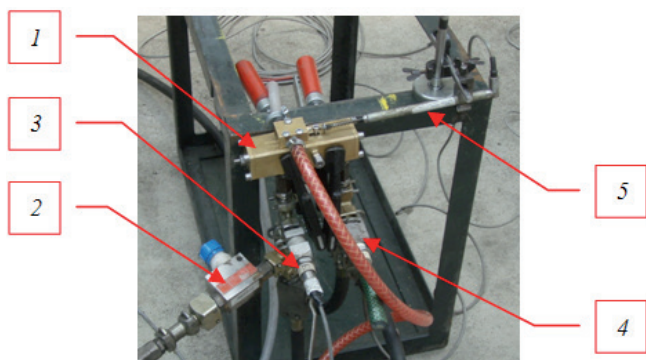
- wzmacniacza pomiarowego typu Spider 8 produkcji HBM,
- rejestratora Asus F3Series.



Rys. 8. Schemat ideowy stanowiska badawczego [3]



Rys. 9. Widok kompletnego stanowiska badawczego [3]:
1-zabudowa prototypu zaworu, 2-rejestrator i wzmacniacz pomiarowy,
3-czujniki ciśnienia powietrza



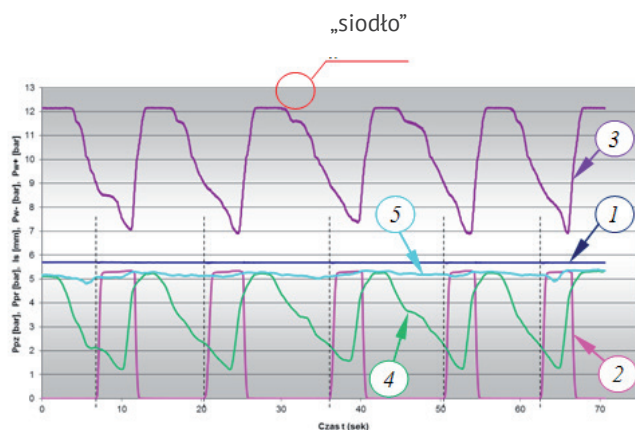
Rys. 10. Zabudowa prototypu zaworu różnicy ciśnień na stanowisku badawczym [3]: 1- prototypu zaworu, 2-zawór dławiący, 3-czujnik ciśnienia wody (wysokie ciśnienie), 4-czujnik ciśnienia wody (niskie ciśnienie), 5-czujnik przemieszczenia tłoczka zaworu

Próby stanowiskowe polegały na wyznaczeniu wartości różnicy ciśnień, przy której następuje przełączenie zaworu pneumatycznego (wzrost ciśnienia powietrza roboczego). Wystąpienie różnicy ciśnień powodowało przesuwanie tłoczka (z przytwierdzonym trzpieniem) i dociśnięcie elementu uruchamiającego w zaworze pneumatycznym. Tym samym następowało przesterowanie zaworu. Spadek różnicy ciśnień w komorach wodnych powodował przesterowanie zaworu pneumatycznego do pozycji początkowej. W celu sprawdzenia konieczności zastosowania zatrasku kulkowego, jako elementu stabilizującego suwak, przeprowadzono próby zarówno dla zatrasku wkręconego jak i zatrasku wykręconego z korpusu, dla następujących wartości ciśnienia wody zasilającej: 0,5 MPa, 1,0 MPa, 1,5 MPa, 2,0 MPa oraz nastaw śruby regulacyjnej:

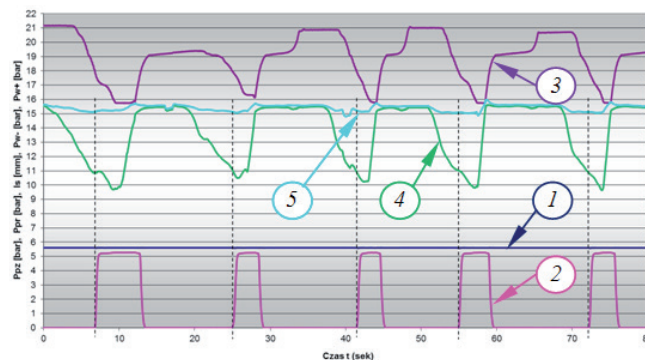
- „0” założone wstępne napięcie sprężyny dociskowej (ugięcie sprężyny 3 mm),
- „+1” jeden pełny obrót śruby (zgodnie z ruchem wskazówek zegara – z pozycji „0”), powodujący zwiększenie napięcia sprężyny dociskowej (ugięcie 4,25mm),

- „-1” jeden pełny obrót śruby (przeciwnie do ruchu wskazówek zegara – z pozycji „0”), powodujący zmniejszenie napięcia sprężyny dociskowej (ugięcie 1,75mm).

Na rys. 11 przedstawiono przykładowy oscylogram różnicy ciśnień, przy ciśnieniu zasilania wodą wynoszącym 0,5 MPa. Zatrask kulkowy był wkręcony, a śruba regulacyjna znajdowała się w położeniu „0”. Linią przerywaną zaznaczono moment przesterowania zaworu pneumatycznego. Jak można zauważyć, różnica ciśnień, przy którym następowało przesterowanie zaworu pneumatycznego, wynosiła około 0,3 MPa. Na rys. 12 przedstawiono przykładowy oscylogram różnicy ciśnień, przy ciśnieniu zasilania wodą wynoszącym 1,5 MPa (maksymalne ciśnienie wody w instalacjach kopalnianych, z których zasilają się ciągi technologiczne). Zatrask kulkowy był wkręcony, a śruba regulacyjna znajdowała się w położeniu „0”. Również w tym przypadku, linią przerywaną zaznaczono moment przesterowania zaworu pneumatycznego. Różnica ciśnień, przy którym następowało przesterowanie zaworu pneumatycznego, wynosiła około 0,45 MPa.



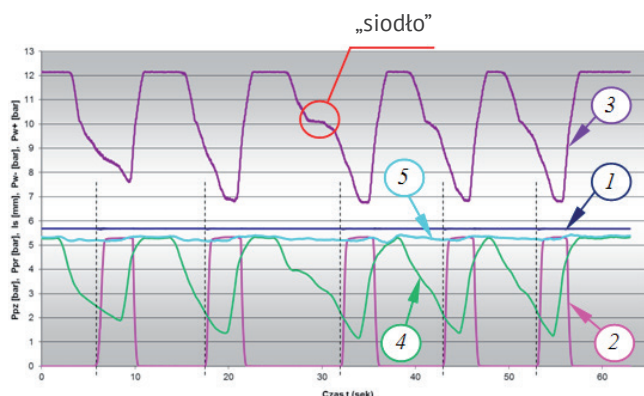
Rys. 11. Oscylogram różnicy ciśnień: ciśnienie wody 0,5 MPa, zatrask kulkowy wkręcony [3]: 1-ciśnienie powietrza zasilającego, 2-ciśnienia powietrza roboczego, 3-przesunięcie tłoczka, 4-ciśnienie wody w komorze niskiego ciśnienia, 5-ciśnienie wody w komorze wysokiego ciśnienia.



Rys. 12. Oscylogram różnicy ciśnień: ciśnienie wody 1,5 MPa, zatrask kulkowy wkręcony [3]: 1-ciśnienie powietrza zasilającego, 2-ciśnienia powietrza roboczego, 3-przesunięcie tłoczka, 4-ciśnienie wody w komorze niskiego ciśnienia, 5-ciśnienie wody w komorze wysokiego ciśnienia.

Jak wcześniej wspomniano, w konstrukcji zaworu różnicy ciśnień przewidziano wykorzystanie zatrzasku kulkowego, którego zadaniem było stabilizowanie tłoczka w pozycji początkowej i nie dopuszczanie do jego przesunięcia przy chwilowych, gwałtownych zmianach ciśnienia w wodnym układzie hydraulicznym. Przeprowadzone próby działania zaworu wykluczyły konieczność stosowania zatrzasku.

Nie zauważono jego znaczącego wpływu na poprawę pracy zaworu. W związku z powyższym został on usunięty z konstrukcji. Na rys. 13 przedstawiono różnicę ciśnień dla warunków takich samych jak przedstawione na rys. 11 z tym, że zatrzask kulkowy był wykrecony. Jak można zauważyć, przebiegi obrazujące przesunięcie tłoczka są podobne, a różnica ciśnień przy którym następowało przesterowanie zaworu pneumatycznego również wynosiła około 0,3 MPa. Obniżenie „siodła” (zaznaczonego na rys. 11 i rys. 13 czerwonym okręgiem) spowodowane było możliwością „dobiegu” niestabilizowanego zatrzaskiem tłoczka do pokrywy korpusu zaworu.



Rys. 13. Oscylogram różnicy ciśnień: ciśnienie wody 0,5 MPa, zatrzask kulkowy wykrecony [3]: 1-ciśnienie powietrza zasilającego, 2-ciśnienia powietrza roboczego, 3-przesunięcie tłoczka, 4-ciśnienie wody w komorze niskiego ciśnienia, 5-ciśnienie wody w komorze wysokiego ciśnienia.

5 PODSUMOWANIE

Zawór różnicy ciśnień jest wynikiem zapotrzebowania górnictwa na proste w budowie urządzenie (zasilane hydraulicznie) sterujące układami pneumatycznymi, spełniające wymagania Dyrektywy ATEX. Urządzenie to jest lekkie, małych wymiarów, a przy tym odporne na działanie czynników występujących w podziemiach zakładów górniczych. Jest rozwiązaniem znacznie tańszym w porównaniu do wyrobów innych producentów występujących na rynku.

Przeprowadzone prace projektowo – badawcze pozwalają na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- zawór różnicy ciśnień konstrukcji ITG KOMAG, może być wykorzystany jako element pneumatycznego układu sterującego filtrów samoczyszczących upraszczając jego budowę, a tym samym zmniejszając koszty jego wytworzenia,

- zastosowanie odpowiednich materiałów do budowy zaworu, jak również jego konstrukcja pozwalają na zastosowanie go w warunkach zagrożenia wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu, spełniając tym samym wymagania Dyrektywy ATEX,
- zawór różnicy ciśnień, zamontowany w filtrach z funkcją samooczyszczania pozwoli na ciągłą kontrolę ciśnienia przed i za filtrem. W przypadku wzrostu różnicy ciśnień ponad ustaloną wartość, zawór automatycznie uruchomi funkcję samooczyszczania wkładów filtrujących. Pozwoli to na bezobsługową pracę filtra,
- wstępne badania stanowiskowe wykazały, że minimalne ciśnienie przy którym nastąpiło przesterowanie zaworu pneumatycznego wyniosło 0,245 MPa. Jest to wartość zbyt wysoka i należy dążyć do jej obniżenia do wartości około 0,1 MPa,
- uzyskanie niższych wartości różnicy ciśnień wymaga zastosowania uszczelnień tłoczka o niższych oporach przesuwu,
- zastosowany zatrzask kulkowy nie wpłynął znacząco na stabilizację tłoczka zaworu. Wpływ miał jednak na podwyższenie wartości ciśnienia początkowego, potrzebnego do przesterowania zaworu. Ze względu na fakt, że jest to efekt niepożądany, docelowo zatrzask kulkowy zostanie usunięty.

LITERATURA

1. **Praca niepublikowana** (2012 a), Zawór różnicy ciśnień do instalacji wodnych. Koncepcja i opracowanie projektu zaworu różnicy ciśnień do instalacji wodnych. ITG KOMAG, Gliwice
2. **Praca niepublikowana** (2012 b), Zawór różnicy ciśnień do instalacji wodnych. Nadzór autorski nad wykonaniem prototypu. ITG KOMAG, Gliwice
3. **Praca niepublikowana** (2012 c), Zawór różnicy ciśnień do instalacji wodnych. Badania i testy prototypu zaworu różnicy ciśnień. ITG KOMAG, Gliwice
4. **Nieśpiatowski K., Jasiulek T.** (2012), Zawór różnicy ciśnień do instalacji wodnych. Maszyny Górnicze nr 4, 60-63
5. <http://www.elesa-ganter.pl>

DIFFERENTIAL PRESSURE VALVE OF SELF-CLEANING FILTER

Abstract: Differential pressure valve of the design enabling control of operation of self-cleaning filter is presented. Design and principle of operation of this valve developed at KOMAG are described. Initial stand tests to verify the correctness of its operation are presented, minimal valve control pressure has been determined, and use of the ball latch in the valve, used to stabilize the valve operation in the case of liquid pulsation, has been justified. The valve is designed for operation in water installations, which require pneumatic control. The valve structure enables its use in areas threatened by methane and/or coal dust explosion hazard.

Zastosowanie metody GRAFTECH do syntezy pneumatycznych układów sterowania sekwencyjnego

Rafał WIĘCŁAWEK

rafal.wieclawek@pwr.wroc.pl

* Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, ul. Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Streszczenie: W pracy przedstawiono metodę Graftech w zastosowaniu do syntezy całkowicie pneumatycznych układów sterowania sekwencyjnego. Zasadniczym elementem tej metody jest opis algorytmu sterowania za pomocą sieci SFC, dlatego opisano najważniejsze zasady stosowania tego formalizmu. Metoda Graftech początkowo została opracowana do programowania w języku LD sekwencyjnych algorytmów sterowania. Dlatego jej stosowanie do projektowania układów pneumatycznych wymaga pewnych modyfikacji, które opisano w niniejszej pracy. Zastosowanie metody Graftech pokazano na przykładzie syntezy układu sterowania dla wybranego algorytmu procesu.

1. WPROWADZENIE

Metody syntezy pneumatycznych układów sterowania można podzielić na analityczne i algorytmiczne. Metody analityczne wykorzystują prawa algebry Boole'a do wyznaczenia funkcji logicznych, jakie muszą być zrealizowane przez poszukiwany układ sterowania. Są stosowane przy syntezie układów o złożonych algorytmach działania i gwarantują otrzymanie układów optymalnych (Mikulczyński, 2006).

W metodach algorytmicznych stosuje się określone przepisy na dobór elementów i sposób ich łączenia i to one są stosowane najczęściej w praktyce inżynierskiej, pozwalając na budowę rozbudowanych i skomplikowanych układów (Łebkowski P., Węsierski Ł, 1991, 2011).

Zaproponowana w niniejszej pracy metoda Graftech, a w zasadzie jej odmiana, należy do metod algorytmicznych. Metoda Graftech początkowo została opracowana do programowania sterowników PLC (Więclawek, 2007). Dlatego jej stosowanie do projektowania układów pneumatycznych wymaga pewnych modyfikacji, które opisano w niniejszej pracy. Istotą metody Graftech jest sieć SFC (ang. *Sequential Function Chart*), która jest zarówno siecią służącą do modelowania algorytmu procesu jak i językiem programowania sterowników PLC zdefiniowanym w normie PN-EN 61131-3 (2004).

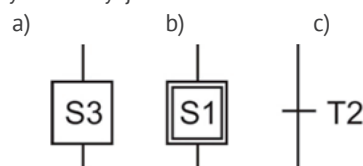
Zapis algorytmu sterowania za pomocą języka SFC zapewnia jego sekwencyjne wykonywanie. Jednak małe sterowniki zwykle nie mają możliwości programowania w języku SFC. Ponadto wielu producentów sterowników PLC oferuje język SFC jako opcję, którą można stosować po zakupie dodatkowej licencji. Metoda Graftech pozwala w prosty sposób zaimplementować sekwencyjne algorytmy sterowania bez użycia języka SFC. Pomysł opiera się na zamodelowaniu każdego z elementów sieci SFC za pomocą podstawowych instrukcji języka LD takich jak: iloczyn, suma i negacja. Dzięki temu metodę Graftech można stosować do programowania dowolnego sterownika PLC, gdyż język LD jest podstawowym narzędziem programowania.

Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały, że metodę Graftech można także stosować do syntezy pneumatycznych układów sterowania sekwencyjnego.

2. SIEĆ SFC

Sieć SFC przedstawia się zwykle w postaci graficznej, w której wzajemnie są sprzężone kroki i przejścia (tranzycje). Krok określa etap procesu lub zestaw działań sterownika PLC skojarzonych z etapem procesu. Działanie może być wyrażone przez zmienną logiczną lub zestaw instrukcji. Tranzycja reprezentuje warunki logiczne realizacji poszczególnych kroków programu, czyli etapów procesu.

Reprezentacją graficzną kroku jest prostokąt zawierający nazwę kroku (Rys. 1a). Łączenie kolejnych kroków wykonuje się za pomocą linii pionowych (wejście u góry, wyjście na dole) z zaznaczonymi tranzycjami.



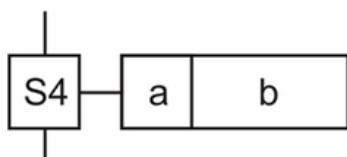
Rys. 1. Reprezentacja graficzna: kroku (a), kroku początkowego (b), tranzycji (c)

Na początku sieci znajduje się krok początkowy (Rys. 1b), który określa stan procesu w chwili rozpoczęcia jego realizacji. Na poziomie sterowania etap ten oznacza stan po zainicjowaniu pracy sterownika. W sieci może występować tylko jeden krok początkowy.

Tranzycja przedstawia warunek przepływu sterowania z jednego lub wielu kroków poprzedzających do jednego lub wielu kroków występujących bezpośrednio za przejściem. Graficznie tranzycja przedstawiana jest jako poziomy odcinek przecinający bezpośrednie połączenie kroków (Rys. 1c). Z każdą tranzycją jest skojarzony warunek przejścia, który jest pojedynczym wyrażeniem boolowskim.

Krok może być nieaktywny lub aktywny. Gdy krok jest aktywny, wówczas są wykonywane związane z nim działania. Działania te deklarowane są w postaci bloków akcji. Blok akcji określa czynności, które powinny być wykonane wtedy, gdy krok staje się aktywny, wraz z tzw. kwalifikatorem akcji, określającym warunki wykonania. W najprostszym przypadku akcją może być zmienna boolowska (sygnał wyjściowy układu sterowania).

Jeden z mechanizmów kojarzenia kroków z blokami akcji pokazano na rys. 2. Podstawowym kwalifikatorem akcji jest kwalifikator N- akcja jest wykonywana tylko wtedy, gdy skojarzony krok jest aktywny.



Rys. 2. Kojarzenie kroków z akcjami: a - kwalifikator, b - sygnał wyjściowy sterownika PLC

Przy konstrukcji sieci SFC należy przestrzegać pewnych reguł. Kolejne kroki i tranzycje muszą zawsze występować naprzemiennie w połączeniach elementów SFC, tzn.:

- dwa kroki nie mogą być bezpośrednio połączone – muszą być zawsze rozdzielone tranzycją;
- dwa tranzycje nie mogą być bezpośrednio połączone – muszą być zawsze rozdzielone krokiem.

Tranzycja może mieć większą liczbę kroków poprzedzających lub występujących za nią. Prosta kombinacja kroków i tranzycji jest nazywana sekwencją. Po wykonaniu kroku można wybrać jedną z kilku różnych sekwencji albo dokonać aktywacji kilku sekwencji równocześnie.

Zmiana stanu układu sterowania, a w ślad za tym procesu, jest reprezentowana w sieci SFC przez spełnienie tranzycji. Tranzycja jest spełniona wtedy, gdy:

- kroki poprzedzające tranzycję są aktywne i zostało zakończone ich wykonywanie,
- warunek logiczny określający tranzycję ma wartość logiczną 1.

Spełnienie tranzycji w sieci SFC powoduje, że:

- w stan nieaktywny przechodzą wszystkie kroki poprzedzające tranzycję,
- w stan aktywny przechodzą wszystkie kroki następujące po tranzycji.

3. METODA GRAFTECH

Pierwszym etapem syntezy układu sterowania metodą Graftech jest opracowanie algorytmu procesu i jego zapis siecią SFC na podstawie analizy schematu funkcjonalnego urządzenia i opisu słownego algorytmu procesu.

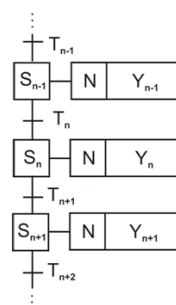
Kolejnym etapem jest opracowanie algorytmu sterowania, czyli kojarzenie kroków sieci SFC z blokami akcji. A zatem te dwa etapy są identyczne jak w przypadku stosowania języka SFC.

Kolejnym etapem jest przyporządkowanie każdemu krokowi sieci SFC zaworu rozdzielającego pełniącego rolę przerzutnika, tak jak pokazano na rys. 3. Dla ułatwienia analizy projektowanego układu, przerzutniki należy oznaczyć tymi samymi symbolami, co odpowiadające im w sieci SFC kroki. Zastosowane przerzutniki pełnią funkcję pamięci a ich stan reprezentuje aktywność kroków. Przerzutnik w stanie 1 jest odpowiednikiem kroku aktywnego, natomiast przerzutnik w stanie 0 odpowiada nieaktywnemu krokowi. Aby sterować zgodnie z algorytmem zapisanym siecią SFC, należy zrealizować układ sterowania przerzutnikami wg schematu pokazanego na rys. 3. Takie rozwiązanie zapewnia ustawienie przerzutnika

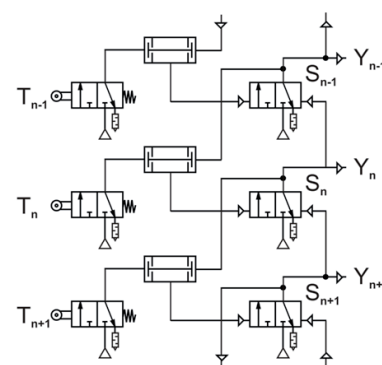
S_n w stan 1 (aktywacja kroku S_n) tylko wtedy, gdy poprzedni przerzutnik S_{n-1} jest w stanie 1 (poprzednik krok S_{n-1} jest aktywny) i jest spełniona tranzycja T_n . Ustawienie przerzutnika S_n w stan 1 powoduje automatyczne ustawienie przerzutnika S_{n-1} w stanie 0 (dezaktywacja kroku S_{n-1}). Sygnały wyjściowe przerzutników są jednocześnie sygnałami wyjściowymi układu sterowania - sterują akcjami zgodnie z algorytmem zapisanym siecią SFC.

A zatem takie rozwiązanie układu sterowania jest sprzętową realizacją reguł stosowanych w sieci SFC.

a)



b)

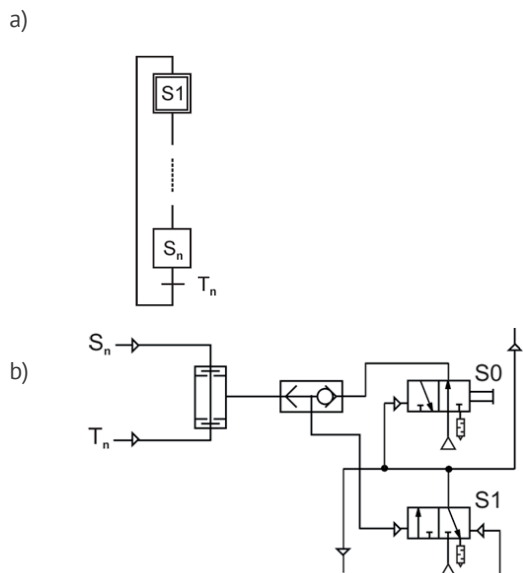


Rys. 3. Fragment procedury sekwencyjnej zapisanej siecią SFC (a) i schemat układu sterowania przerzutnikami (b)

Osobnego potraktowania wymaga krok początkowy S_1 . Aby zapewnić cykliczną realizację algorytmu, krok początkowy musi być aktywowany w momencie zakończenia realizacji ostatniego kroku S_n w cyklu (Rys. 4). Krok S_1 musi być także aktywowany w momencie pierwszego uruchomienia układu sterowania. W tym celu należy zastosować dodatkowy zawór rozdzielający S_0 (inicjujący), tak jak pokazano na rys. 4, który należy ręcznie przesterować po włączeniu zasilania.

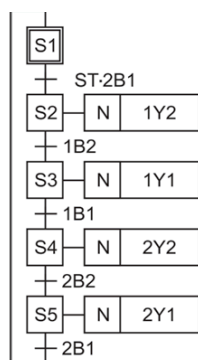
4. PRZYKŁAD

Zastosowanie metody Graftech pokazano na przykładzie syntezy układu sterowania dla wybranego algorytmu realizowanego przez dwa napędy pneumatyczne: 1A1 i 2A. Układ sterowania, po sygnale startu ST, powinien zapewnić realizację następującej sekwencji: 1A1+, 1A1-, 2A1+, 2A1-. Proces musi być realizowany cyklicznie, a zwolnienie przycisku startu ST powinno przerwać pracę układu dopiero po zakończeniu pełnego cyklu pracy. Dla tak sformułowanego algorytmu sterowania sieć SFC ma postać, jak pokazano na rys. 5. Natomiast na rys. 6 pokazano schemat układu sterowania wyznaczony metodą Graftech.



Rys. 4. Schemat układu sterowania krokiem początkowym

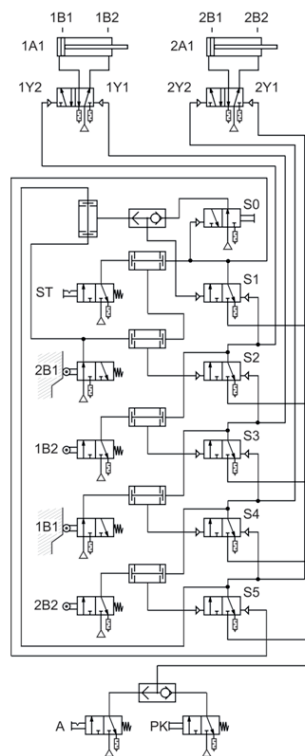
W praktyce często istnieje potrzeba realizacji dodatkowych trybów pracy. Dlatego schemat układu sterowania uzupełniono w dodatkowe elementy sterujące A i PK, umożliwiające realizację algorytmu w trybie automatycznym lub krokowym. Po naciśnięciu przycisku A układ będzie pracował w trybie automatycznym. Zwolnienie przycisku A powoduje zatrzymanie pracy układu po zakończeniu realizowanego kroku. Każdy kolejny krok będzie realizowany po naciśnięciu przycisku PK.



Rys. 5. Algorytm sterowania napędami zamodelowany siecią SFC

5. PODSUMOWANIE

W artykule zaprezentowano zastosowanie metody Grafttech do syntezy sekwencyjnych układów pneumatycznych. Trzon tej metody stanowi formalizm SFC, dzięki któremu można precyzyjnie, w sposób graficzno-analityczny zamodelować dowolny algorytm. Dlatego można twierdzić, że metoda Grafttech jest uniwersalną metodą syntezy układów sekwencyjnych. Pozwala na syntezę zarówno układów stycznikowo-przekładnikowych i pneumatycznych jak również można ją stosować do programowania sterowników PLC. Metoda ta jest prosta w stosowaniu, nie ma także ograniczeń odnośnie liczby sygnałów wejściowych i wyjściowych ani stanów wewnętrznych układu sterowania. Układ sterowania zaprojektowany metodą Grafttech, w porównaniu z innymi metodami algorytmicznymi, potrzebuje zwykle mniejszej ilości elementów koniecznych do jego budowy. Łatwo również rozszerzyć tak zaprojektowany układ o dodatkowe funkcje takie jak: start, stop, stop awaryjny, pojedynczy cykl, pojedynczy krok.



Rys. 6. Schemat układu sterowania dla przykładowego algorytmu

LITERATURA

1. Łebkowski P., Węsierski Ł., (1991), *Podstawy projektowania układów dyskretnych*, AGH, Kraków
2. Węsierski Ł. (2011), *Projektowanie pneumatycznych układów sterujących*, Pneumatyka, Nr 4, 43-46.
3. IEC 61131-3:2004, *Sterowniki programowalne - Część 3: Języki programowania*.
4. Mikulczyński T. (2006), *Automatyzacja procesów produkcyjnych: metody modelowania procesów dyskretnych i programowania sterowników PLC*, WNT, Warszawa.
5. Więctawek R., (2007), *Metoda Grafttech w zastosowaniu do sterowania układów pneumatycznych*, Pneumatyka, Nr 3, 28-30.
6. Dzierżek K., (2007) *Programowanie sterowników GE Fanuc*. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok.

AN APPLICATION OF GRAFTECH METHOD FOR SYNTHESIS OF PNEUMATIC SEQUENTIAL CONTROL SYSTEMS

Abstract: The paper presents Grafttech method in an application for synthesis of entirely pneumatic sequential control systems. The principal element of this method is description of control algorithm using SFC network, therefore the most important rules of this formalism are described. Grafttech method has been initially elaborated for programming of sequential control algorithms in LD language. Therefore its application in pneumatic systems designing requires some modifications, which are described in this study. An application of Grafttech method was demonstrated based on synthesis of control system for selected process algorithm.

Bionic Learning Network – Inspiracja naturą

Łukasz DWORZAK*, Jacek ZIEMBA*

Lukasz.Dworzak@pwr.wroc.pl, Jacek.Ziemba@pwr.wroc.pl

* Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Politechnika Wrocławska,
ul. Łukasiewicza 5, 50-371 Wrocław

Streszczenie: Ludzie od dawna zafascynowani byli rozwiązaniami natury. Na przestrzeni wieków szereg maszyn i rozwiązań technicznych ułatwiających pracę wzorowany był na rozwiązaniach już dawno stworzonych i przetestowanych przez przyrodę. Chcąc dalej przenosić te sprawdzone rozwiązania na grunt dzisiejszego przemysłu firma Festo zdecydowała się powołać w 2006 roku projekt o nazwie Bionic Learning Network, którego celem przenoszenie na grunt przemysłu rozwiązań zaproponowanych przez naturę.

1. WPROWADZENIE

Ludzie od dawna zafascynowani byli naturą i zaproponowanymi przez nią rozwiązaniami wielu problemów. Obserwując ją starali się przenosić te rozwiązania na grunt techniki czasów, w których żyli. Jednym z największych dążeń ludzkości na przestrzeni wielu wieków, już dawno zrealizowanym w świecie natury, było dążenie do latania. Choć udało się ją zrealizować w całkowicie odmienny sposób na początku XX wieku to ludzie nadal poszukują inspiracji w naturze, której rozwiązania ciągle pozostają prostsze, lżejsze i mniej energochłonne.

Podążając drogą podglądania i odwzorowywania rozwiązań stworzonych przez naturę w 2006 roku firma Festo powołała do życia projekt o nazwie Bionic Learning Network [3,9]. Celem projektu jest motywowanie ludzi z różnych sektorów nauki i przemysłu do rozwijania swoich pomysłów wraz z firmą Festo. Dzięki temu fundator chce uzyskać przewagę konkurencyjną przez poszukiwanie i wdrażanie do przemysłu nowych sposobów realizacji wymaganych funkcji w oparciu o rozwiązania zaproponowane przez naturę.

Członkami projektu oprócz Festo oraz kilku mniejszych firm są Massachusetts Institute of Technology, Cornell University, Delft University of Technology, Technical University of Berlin, University of Stuttgart, University of Tübingen, Bielefeld University of Applied Sciences.

2. WYBRANE PROJEKTY

W ramach sieci Bionic Learning Network zostało zrealizowanych dotychczas blisko 40 projektów, z których każdy posiadał ten sam cel - rozwiązanie konkretnego problemu technicznego w oparciu o naśladownictwo rozwiązań stworzonych przez naturę. Część z zadań została rozwiązana za pomocą elektrycznych układów napędowych (serwomechanizmów) pochodzących w zdecydowanej mierze z modelarstwa, część z wykorzystaniem napędów pneumatycznych.

Ta druga grupa napędów spowodowała opracowanie nowego typu serwomechanizmów pneumatycznych. W ten sposób stworzono nowe rozwiązania aktuatorów, które poprzez swoją prostotę w konstrukcji i sterowaniu pozwalają na nowo spojrzeć

na skomplikowane zagadnienia konstrukcyjne. Dzięki temu zyskano możliwość tworzenia mechanizmów naśladujących naturę i zaskakujących prostotą konstrukcji.

Opracowane projekty corocznie prezentowane są na największych w Europie targach automatyki Hannover Messe, gdzie przyciągają wielu zwiedzających. Choć w pierwszych latach realizacji projektu opracowane rozwiązania wydawać mogły się jedynie ciekawymi „gadżetami” targowymi to coraz częściej spotkać je można, jako gotowe lub bliskie wdrożeniu do produkcji rozwiązania handlowe.

2.1. Od trąby słonia do Bionic Handling Assistant

Lekki, tani w produkcji i sterowaniu manipulator o wielu stopniach swobody od wielu lat był poszukiwany przez przemysł. Dotychczasowe rozwiązania w przeważającej mierze bazowały na napędach elektrycznych, jako źródle energii (rys.1) [21]. Takie rozwiązanie posiadało więcej wad niż zalet, co było głównym powodem rzadkiej implementacji w przemyśle i koniecznością poszukiwania nowych rozwiązań.



Rys. 1. Rozwiązanie manipulatora BROMMI o wielu stopniach swobody [21]

Zgromadzeni wokół projektu Bionic Learning Network inżynierowie źródło inspiracji do rozwiązania zagadnień związanych z manipulacją znaleźli w trąbie słonia (rys.2).



Rys. 2. Inspiracją dla Bionic Handling Assistant była trąba słonia [14]

Dzięki temu w 2010 roku powstał manipulator zbudowany z wielu siłowników pneumatycznych jednostronnego działania nazwany Bionic Handling Assistant (rys.3). Zaproponowane rozwiązanie pozwala na pracę w bliskim człowiekowi otoczeniu dzięki zastosowaniu nowych napędów pneumatycznych o niewielkiej masie własnej, a więc także bezwładności. Jest to kluczową zaletą tego rozwiązania [14,5,4].



Rys. 3. Bionic Handling Assistant 2010 [5]

Dodatkową innowacją są same siłowniki, które nie posiadają tłoka i tłoczyska (rys.4). Ich powrót do pozycji początkowej realizowany jest przez materiał z którego są wykonane, poprzez jego sprężyste właściwości materiałowe [13,24]. Połączenie tak wielu siłowników możliwe było dzięki zastosowaniu do ich produkcji przyrostowej technologii rapid prototyping.



Rys. 4. Struktura Pneumatic lightweight structures opracowana na potrzeby projektu Bionic Handling Assistant [13]

Manipulator Bionic Handling Assistant zbudowany jest z wielu segmentów o takiej samej budowie różniących się jedynie rozmiarami, co podyktowane jest własnościami dynamicznymi całej konstrukcji. Każdy z segmentów zbudowany jest z trzech siłowników rozmieszczonych na obwodzie koła i nachylonych do środka pod kątem trzech stopni. Każdy z siłowników znajdujących się w każdej sekcji zasilany jest osobno, co pozwala na swobodne sterowanie strukturą w każdym kierunku. Nad całością ruchu manipulatora czuwają potencjometry z linią Bowdena, znajdujące się na zewnątrz siłowników i rejestrujące ich przemieszczenie.

Uzyskane rozwiązanie w kolejnych latach było udoskonalane gdyż sam manipulator posiada dużą ruchliwość, ale dysponuje ograniczoną przestrzenią roboczą.

Rozwinięciem projektu Bionic Handling Assistant stał się projekt Robotino[®] XT (rys.5) z 2011 który pozwolił na wyeliminowanie



Rys. 5. Manipulator mobilny Robotino[®] XT [25]

Robotino[®] XT to aplikacja mobilna, która w zamyśle ma stać się mobilną platformą wykorzystywaną do w przyszłości do zastosowań przemysłowych. Jest ona oparta na Robotino - mobilnym robocie opracowanym przez sekcję dydaktyczną Festo który został z powodzeniem wdrożony do zastosowań dydaktycznych. Ten system, został rozbudowany o kompaktową wersję Bionic Handling Assistant. Robotino[®] XT może więc nie tylko swobodnie poruszać się w ciasnych miejscach lecz dodatkowo sprawnie manipulować elastycznym manipulatorem o kształcie trąby słonia wyposażonym w adaptacyjny chwytak dysponujący dużą precyzją.

2.2. Morskie fale, czyli WaveHandling

Od momentu, gdy Henry Ford zrewolucjonizował produkcję masową, projektując pierwszą ruchomą linię montażową w 1913 roku, świat nieustannie stara się udoskonalić jego rozwiązanie oraz zastosować je w coraz to nowych branżach.

Zadania związanego z przemieszczaniem różnych przedmiotów podjęli się również inżynierowie zgromadzeni w Bionic Learning Network. Zaproponowane przez nich rozwiązanie o nazwie WaveHandling (2013) [13,26] zainspirowane było falami morskimi, które powodują dryf statków oraz przemieszczanie się surfujących na deskach ludzi (rys.6).



Rys. 6. Widok struktury WaveHandling [26]

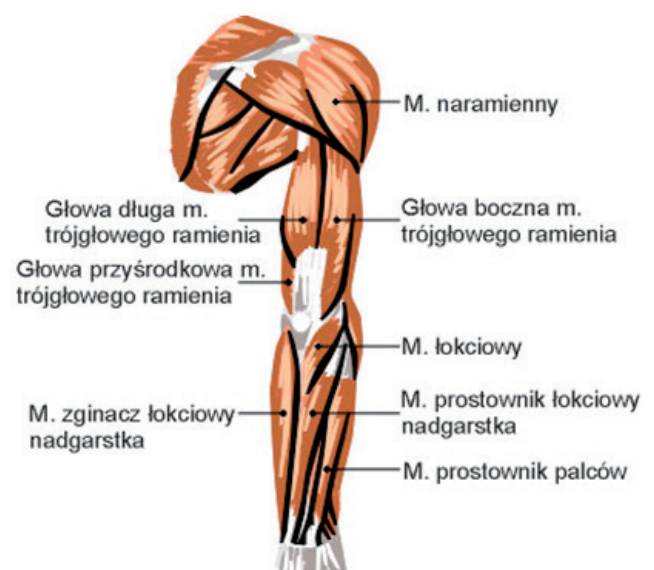
WaveHandling bazuje na siłownikach pneumatycznych jednostronnego działania, które rozmieszczone na płaszczyźnie (rys.7) tworzą dwuwymiarową przestrzeń umożliwiającą precyzyjne sterowanie konkretnymi punktami płaszczyzny reprezentowanymi przez siłowniki. Dzięki temu możliwe jest wytworzenie tzw. fali, która przemieszcza przedmioty. By zoptymalizować konstrukcję pod względem masy oraz okablowania zdecydowano się zastosować do tego celu specjalnie zaprojektowane siłowniki wykonane z zastosowaniem technologii rapid prototyping. Dodatkowo w podstawie każdego siłownika zintegrowano zawór sterujący oraz zainstalowano przyłącze pneumatyczne i elektryczne. Dzięki temu nie ma konieczności żmudnego podłączania kolejnych siłowników, a co więcej każdy z napędów automatycznie odnajduje swoją lokalizację w nowym położeniu.

2.3 Pneumatyczne ramię - Airic's arm

Kolejnym niedoścignionym ideałem stworzonym przez naturę jest szkielet kostny człowieka (rys.8). Układ ten charakteryzuje się gibkością oraz dużą ilością stopni swobody, a przy tym pozwala na spełnienie wszystkich poszukiwanych cech idealnego manipulatora. Od lat konstruktorzy z całego świata usiłowali rozwiązać problem stworzenia takiego układu kinematycznego.



Rys. 7. Siłownik WaveHandling w przekroju (nietypowy kształt uzyskano dzięki technologii wytwarzania Rapid Prototyping)[12]



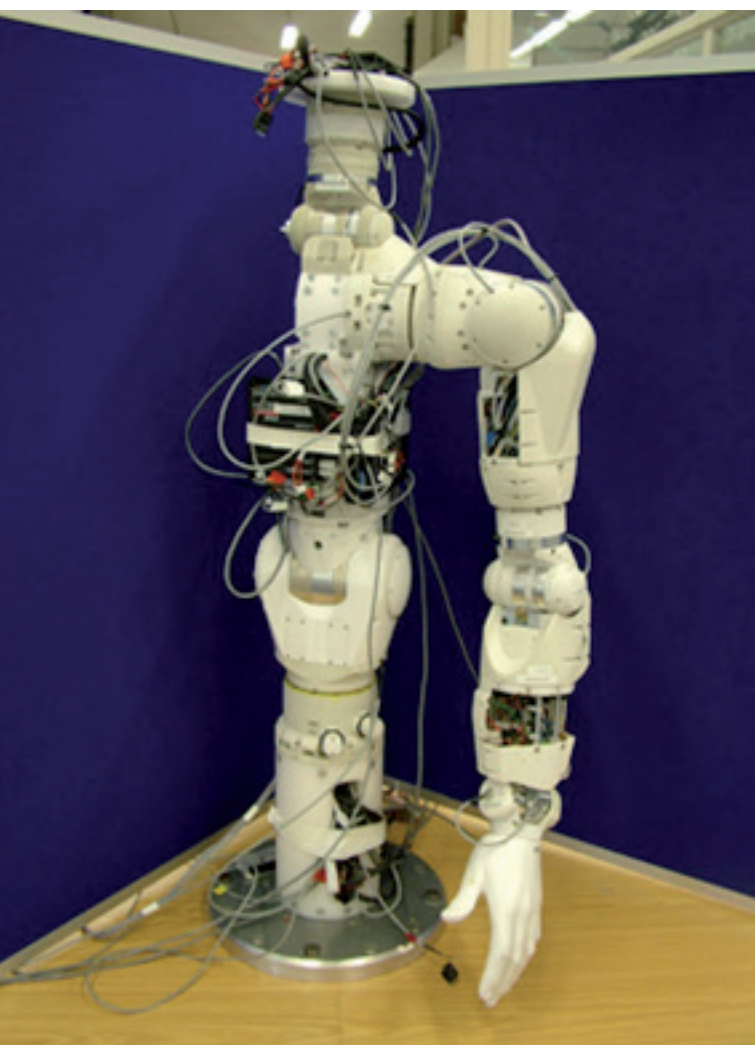
Rys. 8. Niedościgniony ideał manipulatora - szkielet kostny człowieka wraz z mięśniami i ścięgnami [22]

Festo w 2004 roku [8] zakończyło udaną próbę rozwiązania tego zagadnienia z wykorzystaniem tradycyjnych siłowników. W ten sposób powstał robot o nazwie Robot Tron X (rys.9). Konstruktorom udało się uzyskać strukturę, która pomimo wykorzystania klasycznych siłowników pozwoliła na wykonywanie skomplikowanych ruchów. Ponad to dokładnie skalibrowanych 200 siłowników zapewnia ruchliwość i mimikę twarzy zbliżoną do ludzkiej, a robot potrafił wiernie naśladować ruchy człowieka.

Jedną z prób zbudowania takiego układu opartego na napędach elektrycznych jest struktura robota humanoidalnego (rys.10). Cooperative Human Robot Interaction Systems – CHRIS zaproponowana przez kilka współpracujących ze sobą zespołów: BRL- Bristol Robotics Laboratory, UK CNRS - Centre National Recherche Scientifique, France IIT - Fondazione Istituto Italiano di Tecnologia, Italy MPG - Max Planck Gesellschaft zur Förderung der Wissenschaften e.V., Germany Equipment [7].



Rys. 9. Niedościgniony ideał manipulatora -szkielet kostny człowieka [8]



Rys. 10. Jedna z wersji manipulatora zbudowanego na potrzeby Robotic Torso - BERT2 (Bristol Elumotion Robotic Torso 2)[7]

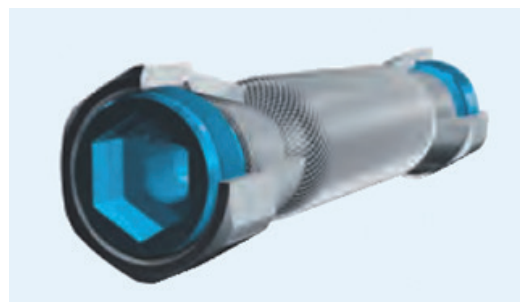
Jednak tak rozbudowany układ napędów elektrycznych z tak rozbudowanym zespołem naukowców i praktyków nie pozwala na dośnięcie wzoru budowanego w procesie naturalnej ewolucji. Głównym powodem problemów, z jakimi borykali się konstruktorzy od lat, była chęć budowania manipulatorów humanoidalnych o strukturze kinematycznej przypominającej szkielet kostny bez możliwości implementowania układów napędowych podobnych do naturalnych mięśni i ścięgien.

Stało się to głównym powodem poszukiwania przez konstruktorów układu napędowego o podobnych właściwościach jak naturalny mięsień.

Rozwiązaniem tego problemu stał się produkt, który w niedługim czasie stał się unikatowym na świecie. W ramach sieci Bionic Learning Network w 2007 roku został zbudowany mięsień pneumatyczny (rys.11) który swoją budową przypomina naturalne rozwiązanie podsuwane przez naturę [18].

Mięsień pneumatyczny to nic innego jak gumowy wąż, który w wyniku wzrostu ciśnienia zwiększa swoją średnicę skracając się jednocześnie. Spadek ciśnienia powoduje powrót do pierwotnej postaci (analogicznie jak w siłownikach jednostronnego działania). Choć rozwiązanie wydaje się zaskakujące w swej prostocie, to najbardziej skomplikowanym, a zarazem najistotniejszym elementem tego rozwiązania jest struktura włókien zatopionych w gumie, gwarantująca odpowiednią charakterystykę pracy i trwałość.

Mięśnie pneumatyczne charakteryzują się skokiem do 20% swojej długości spoczynkowej. W porównaniu z siłownikami jednostronnego działania na ich korzyść przemawiają niższe koszty wytworzenia oraz brak zjawiska kroczenia (ang. slip stick). Kroczenie to zjawisko polegające na wykonywaniu przez napęd tłoczyskowy szarpanych i przerywanych ruchów przy małych prędkościach. Ponadto w mięśniach pneumatycznych nie występują elementy ruchome (brak tłoka i tłoczyska), które zwiększają bezwładność układu. Dzięki temu mięśnie mogą pracować z częstotliwością dochodzącą do 90Hz w porównaniu z 7Hz siłowników tłoczyskowych. Niebywałą zaletą jest również możliwość prostego pozycjonowania ruchomego końca mięśnia dzięki zaworowi proporcjonalnemu ciśnienia, który nie wymaga stosowania regulatorów, jak ma to miejsce w przypadku serwonapędów pneumatycznych bazujących na siłownikach tłoczyskowych. Mięśnie ze względu na swoją dużą podatność są w stanie przenosić bez uszkodzenia, dużo większe niż napędy tłoczyskowe, obciążenia nie osiowe [6,23].

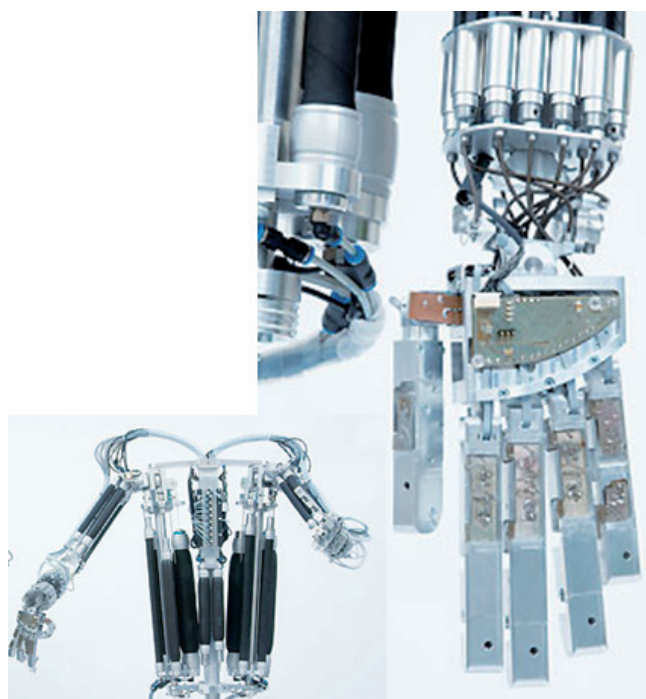


Rys. 11. Mięsień pneumatyczny [18]

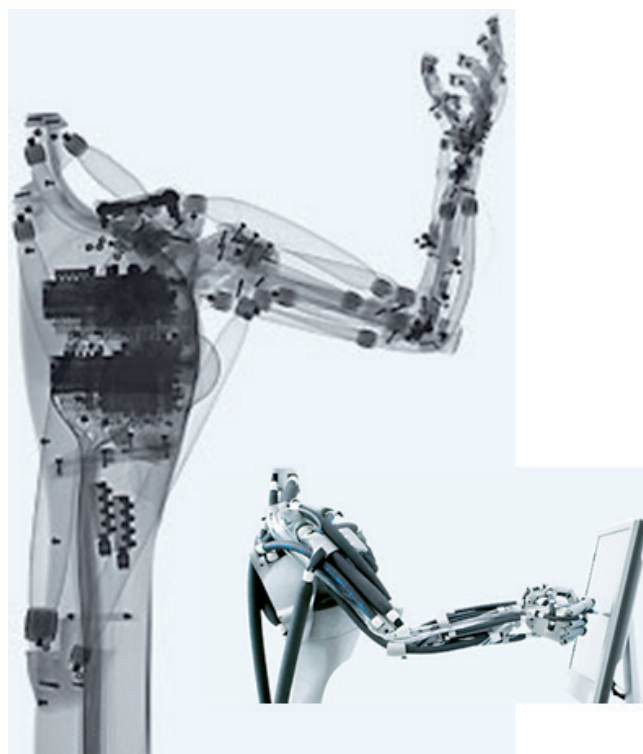
Nowy układ napędowy stał się załącznikiem umożliwiającym podjęcie problemu budowy manipulatora humanoidalnego

To nowatorskie rozwiązanie w dziedzinie układów napędowych powstało podczas prac nad projektem manipulatora opartego na torsie przypominający człowieka (rys.12a) i wyposażonego w chwytak przypominający ludzką dłoń (rys.12b) w której to szereg cięgien i mięśni wprawia w ruch najbardziej doskonały i wyrafinowany układ kinematyczny w ciele człowieka. Projekt ten rozpoczął się w 2000 roku i został zakończony 2006 roku przy współpracy EvoLogics GmbH i Faculty of Bionics and Evolutionary Technology at the TU Berlin [23,15].

Ukoronowaniem projektu budowy układu manipulatora humanoidalnego stał się projekt Airic's_arm zakończony także w 2007 (rys.13) [17,2]. Realizacja jego pozwoliła stwierdzić że budowa mechatronicznego robota o kinematyce wzorowanej na ludzkim ramieniu stała się możliwa.



Rys. 12. Projekt manipulatora Humanoid 2006 a) tors przypominający budowę człowieka b) chwytak przypominający ludzką dłoń [15]



Rys. 13. Airic's_arm 2007 rok a) zdjęcie rentgenowskie struktury manipulatora b) widok z boku [17]

W projekcie Airic's_arm udowodniono że możliwe jest zbudowanie układu wyposażonego w sztuczne kości i mięśnie. W przedstawianym rozwiązaniu 30 mięśni, sterowanych zaworami piezoelektrycznymi, porusza strukturę w której obciążenia przenoszone są pomiędzy kośćciami łokciową i promieniową, kośćciami śródręcza, kości palców jak i stawu barkowego i łopatki.

Większość z tych stawów jak i elementów kostnych, nigdy dotąd nie była wykorzystywana w konstrukcjach ze względu na ograniczenia konstrukcyjne wynikające z możliwości napędzania i sterowania tak skomplikowaną konstrukcją mechatroniczną.

W ramach sieci Bionic Learning Network bazując na doświadczeniach zdobytych podczas realizacji poprzednich projektów powstały dwa projekty wykorzystujące mięśnie pneumatyczne a mające na celu stworzenie manipulatorów możliwych do zastosowania w komercyjnych zastosowaniach.

Był to porojekt AirArm 2008 [16,1] i AirArm – an assistant robot at the human-machine interface 2009 [20,19], które w pełni potwierdziły słuszny kierunek poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych z wykorzystaniem sieci Bionic Learning Network.

2.3. PODSUMOWANIE

Podążając drogą podglądania i odwzorowywania rozwiązań stworzonych przez naturę w 2006 roku firma Festo powołała do życia projekt o nazwie Bionic Learning Network. Projekt ma na celu uzyskanie przewagi konkurencyjnej przez poszukiwanie i wdrażanie do przemysłu nowych sposobów realizacji wymaganych funkcji w oparciu o rozwiązania zaproponowane przez naturę.

Choć w pierwszych latach realizacji projektu wydawać mogło się, że opracowywane w ramach Bionic Learning Network rozwiązania nie mają praktycznego zastosowania, to jak pokazują pierwsze wdrożenia tak nie jest.

Przykładem ciekawego projektu tworzącego nową jakość w grupie manipulatorów mających współpracować bezpośrednio z ludźmi jest Bionic Handling Assistant, który ma pozwolić na stworzenie urządzeń pomagających ludziom niepełnosprawnym.

Realizacja niniejszego projektu pozwoliła na opracowanie i wdrożenie do przemysłu między innymi mięśnia pneumatycznego, który to poprzez swoją budowę jak i cechy fizyczne pozwolił na wypełnienie luki i stworzenie nowego rodzaju układu napędowych. Takie podejście do projektu pozwoliło na opracowanie kilku kolejnych projektów, dzięki którym udoskonalono układy sterowania dedykowane dla tego rozwiązania.

Kolejnym przykładem nieopisywanym w niniejszym artykule jest chwytak adaptujący się do przedmiotu DHDG, który można już obecnie zamawiać jak standardowe komponenty firmy Festo.

Trzeba zwrócić jednak uwagę na fakt, że podczas realizacji niniejszego programu badawczego powstają także rozwiązania takie jak np. Morska fala (WaveHandling) których to zastosowanie wydaje się oczywiste i odkrywcze ale ich wdrożenie jako komercyjnego rozwiązania wymaga jeszcze czasu.

LITERATURA

1. AirArm FESTO Berlin 52974 EN2008
2. Airic's_arm FESTO Berlin 50115 EN 2007
3. Biomechatronic Footprint From a natural model to the world of engineering from Festo Berlin 54778 en 4/2012
4. Bionic Handling Assistant FESTO Berlin 54778 en 4/2012
5. Bionic Handling Assistant katalog FESTO Berlin 54778 en 4/2012
6. Fluidic Muscle DMSP/MAS FESTO Berlin 2008/06
7. <http://chris.uwe.ac.uk/projects/chril14s/index.htm>
8. <http://www.asimo.pl/modele/tronx.php>
9. <http://www.festo.com/bionik>
10. http://www.festo.com/cms/en_corp/10924.htm
11. http://www.festo.com/cms/en_corp/11367.htm
12. http://www.festo.com/cms/en_corp/13136.htm
13. http://www.festo.com/cms/en_corp/9648.htm
14. http://www.festo.com/cms/en_corp/9655.htm
15. http://www.festo.com/cms/en_corp/9763.htm
16. http://www.festo.com/cms/en_corp/9770.htm
17. http://www.festo.com/cms/en_corp/9785.htm
18. http://www.festo.com/cms/en_corp/9790.htm
19. http://www.festo.com/rep/en_corp/assets/pdf/AirArm_09_en.pdf
20. http://www.festo.com/rep/en_corp/assets/pdf/AirArm_en.pdf
21. http://www.iff.fraunhofer.de/content/dam/iff/en/documents/publications-rs/2011-03_robotic-systems.pdf
22. <http://www.mp.umk.pl>
23. Humanoid Muscle-Robot http://www.festo.com/rep/en_corp/assets/pdf/Humanoid_en.pdf
24. Pneumatic lightweight structures FESTO Berlin 50139 en 04/2010
25. Robotino XT katalog FESTO Berlin 54766 en 4/2011
26. WaveHandling katalog FESTO Berlin 54817 en 4/2013

BIONIC LEARNING NETWORK – INSPIRED BY NATURE

Abstract: People for long time have been fascinated by the solutions of the nature. Over the centuries a lot of machines and technical solutions was modeled on the solutions developed and tested by nature. In order to further transfer the best practices on the ground, Festo company decided to establish in 2006 a project called Bionic Learning Network. Although most of the projects are today only interesting fair show machines we can see a clear trend to implement it of the industry field. This paper presents selected machines developed under the Bionic Learning Network.

Mikroprocesorowy sterownik serwomechanizmów modelarskich

Justyna TOŁSTOJ-SIENKIEWICZ*

j.tolstoj-sienkiewicz@pb.edu.pl

* Katedra Automatyki i Robotyki, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka,
ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

Streszczenie: W artykule zaprezentowano rozwiązanie usprawniające sterowanie serwomechanizmami modelarskimi. Przedstawiono założenia, projekt oraz kluczowe elementy wykonanego sterownika opartego na mikrokontrolerze PIC 12F1840. Działanie gotowego układu zweryfikowano na sześcionożnym robocie kroczącym. Noga robota posiadała 3 stopnie swobody w związku z tym sterowaniu podlegało 18 serwomechanizmów napędzających pedipulatory. Artykuł zakończono propozycjami dalszej rozbudowy układu.

1. WPROWADZENIE

W ostatnich latach obserwuje się gwałtowny wzrost zainteresowania robotami mobilnymi. Stają się one coraz bardziej zaawansowane konstrukcyjnie, a zarazem coraz tańsze. Wśród rozwiązań komercyjnych znajdziemy je zastosowane w zabawkach dla dzieci (Robonova firmy Hitec) czy konstrukcjach edukacyjnych pozwalających na zmianę konfiguracji i przeprogramowywanie (Bioloid firmy Robotis).

Wiele ciekawych robotów powstaje w zaciszach domowych konstruktorów amatorów, ale również w pracowniach naukowych buduje się różne konstrukcje robotyczne. Wśród tych ostatnich znajdziemy roboty, które służą pomocą w trudnym terenie (Billah i inni, 2008). Trwają intensywne prace nad algorytmami wspierającymi poruszanie się robotów mobilnych (Taniwaki i inni, 2008; Navratil, 2012). Powstaje wiele ciekawych i inspirujących rozwiązań układów sześćo- (Ahmed i inni, 2010), cztero- lub dwunożnych (Greggio i inni, 2009; Lim i Yeap, 2012). To co łączy wspomniane konstrukcje to napędy w nich wykorzystane.

Serwomechanizmy modelarskie są jednym z najpopularniejszych napędów stosowanych do budowy lekkich robotów mobilnych. Ich zalety to niewielkie wymiary i waga ($9 \div 363$ g) oraz odpowiednio duże momenty obrotowe ($0,15 \div 1,1$ Nm) przy stosunkowo niskiej cenie. Ustandaryzowane kształty obudowy i gabaryty ułatwiają używanie ich jako elementów napędowych w robotach.

Niestety podstawowym ograniczeniem ich stosowania jest sposób sterowania, wymagający podawania do każdego serwomechanizmu ciągłego sygnału PWM o określonych parametrach w celu utrzymania jego pozycji. W przypadku rozbudowanych konstrukcji robotów mobilnych, zawierających w sobie np. 18 i więcej serwomechanizmów, sterowanie komplikuje się i wymaga zaimplementowania odpowiednich wielokanałowych sterowników PWM.

Rozwiązaniem tego problemu jest budowa uniwersalnego sterownika konwertującego sygnał w magistrali danych na sygnał standardu serwomechanizmu.

2. PROJEKT STEROWNIKA

2.1. Koncepcja

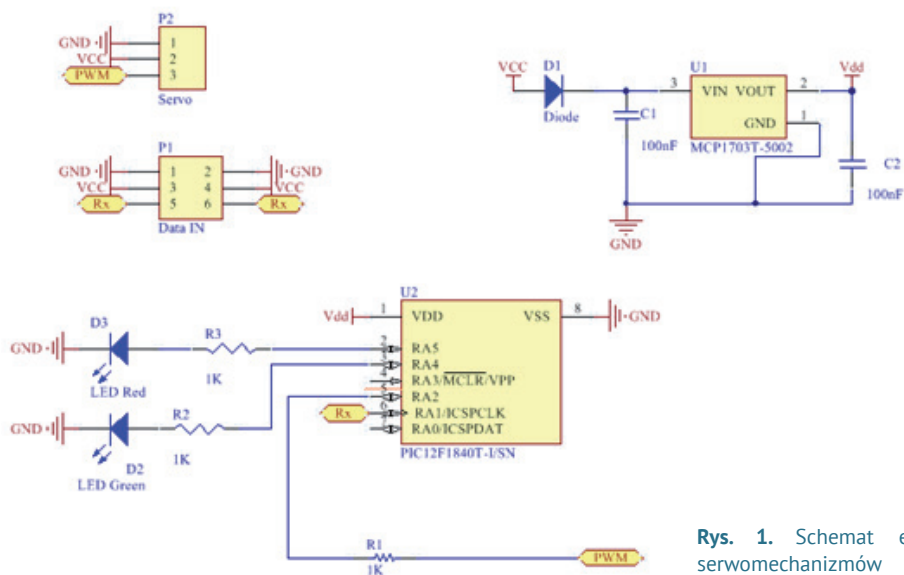
Założeniem projektu było stworzenie sterownika rozszerzającego możliwości sterowania klasycznym serwomechanizmem modelarskim oraz umożliwienie pracy w „sieci serw” (grupie liczącej sobie kilkanaście lub kilkadziesiąt urządzeń) wykorzystując cyfrową magistralę danych do sterowania wieloma serwomechanizmami, przy jednoczesnym wykorzystaniu standardowych podłączeń w nich stosowanych. Dodatkowo założono powstanie rozwiązania o możliwie najprostszej budowie, posiadającego jak najmniejsze wymiary umożliwiające zastosowanie w robotach o niewielkich gabarytach.

2.2. Wykonanie sterownika

Do budowy użyto mikrokontroler PIC 12F1840 firmy Microchip. Układ ten w niewielkiej obudowie posiada sprzętowy moduł PWM oraz moduł komunikacyjny EUSART (ang. *Enhanced Universal Synchronous Asynchronous Receiver Transmitter*), pozwalający na komunikację w standardzie RS-232 oraz RS-485. Dzięki szybkiemu wewnętrznemu zegarowi możliwa jest praca mikrokontrolera z prędkością 32MHz bez konieczności użycia elementów zewnętrznych.

Moduł sterujący (rys. 1) składa się z bloku zasilania opartego na liniowym stabilizatorze MCP1703T zapewniającym stabilne zasilanie procesora napięciem 5V w przypadku zasilania serwomechanizmu napięciem do 16V. Najważniejszym elementem układu jest mikrokontroler PIC12F1840 realizujący konwersję danych z magistrali na sygnał PWM sterujący serwomechanizmem wykonawczym.

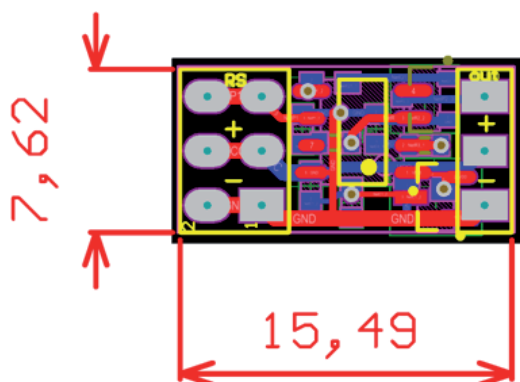
Dioda D1 zabezpiecza mikrokontroler przed skutkami nieprawidłowego podłączenia zasilania. Diody sygnalizacyjne LED D2 i D3 są elementami dodatkowymi i służą do sygnalizacji stanu sterownika. Informują one o odebranej ramce danych i o wykryciu prawidłowego adresu w ramce.



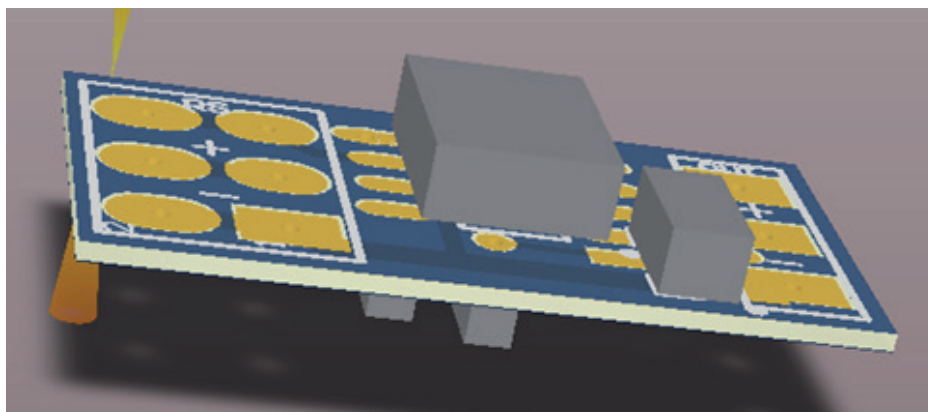
Rys. 1. Schemat elektryczny mikroprocesorowego sterownika serwomechanizmów

Elektronika sterownika została wykonana na dwustronnej płytce drukowanej o wymiarach 7,62 mm x 15,49 mm w technologii SMD (rys. 2).

(a)



(b)



2.3. Oprogramowanie

Oprogramowanie sterownika umożliwia kontrolę podstawowych parametrów serwomechanizmu takich jak prędkość, pozycja docelowa, graniczna pozycja minimalna, graniczna pozycja maksymalna, oraz parametry dodatkowe jak pozycja startowa po włączeniu zasilania, zmianę adresu sterownika, prędkość komunikacji, włączenie/wyłączenie obsługi CRC.

Do komunikacji ze sterownikiem wykorzystany został protokół RS232, którym wykonywana jest transmisja danych z komputera do sterownika/sterowników (rys. 4). W prezentowanym układzie wszystkie sterowniki odbierają pełne pakiety danych, a polecenia wykonywane są po rozpoznaniu właściwego adresu przypisanego do konkretnego serwomechanizmu.

Dane sterujące zawarte są 5 bajtowej ramce danych w formacie: \$ A R W C

gdzie: \$ - znacznik startu – kod 0x24h, A – adres sterownika, którego dotyczy rozkaz, R – rozkaz/polecenie, W – wartość, C – suma kontrolna CRC.

Rys.2.Projekt(a) i wizualizacja (b) płytki drukowanej mikroprocesorowego sterownika serwomechanizmów

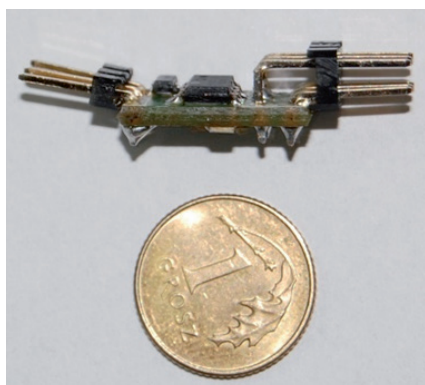
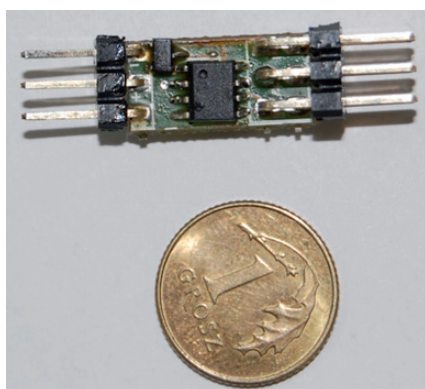
Oprogramowanie umożliwia niezależną współpracę 255 sterowników w magistrali. Każdy ze sterowników może otrzymać adres z zakresu 1-255, adres 0 zarezerwowany jest na adres rozgłoszeniowy i akceptują go wszystkie sterowniki niezależnie o przypisanego adresu indywidualnego.

W opisywanym systemie możliwe jest wystąpienie kilku sterowników o tym samym adresie, wówczas będą one wykonywały te same polecenia.

Tab.1. Ramka danych (wszystkie wartości w kodzie szesnastkowym; XX – wartość dowolna z zakresu 0-255)

Znacznik	Adres	Rozkaz	Wartość	CRC	Oznaczenie
\$	XX	00	XX	XX	Pozycja
\$	XX	01	XX	XX	Nowy adres
\$	XX	02	XX	XX	Prędkość
\$	XX	03	XX	XX	Minimalny czas trwania sygnału
\$	XX	04	XX	XX	Maksymalny czas trwania sygnału
\$	XX	05	00	XX	Wyłączenie obsługi CRC
\$	XX	05	01	XX	Włączenie obsługi CRC
\$	XX	06	XX	XX	Pozycja startowa

Zmianę prędkości transmisji można przeprowadzać w zakresie od 9600 do 115200 bodów, przy czym prędkość 9600 jest prędkością domyślną, z którą sterownik rozpoczyna działanie po włączeniu zasilania.



Rys. 3. Mikroprocesorowy sterownik serwo mechanizmów

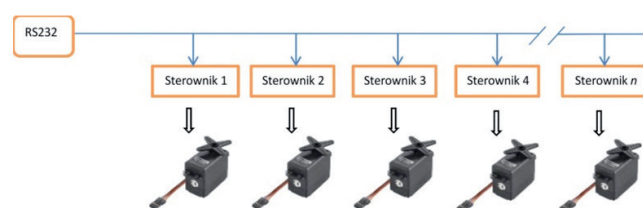
Rozkazy 0x03h i 0x04h umożliwiają zdefiniowanie granicznych położenia serwo mechanizmu, zabezpieczając tym samym elementy robota, w którym został użyty sterownik przed uszkodzeniem na skutek niewłaściwego wystawienia elementem wykonawczym poza możliwości mechaniczne elementów robota.

Ramka danych wyposażona została w obsługę cyklicznego kodu nadmiarowego, tzw. cykliczną kontrolę nadmiarową CRC (ang. Cyclic Redundancy Check). Ma to na celu unikanie wykonania błędnych rozkazów, powstałych na wskutek zakłóceń w transmisji. CRC jest systemem sum kontrolnych wykorzystywany do wykrywania przypadkowych błędów pojawiających się podczas przesyłania i magazynowania danych binarnych.

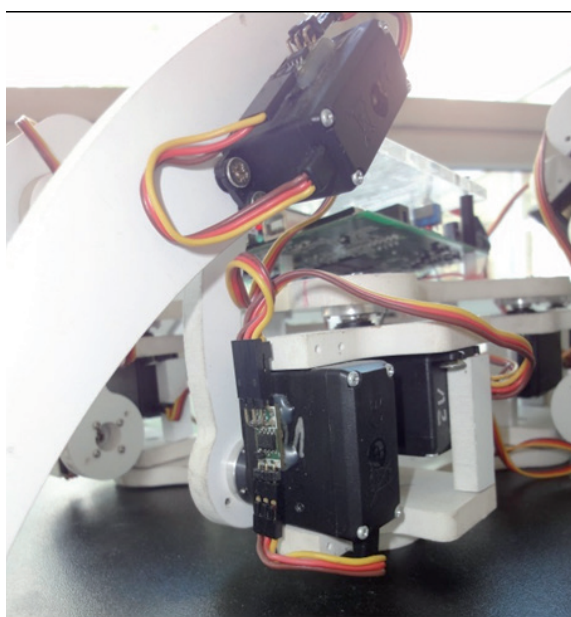
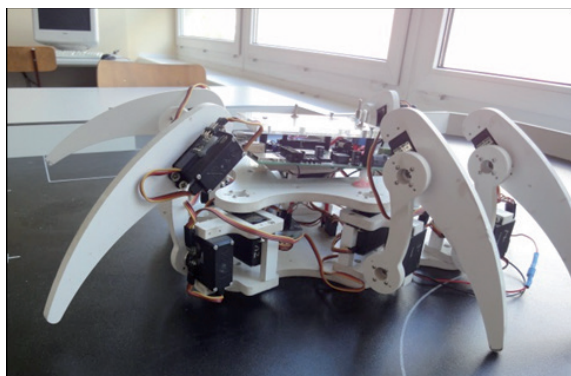
Wspomniana obsługa może zostać włączona lub wyłączona rozkazem 0x05h. Opcja ta wprowadzona została aby ułatwić manualne sterowanie sterownikiem w przypadku zaimplementowania ręcznego wprowadzania komend z użyciem terminala, gdyż w tym przypadku każdorazowe obliczanie sumy CRC jest czasochłonne i kłopotliwe.

3. WERYFIKACJA DZIAŁANIA

Sterownik zaimplementowano w sześcionożnym robocie krocącym. Elementy konstrukcyjne wykonano z polichlorku winylu utwardzonego. Ramę tworzą dwie profilowane płyty na których osadzony jest komputer sterujący. Każda z nóg robota ma trzy stopnie swobody w związku z tym sterowaniu podlegał zespół złożony z 18 serwonapędów (rys.5). W klasycznym sterowaniu takie rozwiązanie wymagałoby podłączenia wszystkich serw bezpośrednio do sterownika głównego (zajmując tym samym 18 portów i wymuszając stosowanie większych procesorów). Przy wykorzystaniu zaprojektowanego sterownika na procesorze głównym zajęty został tylko jeden port.



Rys. 4. Schemat blokowy systemu sterowania z wykorzystaniem mikroprocesorowego sterownika serwo mechanizmów



Rys. 5. Widok ogólny robota (a) i napędu z mikroprocesorowym sterownikiem serwomechanizmu (b)

Robot w stanie wyłączonym posiada wymiary 385x345x150mm. W stanie gotowości do chodu zajmuje przestrzeń o wymiarach 435x395x195 mm. W momencie uruchomienia komputera zarządzającego pracą systemu oraz zasilania serwomechanizmów podnosi się on automatycznie do pozycji początkowej.

Robota zaprogramowano na poruszanie się kolejno w trzech różnych typach chodu trój-, cztero- i pięciopodporowego (Zielińska, 2003). Dodatkowo próby przeprowadzono na różnych rodzajach podłoża. Po zaprogramowaniu robot poruszał się w sposób zgodny z zadanymi algorytmami, aktywnie działał stabilnie i bez zakłóceń.

4. PODSUMOWANIE

Zaprojektowano i zbudowano mikroprocesorowy sterownik umożliwiający rozszerzenie możliwości sterowania serwomechanizmami modelarskimi w celu wykorzystania ich do budowy robotów mobilnych. Sterownik zaimplementowano w sześciopodporowym robocie kroczącym. Uzyskano płynną i stabilną pracę serwonapędów bez zbędnej komplikacji schematu elektrycznego robota oraz układu sterującego.

W dalszych pracach nad opisanym rozwiązaniem planuje się zwiększenie rozdzielczości sterowania serwomechanizmem, wprowadzenie regulacji przyspieszenia i opóźnienia ruchu, możliwość wyłączenia serwomechanizmu (tzw. luzowania), wprowadzenie komunikacji dwukierunkowej z zachowaniem dotychczasowej struktury linii transmisji.

LITERATURA

1. **Ahmed M., Khan M.R., Billah M.M. and Farhana S.** (2010), A novel navigation algorithm for hexagonal hexapod robot, *American J. of Engineering and Applied Science*, Vol. 3, No 2, 320-327.
2. **Billah M.M., Ahmed, M. and Farhana S.** (2008), Walking hexapod robot in disaster recovery: Developing algorithm for terrain negotiation and navigation *J. World Academy of Science, Engineering and Technol.*, Vol. 42, 328-333.
3. **Greggio N., Menegatti E., Silvestri G. and Pagello E.** (2009), Simulation of small humanoid robots for soccer domain, *J. of the Franklin Institute*, Vol. 346, 500-519.
4. **Lim S.C. and Yeap G.H.** (2012), The locomotion of bipedal walking robot with six degree of freedom, *Procedia Engineering*, Vol. 41, 8-14.
5. **Navratil P.** (2012), Laboratory mobile double track robot, *Procedia Engineering*, Vol. 48, 463-468.
6. **Taniwaki M., Iida M., Kang D., Tanaka M., Izumi T. and Umeda M.** (2008), Walking behaviour of a hexapod robot using a wind direction detector, *Biosystems Engineering*, Vol. 100, 516-523.
7. **Zielińska T.** (2003), *Maszyny kroczące. Podstawy, projektowanie, sterowanie i wzorce biologiczne*. PWN, Warszawa.

THE CONTROLLER OF ROBOTS SERVOMOTORS

Abstract: This article presents the controller of servomotors used in robots constructions. The controller makes controlling them easier and much more efficient. Author describes design process and components. The controller was used in hexapod walking robot. Each mobile robot's leg has three degree of freedom and it creates the necessity of controlling the system composed of 18 digital servomotors. The conclusions present possibilities of extend the controller functions in future.

marani

outsourcing air company

www.marani.pl

Outsourcing dostaw sprężonego powietrza w przemyśle.
Sprzedaż sprężarek, osuszaczy, urządzeń uzdatniania sprężonego powietrza.
Audyt, projektowanie, serwis i utrzymanie ruchu sprężarkowni przemysłowych.



Marani Sp. z o.o.

ul. Mickiewicza 66

41-807 Zabrze, Poland

NIP: 631-00-20-661 Regon 272036412

Tel. Fax +48 (0) 32 274-24-98 do 99

Tel. +48 (0) 32 274-01-13 do 16

E-mail: marani@marani.pl



ENERGY SAVING COMPANY

Badania eksperymentalne siłowników pneumatycznych w zmiennych warunkach temperatury

Andrzej ZBROWSKI *, Tomasz SAMBORSKI *, Eugeniusz MATRAS *

tomasz.samborski@itee.radom.pl, andrzej.zbrowski@itee.radom.pl, eugeniusz.matras@itee.radom.pl

* Instytut Technologii Eksploatacji - Państwowy Instytut Badawczy,
ul. Pułaskiego 6/10, 26-600 Radom

Streszczenie: W artykule przedstawiono badania eksperymentalne siłownika pneumatycznego pod kątem zastosowania w systemach wentylacji i oddymiania budynków. Wyznaczone charakterystyki (siła, przemieszczenie, ciśnienie zasilania w funkcji czasu) pozwalają na dokonanie oceny możliwości ich zastosowania do napędu klap i okien w systemach przeciwpożarowych. W badaniach wykorzystano opracowane stanowisko umożliwiające wyznaczanie charakterystyk pracy napędów liniowych i obrotowych w zmiennych warunkach temperatury.

1. WPROWADZENIE

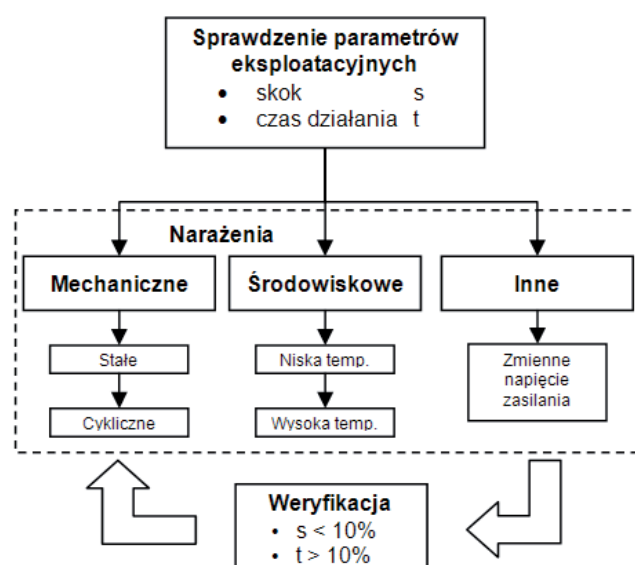
Istotnym elementem szeroko rozumianego bezpieczeństwa technicznego jest bezpieczeństwo przeciwpożarowe budynków ze szczególnym uwzględnieniem obiektów użyteczności publicznej. Projektowane systemy ochrony przeciwpożarowej realizują szereg funkcji obejmujących między innymi:

- wykrycie pożaru,
- włączenie urządzeń oddymiających,
- uruchomienie systemów gaśniczych,
- sterowanie innymi urządzeniami w obiekcie mającymi wpływ na bezpieczeństwo ludzi.

Skuteczne prowadzenie działań ratowniczych wymaga odcięcia obszarów objętych pożarem oraz usunięcia dymu z ciągów komunikacyjnych przeznaczonych do ewakuacji osób ze stref zagrożenia pożarowego (Mizieliński, 1999). Zamykanie grodzi, otwieranie klap dymowych bądź okien wentylacyjnych realizowane jest z wykorzystaniem napędów elektromechanicznych lub pneumatycznych. W celu zapewnienia wymaganej niezawodności, związanej z wykonywanymi funkcjami, napędy przeznaczone do zastosowania w systemach bezpieczeństwa poddawane są szeregowi badań (Dziennik Ustaw - rok 2007 nr 143 poz. 1002) zmierzającym do nadania im wymaganych certyfikatów.

Obszar działalności Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB w Radomiu obejmuje prowadzenie prac badawczych związanych z podniesieniem poziomu bezpieczeństwa obiektów technicznych (Zbrowski, Samborski, 2010). Od kilku lat prowadzone są w Instytucie, przy współpracy z Centrum Naukowo-Badawczym Ochrony Przeciwpożarowej – PIB (CNBOP) w Józefowie, prace badawczo-rozwojowe związane z opracowywaniem procedur i budową specjalizowanej aparatury badawczej (Kozioł i inni, 2009, Kozioł i inni, 2010) wspomagającej systemy bezpiecznej eksploatacji urządzeń ratownictwa technicznego. W wyniku realizowanych prac powstała koncepcja (Samborski i inni 2011) modelowego systemu do badań napędów elektromechanicznych stosowanych w systemach przeciwpożarowych. Zgodnie

z opracowaną koncepcją, uwzględniającą rozporządzenie Ministra Spraw Wewnętrznych i Administracji z dnia 20 czerwca 2007 r. w sprawie wykazu wyrobów służących zapewnieniu bezpieczeństwa publicznego lub ochrony zdrowia i życia oraz mienia, a także zasad wydawania dopuszczenia tych wyrobów do użytkowania, badany obiekt oceniany jest po poddaniu go określonym narażeniom (Rys. 1) wynikającym z charakteru



Rys. 1. Fragment procedury badań napędów

Poza powszechnie stosowanymi napędami elektrycznymi w systemach oddymiania wykorzystuje się również siłowniki pneumatyczne (Filip, 2009). Źródłem zasilania mechanizmu pneumatycznego jest sprężony gaz CO_2 zgromadzony w naboju o pojemności zależnej od rozmiarów klapy. Wyzwalanie następuje poprzez termowyzwalacz, skrzynkę sterowniczą lub ręcznie (Sawicki, 2007). Zamykanie klapy najczęściej odbywa się ręcznie. W przypadku konieczności wykorzystania klapy do funkcji przewietrzania stosuje się równolegle instalację pneumatyczną zasilaną ze sprężarki lub siłownik elektryczny.

2. STANOWISKO BADAWCZE

Podstawowym elementem opracowanego systemu badań napędów stosowanych w technice oddymiania i wentylacji jest stanowisko badawcze (Samborski i inni, 2012). Stanowisko pozwala na prowadzenie w zmiennych warunkach temperaturowych badań napędów, których organy robocze wykonują ruch liniowy lub obrotowy. Realizowane dotychczas w CNBOP badania certyfikacyjne prowadzone są na kilku odrębnych stanowiskach. Zbudowane w Instytucie urządzenie badawcze (Rys. 2) składa się z komory temperaturowej połączonej z układami realizującymi funkcje związane z wymuszeniami mechanicznymi.



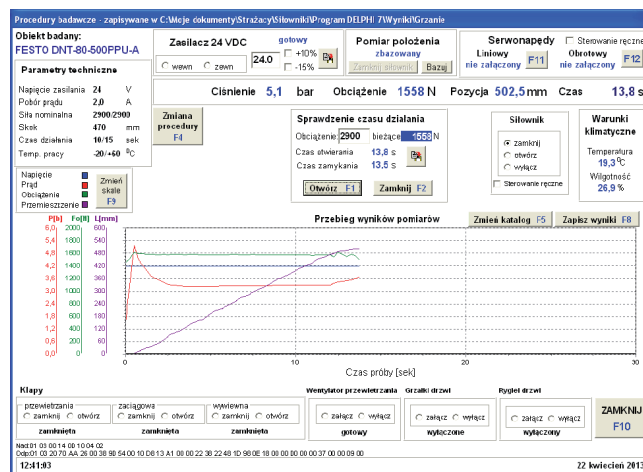
Rys. 2. Widok stanowiska do badania siłowników

Opracowane rozwiązania konstrukcyjne pozwalają na obciążanie organów roboczych siłowników liniowych i obrotowych w trakcie ruchu z zastosowaniem grawitacyjnego lub mechatronicznego systemu obciążania. Użycie grawitacyjnego układu obciążającego zapewnia stałość obciążenia podczas prowadzenia badań trwałościowych (10 000 cykli ruchu). Mechatroniczny system pozwala na realizację badań wytrzymałościowych z zadaną dynamiką.

Podstawowe parametry stanowiska badawczego:

- obciążenie liniowe do 5 kN
- obciążenie momentem obrotowym do 30 Nm
- przemieszczenie w ruchu:
 - liniowym do 1,2 m
 - obrotowym do 270°
- temperatura badań od -30° do +90°C
- zasilanie siłownika:
 - elektrycznego 24 V, 230 V
 - pneumatycznego do 1 MPa
- pomiar i rejestracja:
 - siły lub momentu, przemieszczenia, temperatury, wilgotności, ciśnienia, napięcia, prądu zasilania.

Identyfikacja obiektu badań, wybór procedury oraz zadawanie parametrów dokonywane jest z poziomu specjalizowanego oprogramowania (Rys. 3).



Rys. 3. Widok okna programu sterowania pracą stanowiska

Po wprowadzeniu wszystkich parametrów sterowanie pracą stanowiska może być realizowane za pomocą komputera PC lub panelu sterowania (Rys. 4).



Rys. 4. Widok panelu sterowania

Panel sterowania wykorzystywany jest w trakcie długotrwałych badań wytrzymałościowych lub prób termicznych, gdy nie jest wymagana rejestracja wszystkich parametrów pracy badanego obiektu.

3. WYNIKI BADAŃ

Obiektami badań były siłowniki liniowe DNT-80-500- PPA-V produkcji FESTO o zakresie temperatury pracy od -30° do $+80^{\circ}\text{C}$ (Rys. 5).



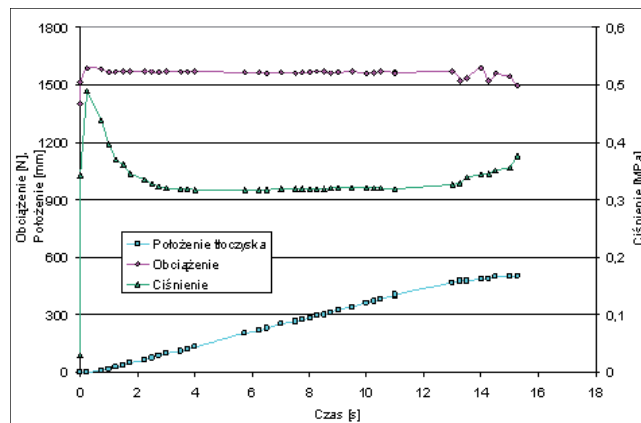
Rys. 5. Widok siłownika przygotowanego do badań w komorze termicznej stanowiska.

Celem prowadzonych badań było określenie wpływu temperatury pracy na czas ruchu tłoczyska przy stałym obciążeniu w zmiennych warunkach temperatury (Tab.1).

Tab. 1. Warunki badań

Obciążenie [N]	Ciśnienie zasilania [MPa]	Temperatura pracy $^{\circ}\text{C}$
1560 $\pm$ 40	0,5 $\pm$ 0,05	-20 ± 1
		-10 ± 1
		0 ± 1
		20 ± 1
		40 ± 1
		60 ± 1

Badany siłownik zasilany był sprężonym powietrzem o stałym wydatku pozwalającym na uzyskanie pełnego wysuwu tłoka w temperaturze 20°C w czasie ok. 16 s. Przyjęty czas odpowiada wymogom obowiązującym dla napędów liniowych stosowanych w instalacjach oddymiających (Dziennik Ustaw - rok 2007 nr 143 poz. 1002). Badania prowadzono w zadanych temperaturach po dwugodzinnym okresie kondycjonowania zapewniającym osiągnięcie przez badany obiekt stałych warunków cieplnych w całej objętości. W trakcie badań rejestrowano (Rys. 6) ciśnienie na dolocie do komory siłownika, przemieszczenie oraz obciążenie tłoczyska w funkcji czasu.



Rys. 6. Przykładowa charakterystyka pracy siłownika DNT-80-500- PPA-V w temperaturze 20°C

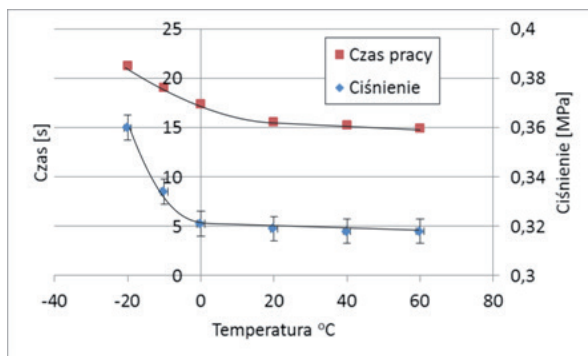
Obserwując przebieg zmian rejestrowanych parametrów pracy siłownika można wyodrębnić trzy obszary. Pierwszy obszar obejmuje czas od załączenia zaworu sterującego do początku ruchu o ustalonym charakterze, drugi ruch ustalony, trzeci strefę wyhamowywania w zakresie działania wewnętrznego amortyzatora pneumatycznego siłownika.

Podczas analizy wpływu temperatury na pracę siłownika skoncentrowano się na dwóch parametrach: całkowitym czasie ruchu tłoczyska oraz średnim ciśnieniu zasilania w czasie ruchu ustalonego. Jak wynika z przedstawionego poniżej zestawienia (Tab. 2) zmianie temperatury pracy siłownika towarzyszy zarówno zmiana ciśnienia zasilania jak i całkowity czas ruchu roboczego.

Tab. 1. Wyniki badań.

Temperatura pracy $^{\circ}\text{C}$	Średnie ciśnienie zasilania [MPa]	Całkowity czas pracy [s]
-20 ± 1	$0,360 \pm 0,005$	$21,3 \pm 0,25$
-10 ± 1	$0,334 \pm 0,005$	$19,03 \pm 0,25$
0 ± 1	$0,321 \pm 0,005$	$17,4 \pm 0,25$
20 ± 1	$0,319 \pm 0,005$	$15,6 \pm 0,25$
40 ± 1	$0,318 \pm 0,005$	$15,25 \pm 0,25$
60 ± 1	$0,318 \pm 0,005$	$14,9 \pm 0,25$

Zależność ta widoczna jest wyraźnie (Rys. 7) w zakresie temperatur poniżej temperatury otoczenia, w jakiej definiowane są parametry pracy siłowników.



Rys. 7. Zależność czasu pracy i ciśnienia zasilania od temperatury pracy

Spadkowi temperatury pracy do minus 20°C towarzyszy znaczny, ponad 35%, wzrost czasu pracy oraz ponad 10% wzrost ciśnienia zasilania związany z pokonywanym obciążeniem.

5. WNIOSKI

Pneumatyczne napędy liniowe stanowią w obecnym czasie niewielką część wszystkich napędów instalowanych w systemach oddymiania ppoż. Przyczynia się do tego przede wszystkim konieczność wprowadzania w budynkach dodatkowych instalacji podnoszących koszt budowy. Siłowniki wyzwalane termicznie za pomocą indywidualnych naboików CO₂ mogą funkcjonować tylko w układach oddymiania. W obiektach technicznych, wyposażonych standardowo w instalacje sprężonego powietrza, istnieje możliwość stosunkowo łatwego zaadaptowania napędów pneumatycznych w systemach wentylacji i oddymiania. Przejawem niewielkiego jednak zainteresowania stosowaniem tego typu napędów klap jest brak procedur związanych z dopuszczaniem ich zastosowania w systemach ppoż.

Przeprowadzone badania wskazały na konieczność opracowania procedur badań innych niż obowiązujące dla napędów elektrycznych. W przypadku napędów elektrycznych kryterium weryfikującym możliwość dopuszczenia napędu do eksploatacji jest niezmienność, pod wpływem narażeń, parametrów pracy na poziomie 10% (Rys. 1). W przypadku badanych siłowników pneumatycznych zaobserwowano znaczny wzrost czasu pełnego wysuwu tłoczyska przekraczający 35% wartości odpowiadającej temperaturze otoczenia. Zmiany te dotyczyły przede wszystkim pracy siłowników w warunkach ujemnych temperatur. Sugeruje to konieczność dokonania podziału napędów pod kątem środowiska pracy (wewnątrz i na zewnątrz budynku). Towarzyszący wzrostowi temperatury otoczenia niewielki (5%) spadek czasu ruchu tłoczyska świadczy o braku wrażliwości na warunki cieplne towarzyszące rozprzestrzenianiu się pożarowi. Procedury powinny zatem uwzględniać istotny wpływ warunków środowiskowych towarzyszących normalnym i wynikającym z sytuacji kryzysowych warunkom pracy.

LITERATURA

1. **Mizieliński B.** (1999), *Systemy oddymiania budynków*, WNT, Warszawa
2. **Filip J.** (2009), *Rewa oddymianie*. *Pneumatyka* nr 3, 13÷15.
3. **Kozioł S., Matecki K., Matras E., Samborski T.** (2009), Pneumatyczne poduszki podnoszące – badanie odporności na przebicie. *Pneumatyka* nr 3, 6÷9.
4. **Kozioł S., Matecki K., Samborski T.** (2010), Techniczny system badań hydraulicznych narzędzi ratowniczych, *Problemy Eksploatacji*, nr 1, 155÷165
5. **Samborski T., Kozioł S., Zbrowski A., Stępień P.** (2011), Koncepcja modelowego systemu do badań napędów elektromechanicznych. *Problemy Eksploatacji* nr 4, 135-148
6. **Samborski T., Zbrowski A., Kozioł S.** (2012), Modelowy system do badań napędów elektromechanicznych, *Technologia i Automatyka Montażu* nr 2, 31 – 36.
7. **Sawicki J.** (2007), Wytyczne sterowania urządzeniami przeciwpożarowymi, *Bezpieczeństwo i Technika Pożarnicza* nr1
8. **Zbrowski A., Samborski T.** (2010), Systemy techniczne wspomagające bezpieczeństwo obiektów i procesów technicznych, jako czynnik zmniejszenia skutków i katastrof przemysłowych, *Bezpieczeństwo i Technika Pożarnicza. Safety & Fire Technique*, Nr 3, 123 – 130

EXPERIMENTAL TESTS FOR PNEUMATIC CYLINDERS IN CHANGEABLE TEMPERATURES

Abstract: The article presents experimental tests carried out for pneumatic cylinders in ventilation and smoke extraction systems. The determined characteristics (i.e. power, shift, supply pressure as a function of time) allow the assessment of the applicability of such cylinders in drive systems of flaps and windows used in fire protection systems. An original test stand enabling the determination of work characteristics of linear and rotational drives in changeable temperatures was used.

Pracę wykonano w ramach realizacji Projektu Strategicznego POIG.01.01.02-14-03/09 UE/NCBiR „Innowacyjne systemy wspomagania technicznego zrównoważonego rozwoju gospodarki”.

Współczynnik wymiarowy K_v w doborze elementów pneumatycznych.

Szymon GRZYMEK *, Tomasz KICZKOWIAK **

sgrymek@pg.gda.pl, tomasz.kiczковиak@tu.koszalin.pl

* Katedra Konstrukcji Maszyn i Pojazdów, Politechnika Gdańska, ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

** Zakład Napędów i Sterowań, ITiE, Politechnika Koszalińska, ul. Śniadeckich 2, 75-453 Koszalin

Streszczenie: Znanych jest wiele sposobów opisu właściwości przepływowych elementów pneumatycznych. Jednym z nich jest podanie wartości współczynnika wymiarowego K_v zdefiniowanego w normie PN-83/M-74201 (1983). W niniejszej pracy przedstawiono możliwe różnice między wartością przewidywaną a wartością uzyskaną strumienia powietrza przepływającego przez element pneumatyczny w sytuacji, gdy podstawą doboru tego elementu z katalogu była znana dla niego wartość współczynnika wymiarowego K_v .

1. WSTĘP

Cechami charakterystycznymi napędu pneumatycznego są: nieskomplikowana konstrukcja, względnie duże prędkości osiągane przez elementy robocze oraz łatwość realizacji ruchów prostoliniowych. Z tego względu znajdują one szerokie zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu.

Jednym z istotnych etapów projektowania układu pneumatycznego jest dobór gotowych elementów, wchodzących w skład tego układu, z katalogów ich producentów. W przypadku wielu elementów pneumatycznych (przykładowo, zawory rozdzielające, regulacyjne, zwrotne, tłumiki hałasu, przewody) głównym kryterium doboru są ich właściwości przepływowe. Właściwości te mogą być przedstawione graficznie w postaci charakterystyk przepływowych albo jako wartości jednej bądź wielu wielkości (tak zwanych współczynników przepływu), które określają oporność pneumatyczną elementu.

Jednym ze współczynników przepływu chętnie do dziś stosowanych jest współczynnik wymiarowy K_v zdefiniowany w nieobowiązującej już normie PN-83/M-74201 (1983), którą zastąpiła norma PN-EN 1074 (2002). Jego odpowiednikiem wyrażonym w anglosaskim systemie miar jest współczynnik C_v opisany w ANSI/(NFPA) T3.21.3 (1990). Mimo swojej popularności i powszechności stosowania należy podkreślić, że oba te współczynniki niosą ubogą informację o rzeczywistych właściwościach przepływowych elementu pneumatycznego (Berninger, 2002, Grymek, 2012). Ich wykorzystanie w projektowaniu układu pneumatycznego może skutkować dobraniem elementów o niedostatecznych właściwościach przepływowych, to znaczy takich, które nie zapewnią uzyskania wymaganych osiągnięć układu.

Realizując niniejszą pracę postawiono sobie dwa cele:

- zachęcenie projektantów układów pneumatycznych do stosowania w procesie syntezy układu z nowszych i doskonalszych modeli strumienia powietrza;
- uzmysłowienie ryzyka doboru elementu pneumatycznego o niewystarczających właściwościach przepływowych w sytuacji doboru zamiennika elementu o znanej wartości K_v ; w tym przypadku pomocne mogą okazać się procedury doboru zaproponowane przez Kiczковиaka (2009) czy przez Grymka (2012).

2. MODELE STRUMIENIA POWIETRZA

W analizach przeprowadzonych na potrzeby niniejszej pracy wykorzystano trzy modele strumienia powietrza.

Pierwszy z nich opisany jest w normie PN-83/M-74201 (1983) i umożliwia wyliczenie wartości strumienia objętości powietrza przepływającego w określonych warunkach przez element pneumatyczny o znanej wartości współczynnika wymiarowego K_v .

Drugi, opisany w normie PN-EN 60534 (2001), jest rozwinięciem pierwszego. Umożliwia on wyliczenie wartości strumienia objętości powietrza przepływającego w określonych warunkach przez element pneumatyczny o znanych wartościach: współczynnika wymiarowego K_v oraz współczynnika względnego spadku ciśnienia x_T .

Trzecim z modeli jest ten opisany w normie ISO 6953 (2000), który umożliwia wyliczenie wartości strumienia masy powietrza przepływającego w określonych warunkach przez element pneumatyczny o znanych wartościach: przewodności dźwiękowej C , krytycznego stosunku ciśnień b , indeksu ekspansji m oraz czopującego stosunku ciśnień a .

2.1. Model opisany w normie PN-83/M-74201

Współczynnik wymiarowy K_v został wprowadzony w 1944 roku przez firmę Masoneilan, lecz dopiero po osiemnastu latach jego definicja i metodyka pomiaru zostały opisane w dokumencie o randze normy – VID/VDE 2173 (1962). Obecnie K_v jest rozumiany jako takie objętościowe natężenie przepływu cieczy o gęstości $\rho_d = 1000 \text{ kg/m}^3$ i lepkości kinematycznej $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, która, przepływając przez element, wywołuje stratę ciśnienia $\Delta p_d = 100\,000 \text{ Pa}$.

Mimo, że współczynnik wymiarowy K_v został zdefiniowany dla płynu nieściśliwego, może być on wykorzystywany również w przypadku przepływu gazów, przykładowo tak jak opisano w normie PN-83/M-74201 (1983).

Zakładając, że p_1 i p_2 to absolutne ciśnienia statyczne odpowiednio na wlocie do i wylocie z elementu pneumatycznego można zdefiniować n jako:

$$\eta = \frac{p_2}{p_1} \quad (1)$$

Przyjmując definicyjne wartości: gęstości ρ_d oraz spadku ciśnienia Δp_d opisaną w normie PN-83/M-74201 (1983) formułę umożliwiającą określenie wartości strumienia objętości powietrza przepływającego w określonych warunkach przez element pneumatyczny o znanej wartości K_v można przekształcić do formuły umożliwiającej obliczenie równoważnego strumienia masy gazu:

$$\dot{m}_x = \frac{K_v}{20} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T \cdot R}} \cdot Y(\eta) \quad (2)$$

gdzie: T to temperatura gazu na wlocie do elementu, R to indywidualna stała gazowa, a $Y(\eta)$ to funkcja ekspansji zdefiniowana jako:

$$Y(\eta) = \begin{cases} 1 & \text{gd } \eta \leq 0,5 \\ 2 \cdot \sqrt{\eta \cdot (1-\eta)} & \text{gd } \eta > 0,5 \end{cases} \quad (3)$$

Istotnym w tym miejscu wydaje się przypomnienie, co wynika z metodyki pomiaru współczynnika wymiarowego K_v – wartość strumienia masy wyliczona ze wzoru (2) jest **na pewno** prawdziwa (zgodna z pomierzonym strumieniem masy dla tego elementu) jedynie dla pojedynczej wartości (bądź niewielkiego zakresu wartości) stosunku ciśnień n . W niniejszej pracy przyjęto, za Berningerem (2002) i za Grymkim (2012), $n = 0,98$.

2.2. Model opisany w normie PN-EN 60534

Opisaną w normie PN-EN 60534 (2001) formułę na strumień objętości gazu można przekształcić do równoważnej jej formuły na strumień masy gazu, identycznej jak w przypadku normy PN-83/M-74201 (1983) – wzoru (2). Oba modele różni jednak postać funkcji ekspansji $Y(\eta)$.

Norma PN-EN 60534 (2001), oprócz współczynnika wymiarowego K_v , definiuje współczynnik względnego spadku ciśnienia x_T . Analizując definicję x_T dla powietrza można przyjąć:

$$x_T = 1 - b \quad (4)$$

gdzie: b to krytyczny stosunek ciśnień w rozumieniu normy ISO 6358 (1989).

Wykorzystując wzór (4), funkcję ekspansji opisaną w normie PN-EN 60534 (2001) można (dla powietrza) przedstawić w postaci:

$$Y(\eta) = \begin{cases} \frac{4 \cdot \sqrt{1-b}}{3} & \text{gd } \eta \leq b \\ 2 \cdot \sqrt{1-\eta} \cdot \left(1 - \frac{1-\eta}{3 \cdot (1-b)}\right) & \text{gd } \eta > b \end{cases} \quad (5)$$

2.3. Model opisany w normie ISO 6953

Prażródłem modelu strumienia masy gazu opisanego w normie ISO 6953 (2000) była propozycja Sanville'a (1971) zastosowania aproksymacji eliptycznej Bendemanna do opisu zależności bezwymiarowego strumienia masy powietrza przepływającego przez zawór od stosunku ciśnień spiętrzenia oraz przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b .

Propozycja ta stała się podstawą (po zastąpieniu ciśnień spiętrzenia ciśnieniami statycznymi) obowiązującej obecnie normy międzynarodowej ISO 6358 (1989). Jej polskim odpowiednikiem jest norma PN-92/M-73763 (1992).

Obie wymienione normy prezentują formułę umożliwiającą wyliczenie wartości strumienia masy powietrza przepływającego w określonych warunkach przez element pneumatyczny o znanych wartościach C i b :

$$\dot{m}_x = C \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T}} \cdot \rho_N \cdot \sqrt{T_N} \cdot Y(\eta) \quad (6)$$

gdzie: T_N i ρ_N to odpowiednio temperatura i gęstość gazu w warunkach znormalizowanej atmosfery odniesienia ANR (PN-92/M-73703, 1992), a $Y(\eta)$ to funkcja ekspansji zdefiniowana jako:

$$Y(\eta) = \begin{cases} 1 & \text{gd } \eta \leq b \\ \sqrt{1 - \left(\frac{\eta-b}{1-b}\right)^2} & \text{gd } \eta > b \end{cases} \quad (7)$$

W 2000 roku wydano normę ISO 6953 (2000), która rozszerzyła model przyjęty w ISO 6358 (1989) o dwa para-metry: indeks ekspansji m i czopujący stosunek ciśnień a oraz zdefiniowała nową funkcję ekspansji o postaci:

$$Y(\eta) = \begin{cases} 1 & \text{gd } \eta \leq b \\ \left[1 - \left(\frac{\eta-b}{a-b}\right)^2\right]^m & \text{gd } \eta > b \end{cases} \quad (8)$$

Opis właściwości przepływowych elementu pneumatycznego proponowany w normie ISO 6953 (2000) wydaje się obecnie najdoskonalszym ze wszystkich znormalizowanych sposobów. Pośrednim dowodem tego jest fakt, że w tym samym kierunku zmierzają prace nad aktualizacją normy ISO 6358 (1989), przykładowo szkic normy między-narodowej ISO/DIS 6358 (2008).

3. BEZWYMIAROWY STRUMIEŃ POWIETRZA

Na potrzeby niniejszej pracy zdefiniowano bezwymiarowy strumień powietrza M jako:

$$M = \frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_x^x} \quad (9)$$

gdzie: $\dot{m}_x$ to strumień masy powietrza przepływającego przez element pneumatyczny, a $\dot{m}_x^x$ to strumień odniesienia wyznaczany ze wzorów (2) i (3) przy założeniu przepływu krytycznego ($n \leq 0,5$), dla referencyjnej wartości współczynnika wymiarowego K_v^x .

Wykorzystując zależność (2) i powyższą definicję strumienia odniesienia, wzór (9) można przekształcić do postaci:

$$M = \frac{K_v}{K_v^x} \cdot Y(\eta) \quad (10)$$

gdzie: $Y(\eta)$ to funkcja ekspansji opisana wzorem (3) bądź wzorem (5) zależnie, wedle której normy określono właściwości przepływowe elementu pneumatycznego.

Porównując strumień masy opisane wzorami (2) i (3) oraz (6) i (8) w punkcie $n = 0,98$ można znaleźć zależność wiążącą przewodność dźwiękową C i współczynnik wymiarowy K_v :

$$C=0,014 \cdot \frac{K_v}{\rho_N \cdot \sqrt{T_N} \cdot R} \cdot \left[1 - \left(\frac{0,98 \cdot b}{a} \right)^2 \right]^m \quad (11)$$

Z analizy wzoru (11) wynika, że dla stałej wartości K_v wartość C może być różna, zależnie od wartości b, m i a . Dla maksymalnych wartości b i a oraz minimalnej wartości m wartość C jest minimalna; maksimum osiąga dla minimalnych wartości b i a oraz maksymalnej wartości m .

Tab. 1. Zakresy zmienności wartości współczynników b, m i a

WSPÓŁCZYNNIK	MIN	MAX
krytyczny stosunek ciśnień b	0,00	0,60
indeks ekspansji m	0,45	1,00
czopujący stosunek ciśnień a	1,00	1,00

Przyjęte w dalszych obliczeniach minimalne i maksymalne wartości wspomnianych współczynników zestawiono w tabeli 1. Przy ich określeniu skorzystano z szerokiej analizy wykonanej przez Grymka (2012) oraz danych pomiarowych opublikowanych przez Jungonga i innych (2008). Warto nadmienić, że przyjęte zakresy zmienności wartości współczynników obejmują zdecydowaną większość rzeczywistych elementów pneumatycznych, lecz nie wszystkie. Również przyjęcie stałej wartości $a = 1$ wynika z faktu, że inne wartości pojawiają się sporadycznie.

Znajomość zależności (11) w połączeniu z formułą (6) pozwala w jeszcze jeden sposób wyrazić bezwymiarowy strumień powietrza:

$$M=0,28 \cdot \frac{K_v}{K_v^x} \cdot \left[1 - \left(\frac{0,98 \cdot b}{a} \right)^2 \right]^m \cdot Y(\eta) \quad (12)$$

gdzie: $Y(\eta)$ to funkcja ekspansji opisana wzorem (8).

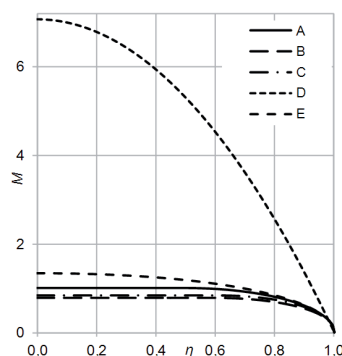
Na rysunku 1 przedstawiono obliczone charakterystyki przepływowe, rozumiane jako przebiegi wartości bezwymiarowego strumienia powietrza M w funkcji stosunku ciśnień statycznych n , dla dwóch hipotetycznych elementów pneumatycznych i trzech sposobów opisu właściwości przepływowych każdego z nich – według: PN-83/M-74201 (1983), PN-EN 60534 (2001) i ISO 6953 (2000). Oba elementy charakteryzują się tymi samymi wartościami współczynnika wymiarowego $K_v = K_v^x$ i czopującego stosunku ciśnień $a = 1,0$, lecz różnymi wartościami krytycznego stosunku ciśnień b i indeksu ekspansji m .

Przebieg A (Rys. 1) wynika ze wzoru (10) i funkcji ekspansji (3). Przedstawia on dwie identyczne dla obu elementów pneumatycznych charakterystyki przepływowe, które wyobrażamy sobie wykorzystując w obliczeniach projektowych współczynnik wymiarowy K_v oraz formułę (2) wynikającą z normy PN-83/M-74201.

Przebiegi B i D (Rys. 1) wynikają ze wzoru (12). Ze względu na wysoką zgodność modelu opisanego w normie ISO 6953 (2000) – wzory (6) i (8) – z rzeczywistymi charakterystykami

przepływowymi elementów pneumatycznych w niniejszej pracy przyjęto przebiegi wyznaczone ze wzoru (12) nazywać charakterystykami rzeczywistymi. Przebieg B został wyznaczony dla elementu I o maksymalnej (Tab. 1) wartości $b = 0,60$ i minimalnej wartości $m = 0,45$. Przedstawia on charakterystykę przepływową elementu pneumatycznego o najgorszych możliwych, w przedziale $0 < n < 0,98$, właściwościach przepływowych przy identycznej wartości K_v . Przebieg D prezentuje charakterystykę elementu II o minimalnej wartości $b = 0,00$ i maksymalnej wartości $m = 1,00$, elementu o najlepszych możliwych właściwościach przepływowych przy identycznej wartości K_v . Wynika z tego, że charakterystyka przepływowa każdego elementu pneumatycznego o danym K_v musi leżeć pomiędzy charakterystykami granicznymi B i D.

Przebiegi C i E (Rys. 1) wynikają ze wzoru (10) i funkcji ekspansji (5). Przedstawiają one charakterystyki przepływowe, odpowiednio elementów I i II, które wyobrażamy sobie wykorzystując w obliczeniach projektowych współczynniki K_v i x_v , czyli model strumienia gazu opisany w normie PN-EN 60534 (2001).



Rys. 1. Charakterystyki przepływowe różnych elementów o tej samej wartości współczynnika wymiarowego K_v
A – elementy I i II wg PN-83/M-74201
B – element I wg ISO 6953 – $b = 0,6$; $m = 0,45$
C – element I wg PN-EN 60534 – $b = 0,6$
D – element II wg ISO 6953 – $b = 0,0$; $m = 1,0$
E – element II wg PN-EN 60534 $b = 0,0$

W tabeli 2 zestawiono wartości względnego bezwymiarowego strumienia powietrza zdefiniowanego formułą:

$$W = \frac{M(\eta)}{M_R(\eta)} \cdot 100\% \quad (13)$$

gdzie: $M_R(\eta)$ to strumień odniesienia.

Tab. 2. Względny bezwymiarowy strumień powietrza

PRZEBIEG	B	C	D	E
$W(0,00)$	79,8%	84,3%	707,1%	133,3%
$W(0,60)$	81,5%	86,1%	461,9%	111,9%
$W(0,90)$	91,7%	96,6%	223,9%	101,9%
$W(0,98)$	100,0%	99,3%	100,0%	100,3%
$W(0,99)$	103,6%	99,7%	70,7%	100,2%

Wydaje się, że to zestawienie w sposób bardziej czytelny ilustruje wielkości różnic we właściwościach przepływowych elementów o tej samej wartości współczynnika wymiarowego K_v . Przy wyliczaniu poszczególnych wartości W strumieniem odniesienia M_R jest strumień M wyliczany ze wzorów (10) oraz (3) dla $K_v = K_v^x$. Odpowiada mu przebieg A na rysunku 1.

Z analizy tabeli 2 wynika (wartość 100%), że przebiegi A, B i D przecinają się w jednym punkcie $M(0,98) = 0,28$. Jest tak w przypadku wszystkich charakterystyk wyznaczonych ze wzorów (10) i (3) bądź ze wzoru (12). Za to przez ten punkt charakterystyczny nie przechodzą przebiegi C i E. Jest to efektem słabości założenia (4), które wynika z definicji b i x_T , ale nie znajduje pełnego potwierdzenia w metodyce pomiarowej opisanej w normie PN-EN 60534 (2001). Z tejże metodyki wynika również, że utożsamianie współczynników wymiarowych K_v opisanych w PN-83/M-74201 (1983) i PN-EN 60534 (2001) – wartości K_v wyznaczone dla tego samego elementu wedle tychże norm różnią się około 1%. Szersze omówienie tego problemu można znaleźć u Grymka (2012).

4. DOBÓR ELEMENTU PNEUMATYCZNEGO

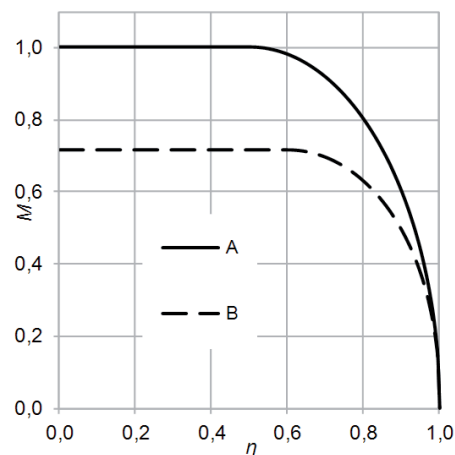
Dobierając element pneumatyczny z katalogu spodziewamy się, że właściwości przepływowe tego elementu nie będą gorsze od wymaganych. Skąd się biorą owe oczekiwania? Są konsekwencją wymagań stawianych całemu układowi pneumatycznemu, a ich określenie ilościowe wynika z przyjętego w obliczeniach projektowych modelu strumienia gazu.

Jeżeli parametry przyjętego w obliczeniach modelu niosą ubogą informację o właściwościach przepływowych elementu pneumatycznego, to jego dobór może zakończyć się niepowodzeniem. Taka sytuacja może mieć miejsce, gdy w obliczeniach wykorzystamy model opisany w normie PN-83/M-74201 (1983), a doboru dokonamy wykorzystując znajomość wartości współczynnika wymiarowego K_v .

4.1. Przykład obliczeniowy I

Załóżmy, że istniała potrzeba dobrania elementu pneumatycznego, przez który dla stosunku ciśnień $n \leq 0,5$ przepływać miał strumień masy powietrza nie mniejszy od . Zastosowanie w obliczeniach modelu opisanego w normie PN-83/M-74201 doprowadziło do wyznaczenia wymaganej wartości $K_v = K_v^x$. Wynika z tego, że w obliczeniach założono wymaganą charakterystykę przepływową odpowiadającą przebiegowi A na rysunku 2.

Norma VID/VE 2173 (1962) określa, że dla danego elementu pneumatycznego katalogowa wartość współczynnika wymiarowego K_v nie może się różnić więcej jak $\pm 10\%$ od wartości rzeczywistej. Wykorzystanie znajomości wartości K_v może w najgorszym przypadku doprowadzić do dobrania elementu pneumatycznego, którego charakterystykę przepływową reprezentuje przebieg B na rysunku 2. Jest to element o wartości K_v równej 90% wartości katalogowej, $b = 0,6$ i $m = 0,45$.



Rys. 2. Charakterystyki przepływowe elementów: (przykłady I i II, model wg PN-83/M-74201)
A – modelowa (założona w obliczeniach),
B – rzeczywista dobrego elementu.

Zastosowanie we wspomnianych obliczeniach modelu opisanego w normie PN-EN 60534 (2001) prowadzi do wyznaczenia wartości dwóch współczynników: K_v i x_T . Chcąc powiązać je z wartością wyznaczoną w poprzednich obliczeniach należy rozpatrzyć dwa przypadki:

- przewidywana wartość $x_T \leq 0,5$ ($b \geq 0,5$);
- przewidywana wartość $x_T > 0,5$ ($b < 0,5$).

W pierwszym przypadku wystarczy porównać strumień masy wyznaczone ze wzorów (2), (3) i (5) dla przepływu krytycznego w rozumieniu obu modeli:

$$\frac{K_v^x}{20} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T} \cdot R} = \frac{K_v}{20} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T} \cdot R} \cdot \frac{4 \cdot \sqrt{1-b}}{3}$$

W drugim przypadku, dzięki wypukłości i monotoniczności charakterystyk przepływowych, aby spełnić warunki zadania wystarczy porównać strumień masy wyznaczone: ze wzorów (2) i (3) w zakresie przepływu krytycznego oraz (2) i (5) w zakresie przepływu podkrytycznego dla $n = 0,5$:

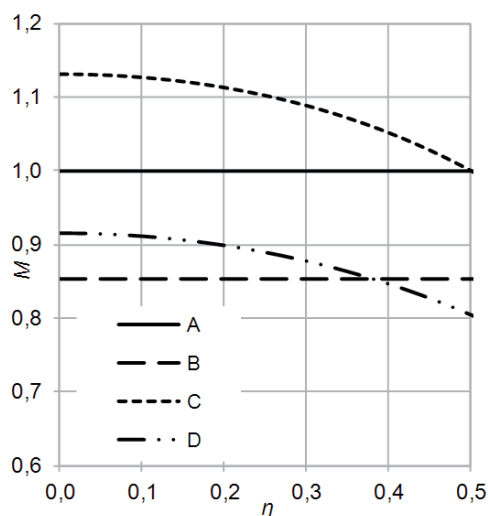
$$\frac{K_v^x}{20} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T} \cdot R} = \frac{K_v}{20} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T} \cdot R} \cdot 2 \cdot \sqrt{0,5} \cdot \left(1 - \frac{0,5}{3 \cdot (1-b)}\right)$$

Ostatecznie, po uproszczeniu i przekształceniu, daje to:

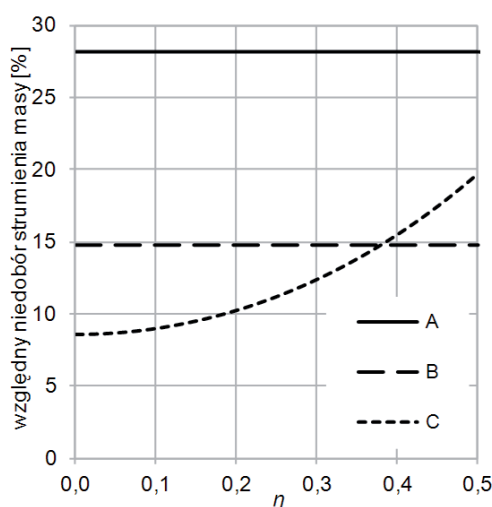
$$K_v = K_v^x \cdot \begin{cases} \frac{3}{4 \cdot \sqrt{1-b}} & \text{gdy } b \geq 0,5 \\ \frac{3}{\sqrt{18 \cdot (1-b)} - \sqrt{0,5}} & \text{gdy } b < 0,5 \end{cases} \quad (14)$$

Ze związku (14) wynika, że istnieje wiele elementów pneumatycznych spełniających warunki zadania. Przyjmując graniczne wartości krytycznego stosunku ciśnień b można wskazać dwa z nich o parametrach: $K_v \approx 1,186 \cdot K_v^x$ i $x_T = 0,4$ oraz $K_v \approx 0,849 \cdot K_v^x$ i $x_T = 1,0$. Ich teoretyczne charakterystyki przepływowe (przedstawione w zakresie zadania dla $n \leq 0,5$) to odpowiednio przebiegi A i C na rysunku 3. Przebiegi B i D (Rys. 3) przedstawiają fragmenty rzeczywistych charakterystyk

przepływowych dobranych elementów. Są to elementy o obniżonej o 10% wartości K_V i wartości $m = 0,45$.



Rys. 3. Charakterystyki przepływowe elementów: (przykład I, model wg PN-EN 60534)
 A – modelowa elementu I ($b = 0,6$),
 B – rzeczywista dobranego elementu I
 C – modelowa elementu II ($b = 0,0$),
 D – rzeczywista dobranego elementu II.



Rys. 4. Względny niedobór strumienia masy (przykład I):
 A – element dobrany wg PN-83/M-74201,
 B – element I dobrany wg PN-EN 60534,
 C – element II dobrany wg PN-EN 60534.

Wszystkie trzybrane dotychczas elementy pneumatyczne (jeden z wykorzystaniem normy PN-83/M-74201 oraz dwa z wykorzystaniem normy PN-EN 60534) formalnie spełniają wymagania postawione w zadaniu (dla $n \leq 0,5$ konieczne jest $m \geq m^*$). Jednak w rzeczywistości ich właściwości przepływowe są niewystarczające.

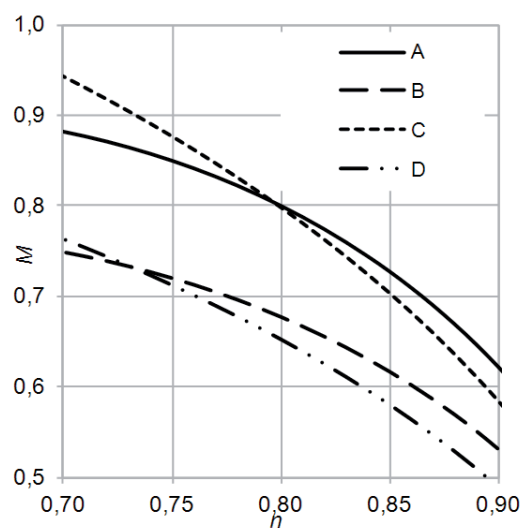
Na podstawie danych przedstawionych na rysunkach 2 i 3 można wyliczyć względny niedobór strumienia masy wynikający z dobrania elementów o możliwie najgorszych właściwościach przepływowych. Jest on rozumiany jako względna różnica pomiędzy wymaganą w zadaniu wartością strumienia masy a możliwą do uzyskania w dobranym elemencie. Jego przebiegi dla poszczególnych elementów przedstawiono na rysunku 4. Przebiegi A i B mają stałą wartość – odpowiednio 28,2% i 14,8%. Minimalna wartość dla przebiegu C to 8,6%, a maksymalna to 19,7%.

4.2. Przykład obliczeniowy II

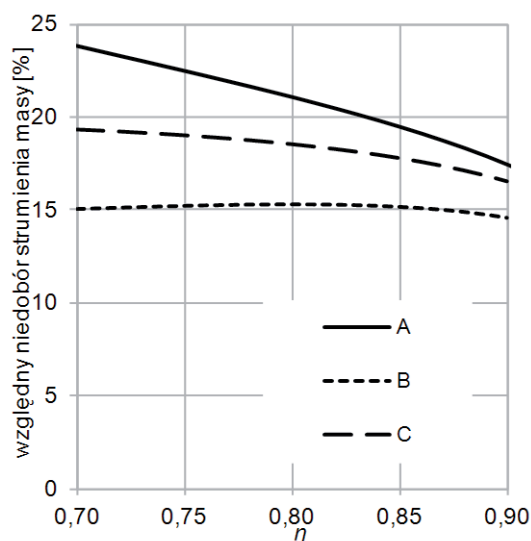
Niech wymagane będzie, że dla stosunku ciśnień $n = 0,8$ strumień masy powietrza nie powinien być mniejszy od m^* . Podobnie jak w przykładzie I zastosowanie w obliczeniach modelu opisanego w normie PN-83/M-74201 (1983) prowadzi do wyznaczenia wymaganej wartości $K_V =$ (przebieg A, Rys. 2) i doboru, w najgorszym przypadku, elementu o charakterystyce przepływowej B (Rys. 2).

Powiązanie wyznaczonej wartości z parametrami znanymi z normy PN-EN 60534 (2001) polega na porównaniu w zakresie przepływu krytycznego strumienia masy wynikających ze wzorów (2) i (3) oraz (2) i (5) $n = 0,8$. W efekcie otrzymuje się związek:

$$K_V = K_V^* \cdot \frac{3 \cdot (1 - b)}{\sqrt{11,25 \cdot (1 - b) - 0,05}} \quad (15)$$



Rys. 5. Charakterystyki przepływowe elementów: (przykład II, model wg PN-EN 60534)
 A – modelowa elementu I ($b = 0,6$),
 B – rzeczywista dobranego elementu I
 C – modelowa elementu II ($b = 0,0$),
 D – rzeczywista dobranego elementu II.



Rys. 6. Względny niedobór strumienia masy (przykład II):
 A – element dobrany wg PN-83/M-74201,
 B – element I dobrany wg PN-EN 60534,
 C – element II dobrany wg PN-EN 60534.

Wykorzystując zależność (15), dla granicznych wartości b można wskazać dwa elementy pneumatyczne charakteryzujące się: $K_v \approx 1,073 \cdot K_v^x$ i $x_T = 0,4$ oraz $K_v \approx 0,958 \cdot K_v^x$ i $x_T = 1,0$. Fragmenty ich teoretycznych charakterystyk przepływowych (wokół punktu $n = 0,8$) przedstawiono na rysunku 5 (przebiegi A i C). Przebiegi B i D (Rys. 5) to charakterystyki rzeczywiste dobranych tak jak poprzednio elementów.

Na podstawie przebiegów przedstawionych na rysunkach 2 i 5 określono względny niedobór strumienia masy wynikający z dobrania elementów o możliwie najgorszych właściwościach przepływowych (Rys. 6). Dla wartości $n = 0,8$ z przebiegu A można odczytać wartość 21,1%, z B wartość 15,3%, a z C wartość 18,5%.

5. KOMENTARZ DO WYNIKÓW OBLICZEŃ

Przystępując do analizy uzyskanych wyników obliczeń należy pamiętać, że:

- większość procedur projektowych podczas doboru elementu zaleca zwiększyć wartość współczynnika K_v o 25% do 30% ze względu na różne czynniki nieuwzględnione w obliczeniach;
- normy definiujące współczynnik wymiarowy K_v , zarówno PN-83/M-74201 (1983), jak i PN-EN 60534 (2001), nie mówią o wszystkich elementach pneumatycznych, lecz jedynie o zaworach regulacyjnych;
- norma VID/VDE 2173 (1962), która dopuszcza dziesięcioprocentową różnicę wartości katalogowej i rzeczywistej K_v została przyjęta ponad 50 lat temu;
- dobór elementu pneumatycznego o nadmiernie dobrych właściwościach przepływowych również należy uznać za niewłaściwy.

Przebiegi wartości względnego niedoboru strumienia masy przedstawione na rysunkach 4 i 6, a będące efektem wykorzystania modelu opisanego w PN-83/M-74201 (1983) mogą być zaskoczeniem. Z pewnością rodzi pytanie, jak z powodzeniem stosowano go przez tyle lat, a często nadal stosuje? Odpowiedź na nie jest dość złożona.

Ze wzoru (12) wynika, że wzrost wartości współczynnika wymiarowego K_v w sposób liniowy wpływa na wartość bezwymiarowego strumienia powietrza przepływającego przez dobrany element pneumatyczny. Gdyby całe zalecane przy doborze trzydziestoprocentowe zwiększenie wartości K_v pokryło niedoskonałość modelu z PN-83/M-74201 (rysunki 4 i 6), problem byłby rozwiązany. Niestety, istnieją również inne czynniki, na wpływ których musi wystarczyć tej nadwyżki.

Analizując przebiegi na rysunkach 1, 2, 3 i 5 można zauważyć, że zmiana wartości indeksu ekspansji m o wiele intensywniej wpływa na charakterystykę przepływową niż krytyczny stosunek ciśnień b . Założenie, że jego minimalna wartość wynosi $m = 0,45$ jest główną przyczyną dużych wartości niedoboru strumienia masy. Jeżeli weźmie się pod uwagę, że obie normy definiujące K_v dotyczą zaworów, dobór elementu o tak niskiej wartości m jest możliwy, ale nie częsty. Dla przebadanych przez Jungonga i innych (2008) zaworów pneumatycznych średnia wartość indeksu ekspansji wynosiła $m = 0,52$.

W obliczeniach, których wyniki przedstawiono na rysunkach 2, 3 i 5 założono, że dobrany element pneumatyczny ma o 10% niższe od wartości katalogowej. Założenie to oparto na informacjach zawartych w ponadpięćdziesięcioletniej normie VID/VDE 2173 (1962). Biorąc pod uwagę ciągły postęp techniczny możliwym wydaje się znaczne zmniejszenie tej różnicy. Przełoży się to wprost na zmniejszenie niedoboru strumienia masy (Rys. 4 i 5).

Na podstawie dotychczasowej analizy uzasadnionym wydaje się stwierdzenie, że w zdecydowanej większości przypadków zastosowanie modelu opisanego w normie PN 83/M-74201 nie grozi dobraniem elementu o niedostatecznych właściwościach przepływowych. Czy zatem warto stosować doskonalszy model opisany w PN-EN 60534? Na pewno jego zastosowanie w bardziej (Rys. 4) lub mniej (Rys. 6) istotny sposób zmniejsza (w porównaniu do poprzedniego modelu) niebezpieczeństwo dobrania elementu pneumatycznego o niedostatecznych właściwościach przepływowych. Małeje również możliwość dobrania elementu o nadmiernie dobrych właściwościach przepływowych (przebiegi A, E i D, Rys. 1).

LITERATURA

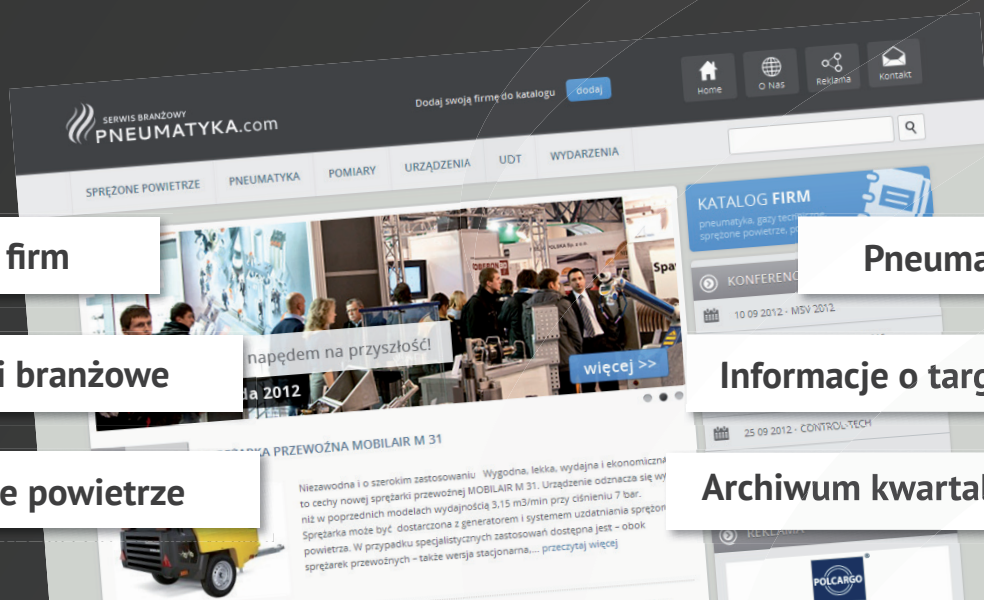
1. ANSI/(NFPA) T3.21.3 (1990), *Pneumatic fluid power. Flow rating test procedure and reporting method for fixed orifice components.*
2. **Berninger J. F.** (2002), *Comparing ISO sonic flow to ANSI CV in pneumatic directional control valves.* Proceedings of 49th National Conference on Fluid Power, Las Vegas, USA.
3. **Grymek Sz.** (2012), *Modele strumienia powietrza w pneumatyce*, Monografia nr 129, Wydaw. PG, Gdańsk.
4. ISO 6358 (1989), *Pneumatic fluid power. Components using compressible fluids. Determination of flow-rate characteristics.*
5. ISO 6953 (2000), *Pneumatic fluid power. Compressed air pressure regulators and filter-regulators.*
6. ISO/DIS 6358 (2008), *Pneumatic fluid power. Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids.*
7. **Jungong M., Juan C., Ke Z., Senoo M.** (2008), *Flow-rate characteristics parameters of pneumatic component*, Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics Qingdao, China.
8. **Kiczowski T.** (2009), *Selection of pneumatic control valves from catalogues.* Journal of Mechanical Science and Technology 23 2009.
9. PN-83/M-74201 (1983), *Armatura przemysłowa. Zawory regulujące. Wymagania i badania.*
10. PN-92/M-73703 (1992), *Napędy i sterowanie pneumatyczne. Elementy pneumatyczne. Znormalizowana atmosfera odniesienia.*
11. PN-92/M-73763 (1992), *Napędy i sterowanie pneumatyczne. Elementy pneumatyczne. Wyznaczanie parametrów przepływowych.*
12. PN-EN 1074 (2002), *Armatura wodociągowa. Wymagania użytkowe i badania sprawdzające.*
13. PN-EN 60534 (2001), *Przemysłowe zawory regulacyjne.*
14. **Sanville F.E.** (1971), *A new method of specifying the flow capacity of pneumatic fluid power valves.* Hydr. Pneum. Power 17.
15. VID/VDE 2173 (1962), *Richtlinien: Strömungstechnische Kenngrößen von Stellventilen und deren Bestimmung.*

FLOW FACTOR K_v IN THE SELECTION OF PNEUMATIC ELEMENTS

Abstract: There are many methods to describe the flow properties of pneumatic elements. One of them is to provide a value of the flow factor K_v defined in the standard PN-83/M-74201 (1983). In this paper possible differences between the expected value of the air stream passing through the pneumatic element and the obtained one are presented. These differences are caused by the application of the flow factor K_v for the selection of this element from a catalogue.



Ugruntowana pozycja portalu daje Państwu możliwość dotarcia za jego pośrednictwem do osób mających wpływ na proces zakupów produktów z rynku **pneumatyki, sterowania i oprzyrządowania.**



Katalog firm

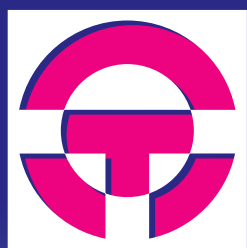
Pneumatyka i sterowanie

Nowości branżowe

Informacje o targach i szkoleniach

Sprężone powietrze

Archiwum kwartalnika **Pneumatyka**



HPS

Międzynarodowe Targi
Hydrauliki, Pneumatyki,
Sterowania i Napędów

X Jubileuszowe

21-23.10.2014

Katowice, ul. Bytkowska 1B

Seminarium naukowo-techniczne
„20 lat Targów HPS – istotnym czynnikiem
rozwoju technologii i rynku techniki płynowej”

Pump Up Your business
Dołącz do profesjonalistów z branży!
www.hps.fairexpo.pl



Centrum Targowe FairExpo Sp. z o.o.
ul. Bytkowska 1B, 40-955 Katowice
tel. (+48) 664 080 290, (+48 32) 728 15 06
hps@fairexpo.pl

Patronat Honorowy



cetop

