

Pneumatyka

magazyn.pneumatyka.com

2 (83) 2012

kwartalnik

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323



Driven By Efficiency str. 6

**Pomiar efektywnego czasu
pracy sprężarki** str. 8

Konserwacja sprężarek str. 11

Sprężone powietrze w lakiernictwie str. 20

Pneumaticon 2012

**Zwiększenie wydajność systemów produkcji
sprężonego powietrza** str. 22

**Hamulce działające na zasadzie
sprężonego powietrza** str. 14



13 – 15 listopada 2012

WSPOMAGANIE PROCESÓW PRZEMYSŁOWYCH

Spotkajmy się na targach w Sosnowcu!

Targi Hydrauliki,
Automatyki i Pneumatyki



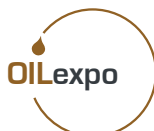
www.hapexpo.pl

Targi Robotyzacji
i Automatyzacji w Przemśle



www.robotshow.pl

Targi Olejów, Smarów i Płynów
Technologicznych dla Przemysłu



www.oilexpo.pl

Targi Przemysłu
Tworzyw Sztucznych



www.rubplast.pl

tereny targowe: Expo Silesia Sp. z o.o., ul. Braci Mieroszewskich 124, 41-219 Sosnowiec

HAPexpo oraz ROBOTshow:
Agnieszka Gawędzka – Menedżer Projektu
tel. 32 788 75 11, fax: 32 788 75 25
tel. kom. 515 030 324
e-mail: agnieszka.gawedzka@exposilesia.pl

expoSilesia
Sosnowiec

OILexpo oraz RubPlast EXPO:
Tomasz Wącirz – Menedżer Projektu
tel. 32 788 75 37, fax 32 788 75 25
tel. kom. 515 031 683
e-mail: tomasz.wacirz@exposilesia.pl

Drodzy Czytelnicy,

Z wielką przyjemnością oddajemy w Państwa ręce kolejny numer kwartalnika Pneumatyka. Ostatni czas to dla nas okres zmian. Wraz ze zmianą redaktora naczelnego pojawiło się wiele nowych pomysłów, które wdrażamy i wdrażać będziemy w najbliższym czasie, a które, mamy nadzieję, wpłyną pozytywnie na odbiór oferowanych przez nas treści.

Jedną ze zmian, widoczną na pierwszy rzut oka, jest nowa szata graficzna magazynu. Posunięcie to było podyktowane naszym głębokim przekonaniem, że troszczyć o jakość publikowanych na naszych łamach tekstów musi towarzyszyć dbałość o estetykę periodyku. Mamy nadzieję, że ta zmiana przypadnie Państwu do gustu i że docenią Państwo przejrzystość nowego sposobu umieszczania publikacji.

Niniejszy numer czasopisma zawiera artykuły oscylujące wokół niezwykle istotnych wydarzeń w branży. Doskonale przecież wiemy, jak ważną rolę odgrywają targi i konferencje dla przemysłu. Oprócz tego, że dają możliwość zaprezentowania i sprzedania swoich produktów, nawiązania nowych znajomości oraz odświeżenia relacji z aktualnymi współpracownikami, pomagają także wymieniać się doświadczeniami. Pomagają nadążać za zmianami. Dlatego też, na tegorocznych targach Pneumaticon zorganizowaliśmy konferencję na temat zwiększenia wydajności systemów produkcji sprężonego powietrza, którą poprowadził prof. Łukasz Węsierski. Szerzej na ten temat można przeczytać w dalszej części magazynu. Zachęcamy także do zapoznania się z publikacjami zamieszczonymi w aktualnym numerze, a które są następstwem naszej obecności na konferencji Pneuma 2012. Jednocześnie, już dziś, zapraszamy Państwa na targi HAPexpo do Sosnowca a które odbędzie się 13 listopada tego roku. W tym miejscu pragniemy również zaprosić do odwiedzania naszego, także odświeżonego, portalu branżowego pneumatyka.com. Serwis ten zawiera informacje o najnowszych, innowacyjnych rozwiązaniach technologicznych dotyczących sprężonego powietrza. Portal jest pomocny zarówno przy codziennej obsłudze sprzężarek powietrza jak i przy podejmowaniu decyzji dotyczących modernizacji instalacji sprężonego powietrza czy zakupu nowych maszyn. Jest on także formą utrzymywania stałej współpracy pomiędzy producentem a klientem oraz udostępnia możliwość publikowania swoich koncepcji i rozwiązań. Na łamach serwisu znajdują także Państwo aktualne wydanie magazynu Pneumatyka w wersji elektronicznej.

Dzisiejsze czasy to czasy zmian. Wymagają innowacyjności, nowych pomysłów i rozwiązań. Mamy nadzieję, że w takim właśnie kierunku zmierza nasze wydawnictwo. Jednocześnie nadal będziemy starać się tworzyć silną więź pomiędzy nauką a przemysłem. I w tej kwestii na pewno nic nie ulegnie zmianie.



Piotr Karcz
redaktor naczelny

SPIS TREŚCI

SPRĘŻARKI



6

Nowe sprężarki GA30+ - GA90 i GA37- 90VSD firmy Atlas Copco

Driven by efficiency to haste, pod którym kryją się najnowsze produkty firmy Atlas Copco. Aby zapewnić większą wydajność pracy sprężarki położono nacisk na udoskonalenie każdego pojedynczego elementu, zgodnie z przyjętą przez firmę zasadą, że „każda część ma znaczenie”. Nowe produkty mają za zadanie nie tylko poprawić efektywność, ale także obniżyć koszty energii.

8

Pomiar efektywnego czasu pracy sprężarki

Pomiar zużycia sprężonego powietrza pomaga zredukować koszty energii.

11

Konserwacja sprężarek

Długie i niezawodne działanie sprężarek jest możliwe, jeśli prowadzi się ich regularną konserwację i to przy zastosowaniu zaawansowanych technologii.



UZDATNIANIE SPRĘŻONEGO POWIETRZA



14

Hamulce działające na zasadzie sprężonego powietrza

Jak hamuje pociąg? Na pierwszy rzut oka mogłoby się wydawać, że wykonanie hamulca działającego na zasadzie sprężonego powietrza stanowi bardzo prostą sprawę. Jednak, ażeby wdrożyć system hamulcowy w pociągu, który miałby być skuteczny w razie uszkodzenia, należy zastosować układ trochę bardziej wyrafinowany, niż mogłoby się na pozór wydawać.

16

Konstrukcja dwu – stopniowego aerogeneratora z pionową osią obrotu ze wstępnym spiętrzaniem powietrza

Roman Kaczyński, Jarosław Szusta

21

Sprężone powietrze w lakiernictwie

Przełom XX i XXI wieku jest okresem szybkiego rozwoju i ciągłego udoskonalania wszelkich metod lakierowania powierzchniowego. Oprócz dostępu do nieprzebranej masy lakierów podkładowych, nawierzchniowych i baz najwyższej jakości, współczesne warsztaty lakiernicze dysponują najnowocześniejszym sprzętem począwszy od pistoletów lakierniczych, a skończywszy na wyrafinowanych konstrukcjach głowic do automatów.



KONFERENCJE



24

PNEUMATICON 2012

Zwiększenie wydajności systemów produkcji sprężonego powietrza

Podczas Targów Pneumaticon odbyła się kolejna konferencja organizowana przez Portal Pneumatyka.com oraz Czasopismo „Pneumatyka”. W nowoczesnej sali konferencyjnej mieszczącej się w głównym pawilonie wystawienniczym uczestnicy mogli wysłuchać referatów na temat innowacyjnych rozwiązań.

NAPĘDY I STEROWANIA PNEUMATYCZNE

26

Koncepcja energooszczędnego sterowania pozycyjnego i dobiegiem tłoka napędu pneumatycznego z wykorzystaniem szybkich zaworów przełączających

Maciej Kuczyński, Krzysztof Kukiełka

34

Wpływ obciążenia siłowego na dynamikę napędu pneumatycznego

Edward Maluszynski, Tomasz Kiczowski, Szymon Grymek

40

Układ sterowania filtra samoczyszczącego

Krzysztof Nieśpiałowski

46

System komunikacji bezprzewodowej w sterowaniu serwonapędów elektropneumatycznych

Sebastian Mazur, Ryszard Dindorf, Piotr Woś

52

Program komputerowy do wizualizacji działania liniowego napędu pneumatycznego

Aleksandra Domaszek, Tomasz Kiczowski

54

Modelowanie metodą Grafcop procedur sekwencyjnych z etapami czasowymi i implementacja równania schematowego w różnych realizacjach układu sterowania

Łukasz Dworzak, Tadeusz Mikulczyński

Pneumatyka
magazyn.pneumatyka.com

Redaktor naczelny
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 sprężarki z oferty firmy Atlas Copco. Redakcja nie odpowiada za treści zamieszczonych reklam.

magazyn.pneumatyka.com

Nowe sprężarki GA30+ - GA90 i GA37- 90VSD firmy Atlas Copco

Driven By Efficiency to hasło, pod którym kryją się najnowsze produkty firmy Atlas Copco. Aby zapewnić większą wydajność pracy sprężarki położono nacisk na udoskonalenie każdego pojedynczego elementu, zgodnie z przyjętą przez firmę zasadą, że „każda część ma znaczenie”. Nowe produkty mają za zadanie nie tylko poprawić efektywność, ale także obniżyć koszty energii.

GA30+ – GA90 i GA37–90VSD

Seria sprężarek GA 30+ do 90 VSD (VSD - sprężarki o zmiennej wydajności) ma zintegrowany silnik o zmiennej prędkości obrotowej, który zapewnia nawet do 30% oszczędności energii, przy jednoczesnym braku pracy sprężarki na biegu luzem. Sprężarki stałobrotowe GA 30+ – 75+ oferują najlepszą w branży sprawność i najlepszą w swojej klasie wydajność.

Sprężarki z zakresu GA 37– 90VSD wyposażone są w dedykowany napęd o zmiennej prędkości obrotowej (VSD), który dopasowuje wydajność sprężarki do rzeczywistego zapotrzebowania. W ten sposób kompresor może osiągnąć średnio do 35% oszczędności energii i redukcję kosztów cyklu życia urządzenia do 22%. Inne zalety technologii VSD obejmują: brak pracy na biegu luzem, brak strat spowodowanych wydmuchami, zintegrowane sterowniki sprężarek i uruchomienie sprężarki pod ciśnieniem systemowym. Technologia VSD nie tylko zmniejsza zużycie energii, ale także oferuje najlepsze w branży zakresy pracy.



Rys. sprężarka GX7 zapewnia wyższą wydajność przy znacznie niższej emisji hałasu



Zintegrowany osuszacz sprężarek GA wykorzystujący przyjazny dla środowiska czynnik chłodniczy R410A nie przyczynia się do niszczenia warstwy ozonowej. Przyjęte rozwiązania zapewniają również redukcję zużycie energii osuszacza o 50%.

Nowe sprężarki GA wpisują się także w koncept Workplace Air System, gdyż dzięki swojemu niskiemu poziomowi hałasu pozwalają na doskonałą integrację urządzenia w dowolnym miejscu w fabryce, nawet bardzo blisko punktu odbioru powietrza.

Rys. sprężarka GA75 FF - to cała sprężarkownia w jednej obudowie

GX 7 EP

Nowa sprężarka GX 7 oferuje ilość powietrza na poziomie 14 l/s przy ciśnieniu roboczym 10 bar. Ten 7,5 kW-towy kompresor śrubowy z wtryskiem oleju jest długo oczekiwanym uzupełnieniem istniejącej serii sprężarek GX 2–5.

Dzięki nowym sprężarkom GX, użytkownicy sprężarek o niskim zapotrzebowaniu na sprężone powietrze mogą cieszyć się niezawodnością elementu śrubowego, który jest własną konstrukcją firmy Atlas Copco, niskim zużyciem energii i niewielkimi gabarytami całego urządzenia. Zwłaszcza w porównaniu ze sprężarką tłokową, GX oferuje wyższą wydajność przy znacznie niższej emisji hałasu. Ponadto sprężarki GX dostępne są w wielu wariantach wykonania co zapewnia dokonanie optymalnego doboru.

Kompaktowa konstrukcja sprężarek serii GX pozwala na łatwą instalację w miejscu pracy. Sprężarki GX odprowadzają powietrze chłodzące do góry, co pozwala na ich instalację przed ścianie lub w narożniku. Sprężarka GX 7 jest dostępna jako wersja montowana na zbiorniku oraz bezpośrednio na podłodze.



Rys. sprężarka AQ30 VSD FF

AQ 15-55VSD

Wraz z wprowadzeniem tego zakresu urządzeń firma Atlas Copco poszerzyła rodzinę sprężarek śrubowych z wtryskiem wody serii AQ. Technologia śrubowa oparta na wtrysku wody jest teraz dostępna już od 15 do 55 kW. Ta nowa gama produktów



Rys. pompa próżniowa GV300

zapewnia niezawodne dostarczanie powietrza wolnego od oleju, zgodnego z certyfikatem ISO 8573-1 Klasa 0 przeznaczonego do najbardziej wrażliwych zastosowań o mocy nawet poniżej 30 kW. Przykładem mogą tu być np. aplikacje medyczne, farmaceutyczne, elektroniczne oraz aplikacje o ciśnieniu powyżej 8 bar.

Technologia oparta na elemencie śrubowym z wtryskiem wody wykorzystywana w sprężarkach serii AQ gwarantuje wytwarzanie powietrza nie tylko w 100% wolnego od oleju – dzięki zintegrowanemu systemowi uzdatniania powietrza sprężarki AQ zapewniają nie tylko optymalną wydajność, niezawodność ale i jakość powietrza.

Wprowadzenie ekskluzywnej technologii VSD, dopasowującej wydajność sprężarki do zapotrzebowania na powietrze, prowadzi do uzyskania oszczędności energii o wartości średnio 35%. Uruchomienie sprężarki VSD oznacza w prostej linii więcej sprężonego powietrza przy mniejszym zużyciu energii i niższych kosztach energii.



Rys. generator NGP15

W ofercie firmy nie zabrakło także nowych pomp próżniowych GV, generatorów NGM i NGP, które produkują azot wykorzystując proces membranowej separacji powietrza czy generatorów tlenu OGP.

Atlas Copco
www.atlascopco.com

Pomiar efektywnego czasu pracy sprężarki

Wiele firm stosujących sprężone powietrze nie zna rzeczywistego zapotrzebowania na nie. Jest on niezbędnym źródłem energii w przemyśle. Wydatki ponoszone na jego wytworzenie składają się w $\frac{3}{4}$ z kosztów energii elektrycznej, pozostała $\frac{1}{4}$ to koszty inwestycyjne, serwisowe, naprawy i inne. Szacuje się, że pomimo, że sprężone powietrze należy do najdroższych źródeł energii, wytwarza się do 40% więcej powietrza niż jest to potrzebne. Na pierwszy rzut oka nie widać problemu, bo zużycie energii przez kompresory jest tylko jedną z pozycji rachunku za energię elektryczną.

Nie jest odosobnionym przypadkiem utrzymywanie kompresorów w pracy ciągłej w celu uzyskanie stałego ciśnienia sieci. Bardzo wiele systemów sprężonego powietrza jest opartych na przestarzałych lub wymagających modernizacji układach. Przez lata sieci sprężonego powietrza rozrastały się. Upływający czas, różnorodność użytych materiałów, pomieszczone średnice rur, itp. sprawiły, że wielkości te nie są dziś optymalne. Przez 365 dni w roku część sprężonego powietrza jest marnowana w postaci wycieków. W skrajnych przypadkach wycieki, generują straty na poziomie 25% – 35% ogólnej ilości wytworzonego powietrza. Dzięki zastosowaniu kosztownych układów filtracji i osuszaczy uzyskuje się czyste, suche powietrze. Powietrze, które jest potem tracone poprzez wycieki z rurociągu.

Na koszty wytworzenia sprężonego powietrza składa się wiele elementów. Do najbardziej istotnych należą:

- dobór wielkości i ilości sprężarek do rzeczywistego zapotrzebowania na sprężone powietrze,
- minimalizacja czasu pracy sprężarek w warunkach odciążenia w połączeniu z zachowaniem optymalnej ilości załączeń,
- optymalny dobór ciśnień pracy sprężarek z uwzględnieniem wielkości zbiorników ciśnieniowych i pojemności sieci sprężonego powietrza.

Najbardziej istotnym elementem kosztów sprężonego powietrza jest czas pracy sprężarek w odciążeniu tzn. przy jałowym biegu silnika, kiedy zużywana jest energia elektryczna, a w zamian nie produkujemy powietrza. Przy dużych mocach sprężarek straty wynikające z pracy na odciążeniu idą w tysiące kilowatogodzin, a więc w tysiące złotych. Przy dwóch różnej wielkości sprężarkach jednostkowe koszty energii związane z pracą sprężarek

przy obciążeniu będą zbliżone, ale koszty pracy w odciążeniu różnią się zasadniczo.

W niekorzystnym przypadku (mała objętość sieci i wąski przedział ciśnień) wartość energii straconej na bezproduktywną pracę sprężarki może sięgnąć 30% kosztów związanych z wytworzeniem sprężonego powietrza. Największe znaczenie ma odpowiedni dobór różnicy ciśnień. By nie doprowadzać do sytuacji nadmiernego wzrostu kosztów, każdorazowa zmiana parametrów sieci powinna być poprzedzona analizą.

Częstym przypadkiem jest zmienność zapotrzebowania na sprężone powietrze danej firmy. Zwiększa to udział pracy kompresora bez obciążenia w stosunku do pracy w obciążeniu. Niejednokrotnie spowodowane jest to różnicami pomiędzy poszczególnymi zmianami, pracą w okresie mniejszej wielkości produkcji, dniami wolnymi od pracy a także sezonowością produkcji lub brakiem jej rytmiczności.

Ponadto jest praktyką, że użytkownicy w trosce o układy rozruchowe sprężarek, styczniki czy obciążenie sieci mają tendencję do wydłużania czasu pracy w odciążeniu. Ma to uzasadnienie wówczas, gdy w innym przypadku zdecydowanie zwiększa się ilość załączeń, dlatego istotnym dla użytkownika powinno być przeprowadzenie dokładnego określenia optymalnych parametrów pracy sieci.



Wymiana sprężarek ma za zadanie ściślejsze dopasowanie wydajności układu do średniego zapotrzebowania na sprężone powietrze: użycie jednej sprężarki o wydajności odpowiadającej maksymalnemu zapotrzebowaniu lub podział wydajności na dwa urządzenia o różnej wielkości. W drugim przypadku stosuje się zasadę, że jedna sprężarka musi mieć wydajność odpowiadającą średniemu zapotrzebowaniu. Chwilowy wzrost poboru sprężonego powietrza będzie pokrywany przez pojemność zbiorników powietrza oraz mniejszą sprężarkę.

KAŻDE Z ROZWIĄZAŃ MA ZALETY I WADY

Oparcie pokrycia całości zapotrzebowania na jednym urządzeniu wiąże się z najniższymi kosztami inwestycyjnymi oraz z niższymi kosztami serwisowania. Jednak w sytuacji, gdy od sprężonego powietrza zależy cały proces technologiczny, którego zatrzymanie lub ograniczenie skutkuje wysokimi stratami, jest to rozwiązanie mało komfortowe.

Bezpieczniej jest posiadać dwie sprężarki. Minusem są wyższe koszty inwestycyjne, zaś plusem możliwość elastycznego dopasowania ilości zużywanej energii do aktualnych potrzeb, a w przypadku awarii możliwość prowadzenia niezbędnych procesów technologicznych.

Użytkownicy, u których występuje znaczna zmienność w zapotrzebowaniu, będą się skłaniać do asymetrycznych rozwiązań, a firmy – o stałym zapotrzebowaniu – do równomiernego podziału wydajności.

Posiadanie kilku sprężarek nie podnosi kosztów serwisu. Zmniejsza się liczba przepracowanych godzin – szczególnie w cyklu bez obciążenia. W sytuacji niesymetrycznego podziału wielkości sprężarek zmniejsza się ilość godzin pracy większego urządzenia na rzecz mniejszej, tańszej sprężarki. Nieprawidłowe ustawienia ciśnienia pracy wymuszają zwiększony czas pracy sprężarek w odciążeniu. Użytkownik płaci za niewykorzystaną energię i zwiększa licznikową liczbę godziny pracy, przyspieszając termin wykonania serwisu.

Największa różnica i miejsce na osiągnięcie największych, znaczących oszczędności związanych z eksploatacją leży w ograniczaniu ilości pracy bez obciążenia. Można tu osiągnąć oszczędności powyżej 15% kosztów energii elektrycznej. W układach, w których wykorzystuje się dwie lub więcej sprężarki zachodzi konieczność stosowania sterowników nadrzędnych. Ich odpowiednie oprogramowanie, właściwie dobrany zakres ciśnień pracy pozwala na uniknięcie zbędnych kosztów energii elektrycznej.

Jeśli użytkownik podejmuje decyzję o optymalizowaniu kosztów związanych z wytwarzaniem sprężonego powietrza i zakłada wykorzystanie dwóch różnej wielkości sprężarek, to musi jednocześnie dobrać odpowiedni sterownik. Założenie, że uda się osiągnąć korzyści z takiego rozwiązania przy

wykorzystaniu ich własnych wyłączników ciśnieniowych jest błędem. Obowiązuje wówczas następujący schemat nastaw: większa sprężarka – podstawowa oraz mniejsza- uzupełniająca, która będzie pracowała w górnym zakresie ciśnień. Ponieważ tylko dobry sterownik, analizując chwilowe zapotrzebowanie i posiadając dane o możliwościach sprężarek może dobrać parametry pracy urządzenia o odpowiedniej wydajności tzn. najbardziej zbliżonej do aktualnych potrzeb. Brak sterowania nadrzędnego powoduje straty, których wielkość przekracza koszty sterownika.

Aby określić optymalną wielkość kosztów energii i dobrać odpowiednie sprężarki musimy wykonać pomiary zużycia powietrza. Nie mogą to być dane zebrane w krótkim okresie czasu (godzina, dzień roboczy). Szacowanie wyników z krótkotrwałych, niereprezentatywnych pomiarów oraz nadmierna ich ekstrapolacja prowadzi do całkowitego pozbycia się oczekiwanych zysków i może być przyczyną zwiększania strat. Pamiętać trzeba o pomiarach wykonanych w różnych porach dnia, zmianach, pracy w dni świąteczne.

POMIAR

- Wywiad i montaż urządzeń rejestrujących.
- Wizyta w celu zdjęcia urządzeń rejestrujących.
- Wykonanie obliczeń i symulacji.
- Przygotowanie raportu.
- Dostarczenie raportu i omówienie.

Pomiar zużycia sprężonego powietrza pomaga zredukować koszty energii! Wskazany jest ogólny wgląd w cały układ sprężonego powietrza. Zarejestrowane powinny być pomiary najbardziej istotnych parametrów: zużycie prądu przez kompresor, profil ciśnienia układu oraz zapotrzebowanie na powietrze przez kompresor.

UŻYTKOWNIK OTRZYMUJE

- Graficzne przedstawienie danych z dziennym i z tygodniowym widokiem.
- Koszty prądu.
- Koszt sprężonego powietrza.
- Koszt wycieków.
- Dane kompresora.
- Punkt rosy i zużycie sprężonego powietrza.

ANALIZA

Po przechwyceniu wszystkich istotnych danych urządzenie zostaje podłączone do komputera w celu przeprowadzenia analizy. Wszystkie informacje zostaną przetworzone statystycznie przez oprogramowanie iTrak.

RAPORT

- Graficzne przedstawienie danych z widokiem dziennym i tygodniowym.
- Koszt prądu.
- Koszt sprężonego powietrza.
- Koszt wycieków.
- Dane kompresora wraz z czasami obciążenia oraz bezczynności.

DZIAŁANIE

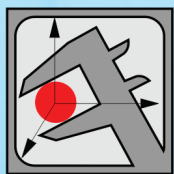
Bazując na analizie zebranych danych należy podjąć działania optymalizujące system sprężonego powietrza. Niezbędne działania mogą być różne w różnych systemach, ale generalnie występują następujące możliwości:

- Sprawdzenie czy istnieją wycieki w układzie sprężonego powietrza oraz ich lokalizacja.
- Analiza cyklu biegu jałowego oraz profilu ciśnieniowego pomagają zoptymalizować zarządzanie kompresorem.

Nowoczesne programy zarządzania kompresorem pomagają zminimalizować cykl biegu jałowego (podczas pracy na biegu jałowym kompresor zwykle zużywa 30 % swojego maksymalnego zużycia energii nie produkując przy tym sprężonego powietrza).

- Redukcja ciśnienia (redukcja około 1 bar może zredukować pobór energii o 8%)
- Obniżenie temperatury powietrza na wlocie może zaoszczędzić energię (obniżenie temperatury o 10 °C może zaoszczędzić 3% energii).
- Optymalizacja rurociągu w celu zapobiegnięcia niepotrzebnym spadkom ciśnienia

www.atomizer.com.pl



CONTROL-TECH

XVI Targi Przemysłowej Techniki Pomiarowej
oraz Badań Nieniszczących

25-27 IX 2012
Kielce

IMPREZIE TOWARZYSZYĆ
BĘDZIE BOGATY PROGRAM
BRANŻOWYCH SPOTKAŃ
I KONFERENCJI

Patronat
medialny:
PAR
POMIARY, AUTOMATYKA, ROBOTYKA



TargiKielce
EXHIBITION & CONGRESS CENTRE

www.control-tech.pl



Informacje o targach:

Menedżer Projektu:

Joanna Adamczyk, tel.: 41 365 12 14, fax: 41 365 14 26

e-mali: adamczyk.j@targikielce.pl

Konserwacja sprężarek

Długie i niezawodne działanie sprężarek jest możliwe, jeśli prowadzi się ich regularną konserwację i to przy zastosowaniu zaawansowanych technologii. Duże znaczenie ma właściwy dobór środków smarnych. Pojawiają się nowe produkty i technologie związane z konserwacją sprężarek.

W przypadku napraw i konserwacji sprężarek sprawdza się zasada, że im wyższa jakość użytych komponentów, tym prawdopodobieństwo wadliwego funkcjonowania lub awarii jest mniejsze. Awaria sprężarki to również możliwość zakłócenia rytmu pracy i związane z tym koszty. Choć inwestorzy zdają sobie obecnie sprawę, że inwestycja to nie tylko koszty zakupu, ale również eksploatacji i serwisu urządzenia, to jednak nie wszyscy zdają sobie sprawę ze wzajemnych zależności między tymi elementami w dłuższym przedziale czasu. Koszt zakupu stanowi wtedy zazwyczaj niewielką część kosztów energii elektrycznej i materiałów eksploatacyjnych. Coraz istotniejszą rolę odgrywa właściwy dobór sprężarki uwzględniający jej sprawność energetyczną. Czasem po uwzględnieniu wszystkich czynników może się okazać, że z ekonomicznego punktu widzenia, zamiast naprawiać i konserwować stare urządzenie, lepiej zainwestować w wykonane w nowych technologiach energooszczędnych. Dobrym rozwiązaniem jest też modernizacja.

Dla służb UR typowym zadaniem jest właściwa eksploatacja wykorzystywanych w zakładzie urządzeń. Znaczący producenci sprężarek, jak choćby Kaeser Kompressoren, dołączają do sprzedawanych urządzeń dokładne instrukcje serwisowe i techniczno-ruchowe. Naprawcze zestawy serwisowe przygotowane przez producentów zawierają wszystkie potrzebne elementy eksploatacyjne wymagane przy konkretnym przeglądzie po określonym czasie pracy. Przystępując do przeglądu, ma się wszystko pod ręką i nie ma też niebezpieczeństwa, że pominie się jakiś element, który podlega okresowej wymianie, jak filtr oleju, powietrza czy wkład separatora itp.

Waga właściwie przeprowadzonej procedury konserwacji spowodowała, że obecnie producenci stosują systemy monitoringu. Po pierwsze komputery sterujące pracą kompresora informują z wyprzedzeniem obsługę o konieczności wykonania przeglądu. Kaeser Kompressoren instaluje w swoich urządzeniach moduły GPRS, które wysyłają do centralnego serwera firmy w określonych odstępach czasu informację o parametrach pracy sprężarki, jak liczba przepracowanych godzin, temperatura pracy i spadku ciśnienia, co może być sygnałem alarmowym, że funkcjonowanie sprężarki nie jest właściwe. Również jakiegokolwiek zaburzenie pracy jest natychmiast sygnalizowane, co pozwala ograniczyć koszty związane z przestojem.

Jak podaje firma BP Techem, między innymi dystrybutor sprężarek firmy CompAir Hydrovane (sprężarki łopatkowe) wszelkie zasady właściwej eksploatacji i konserwacji sprężarek łopatkowych są

zawarte w instrukcji obsługi sprężarek, m.in. regularne przeglądy serwisowe – podstawowe (wymiana oleju, filtrów) powinny być realizowane co 2000 roboczogodzin, natomiast raz na 2–3 lata lub 4000–6000 roboczogodzin (zależnie od modelu sprężarki) powinno się wymienić separatory; stosować tylko oryginalne części i olej zalecany przez producenta.



SMAROWANIE

Stosowanie w czasie przeglądów i konserwacji sprężarek właściwych olejów jest szczególnie ważne. Na przykład w sprężarkach śrubowych (najpopularniejszych w zastosowaniach przemysłowych) olej poza smarowaniem spełnia też inne ważne zadania, w tym uszczelnia, odbiera ciepło sprężania i ma funkcję filtracyjną. Oczywiście – w zależności od branży – dochodzą tu jeszcze specjalne wymagania, np. związane z bezpieczeństwem przy kontakcie z żywnością w przemyśle spożywczym lub możliwością wchodzenia w reakcję ze sprężanym gazem, jak to jest w przypadku smarowania sprężarek rotacyjnych do węglowodorów gazowych, LPG lub upłynnionego gazu ziemnego (LNG), oraz takich, jak metan, etan, etylen itp. czy innych gazów chemicznych. Do zastosowań w przemyśle spożywczym Mobil poleca na przykład olej Compoil FM 46 S rekomendowany do smarowania śrubowych sprężarek powietrza stosowanych w przemyśle spożywczym. Zawiera specjalne węglowodory syntetyczne oraz pakiet dodatków uszlachetniających, spełniających wymagania amerykańskiej normy FDA 21 CFR 178.3570 dla środków smarnych

dopuszczonych do incydentalnych kontaktów z żywnością. Wśród jego zalet producent podaje między innymi: szeroki zakres temperatur pracy, zredukowane straty mocy oraz płynność w niskich temperaturach zapewnia tzw. zimny start. Niska lotność zapewnia redukcję konsumpcji oleju, a wydłużony czas eksploatacji zmniejszenie nakładów na konserwację.

Jak podaje firma Ingersoll Rand, w jednostopniowych sprężarkach tłokowych tej firmy zwykle używanych do ciśnień w granicach 11 barów, przy stosowaniu syntetycznego oleju Ingersoll Rand wymianę oleju można przeprowadzić co 2000 godzin, czyli cztery razy dłużej niż przy zastosowaniu oleju mineralnego. Warto zwrócić również uwagę na taki czynnik i po pełnej kalkulacji kosztów ocenić, czy opłaca się zastosowanie droższego oleju syntetycznego.

W opinii Wojciecha Halkiewicza z firmy Inżyniersko-Handlowej Aria-C z Poznania (firma zajmuje się techniką sprężonego powietrza) trzeba przyznać, że trudno jest mówić o nowościach w podejściu do obsługi serwisowej. Dzięki technologii smarowania wydłużają się okresy międzyprzeglądowe, ale rosną też ceny oleju, a tendencja wśród producentów sprężarek wskazuje na chęć ciągłego podnoszenia kosztów. Droższy, lepszy olej – to także większy koszt ewentualnego wycieku i trudniejsza dostępność, a dobra zasada konserwacji czegokolwiek i tak opiera się na zasadzie „częstego smarowania”.

Światowi producenci środków smarnych jak firma Statoil oferują zamienniki popularnych na rynku olejów sprężarkowych. Statoil zwraca uwagę, że oleje sprężarkowe są środkami specjalnie projektowanymi dla różnego rodzaju sprężarek przemysłowych. Poza podstawowym składnikiem, jakim jest olej bazowy, zawierają pakiet dodatków, który decyduje o specyficznych właściwościach i skutecznym działaniu w określonej aplikacji. Zły dobór dodatków może spowodować niewłaściwą pracę, a nawet uszkodzenie maszyny. Oleje sprężarkowe w zależności od warunków, w jakich mają pracować, zawierają różne inhibitory procesów rdzewienia

i utleniania. W ich skład nie wchodzi stosowane w olejach silnikowych detergenty i dyspergatory. Statoil, mimo oferowania zamienników konkretnych olejów sprężarkowych, zaleca, by dobór odpowiedniego środka smarnego był jednak konsultowany z przedstawicielem producenta.

Firma VERVO radzi na swojej stronie internetowej, by do sprężarek pracujących pod mniejszym obciążeniem stosować tańsze oleje mineralne. Sprawdzają się one w tzw. stanach niedogrzanego kompresora, kiedy urządzenie nie pracuje jeszcze z całkowitą mocą/temperaturą, a substancje płynne, takie jak olej czy woda, znajdujące się w powietrzu, nie parują tak intensywnie, jak w przypadku sprężarki rozgrzanej. Wtedy również oleje mineralne, jako bardziej odporne na wodę, lepiej zabezpieczają urządzenie przed korozją.

Na pewno dobrym sposobem postępowania jest poproszenie o certyfikat producenta sprężarki na dany produkt.

DOSTĘPNOŚĆ SERWISU

Specjaliści zajmujący się problematyką sprężonego powietrza zalecają, by nabywając urządzenia brać pod uwagę dostępność serwisu i oryginalnych części zamiennych oraz serwisowych. Stosowanie zamienników budzi oczywiście sprzeciw producentów, ale z punktu widzenia użytkownika może mieć sens i wpływać na oszczędności. Wymaga to jednak dużej wiedzy o eksploatowanym urządzeniu i zawsze jest ryzykowne. Jakość części i materiałów eksploatacyjnych podkreśla Marcin Tomczuk z firmy Tomet, już od 20 lat produkującej sprężarki tłokowe i zbiorniki ciśnieniowe. Firma ma własny magazyn części zamiennych i współpracuje z dostawcami części zamiennych, dzięki czemu zestawy serwisowe, takie jak filtry oleju, filtry powietrza i separatory oleju, może oferować po atrakcyjnych cenach. Ważne jest używanie oryginalnych produktów, takich jak oleje i filtry. Nie należy stosować produktów nieoznakowanych,

może to doprowadzić do skrócenia żywotności sprężarki. Jego zdaniem w przypadku poważnej awarii serwis powinien udostępniać sprężarki zastępcze, by w krytycznych sytuacjach nie pozostawić firmy bez sprężonego powietrza. Również magazyn części zamiennych powinien być dostępny w krótkim czasie, a niestety zdarza się, że magazyny dużych producentów są usytuowane poza naszym krajem. Taka lokalizacja wydłuża czas oczekiwania na części.



Atlas Copco Polska podczas przestojów związanych z awarią sprężarki zapewnia możliwość wynajmu urządzeń. Ma też program „Obsługa Prewencyjna” – systematyczna kontrola parametrów pracy maszyn i wymiana części zużywających się oraz materiałów eksploatacyjnych, co zapewnia utrzymywanie parku maszynowego w stanie pełnej sprawności technicznej i praktyczne eliminowanie możliwości wystąpienia awarii. Wiele firm oferuje też usługi serwisowe przez całą dobę i 365 dni w roku. Przykładem ALMIG Kompressoren Polska, którego pracownicy działu serwisu mają odpowiednie świadectwa kwalifikacyjne i przeszli przeszkolenia fabryczne zakładów ALMIG w Köngen i J.P. Sauer & Sohn w Kolonii. Podobne usługi świadczy też firma Marani, dodatkowo z monitoringiem internetowym, jak też na zasadach outsourcingu przejmuje w zarządzanie obiekty i podejmuje się wytwarzać i dostarczać sprężone powietrze o gwarantowanych parametrach w stałej cenie przez dłuższy czas.

ZAMIENNIKI

Andrzej M. Araszkiewicz z firmy IN-TECH nazywa zamienniki „zabójcami” sprężarek. Jako przykładową sytuację podaje telefon zdenerwowanego szefa ruchu: „mamy olej na krosnach, zniszczoną partię tkaniny i straty”. Pierwsze podejrzenie to oczywiście sprężarka. Bo to najłatwiej. Krótkie dochodzenie wykazuje, że zostały zastosowane „doskonałe” zamienniki separatorów zakupione w firmie X. Jak podkreśla, dobre wykonanie elementu separującego nie jest sprawą prostą. Praktycznie niewiele firm opanowało jego wytwarzanie na wysokim poziomie jakości. WITTIG modernizując sprężarki grupy „powerline”, zamówił separatory oleju u 20 firm według własnej specyfikacji technicznej. Już przy pierwszych badaniach odrzucił wyroby 17 producentów! Andrzej Araszkiewicz na przykładzie sprężarek łopatkowych WITTIG zwraca uwagę na możliwe specyficzne rozwiązania konstrukcyjne, o których wadze użytkownicy nie zawsze mają wiedzę. W tym konkretnym przypadku należy stosować filtry oleju o obniżonych oporach przepływu, wykonane specjalnie według specyfiki WITTIGA. Także firma GNUTTI/IN-TECH informuje, że w układzie wtrysku oleju stosuje filtry o dwukrotnie obniżonym oporze przepływu w stosunku do produktów typowych. Wytworzenie filtra o takich parametrach przy zachowaniu bardzo wysokiej zdolności filtracji w dłuższym czasie pracy podnosi jego cenę, ale zastosowanie jego zapewnia bezawaryjne funkcjonowanie nieporównywalnie droższych urządzeń. Ponadto niespełnienie tego wymogu przez inwestora unieważnia bardzo długi okres ochrony gwarancyjnej (10 i 5 lat). Niestety, zamiennik dobrany według kryterium wymiarów zewnętrznych i gwintu w tym przypadku zupełnie się nie sprawdzi. Podobnie jest, zdaniem Araszkiewicza, w przypadku filtrów powietrza, na przykład gdy producent wymaga, by stosować filtry o zdolności wychwytywania zanieczyszczeń stałych o wymiarach 1 mikrometra. Takie filtry mają odpowiednią cenę. Wpływu niewłaściwego filtra od razu nie widać, ale konsekwencje są nieubłagane.

Innym ważnym, a bagatelizowanym przez poszukiwaczy oszczędności problemem przy doborze filtrów powietrza jest ich opór dla zasysanego medium. Jego zwiększenie powoduje spadek sprawności sprężarki.

Chociaż Araszkiewicz nie twierdzi, że nie ma rzetelnie podanych wiadomości technicznych i dobrych producentów materiałów eksploatacyjnych, to nie zgadza się z zamiarem sprzedania takich produktów za wszelką cenę, bez jakiegokolwiek odpowiedzialności za skutki.

Na pewno przy eksploatacji sprężarek należy zachować podstawowe zasady sztuki inżynierskiej. Na przykład przed uruchomieniem sprężarki należy dokładnie sprawdzić, czy wszystkie instalacje i naprawy zostały zakończone, czy system został wyczyszczony, skontrolować szczelność, zawory bezpieczeństwa oraz czy sprężarka i napęd są smarowane zgodnie z instrukcjami producenta. Zawsze upewnić się, czy olej dotarł do wszystkich części wymagających smarowania. Jeśli chodzi o szukanie oszczędności, to nie powinno się go prowadzić w trakcie eksploatacji. Największe możemy uzyskać podczas prawidłowego doboru sprężarki. Na częściach i usługach serwisowych nie należy oszczędzać. Od części filtracyjnych i olejów smarnych zależy długowieczność naszego urządzenia. Już prowadząc rozmowy związane z zakupem, warto uzyskać informacje związane z planem serwisowym. Warto już wcześniej wiedzieć, jakie czynności będą wykonywane w trakcie serwisowania, i znać koszty zarówno samych usług, jak i koszt materiałów eksploatacyjnych oraz takie dodatkowe, jak koszt robocizny i dojazdu.

Bohdan Szafrąński
www.utrzymanieruchu.pl

marani
 OUTSOURCING AIR COMPANY
OUTSOURCING

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

WWW.MARANI.PL

Hamulce działające na zasadzie sprężonego powietrza

Jak hamuje pociąg? Na pierwszy rzut oka mogłoby się wydawać, że wykonanie hamulca działającego na zasadzie sprężonego powietrza stanowi bardzo prostą sprawę. Jednak, ażeby wdrożyć system hamulcowy w pociąg, który miałby być skuteczny w razie uszkodzenia, należy zastosować układ trochę bardziej wyrafinowany, niż mogłoby się na pozór wydawać (szczególnie w obecnych czasach, kiedy pociągi sięgają prędkość do 350 km/h czy mają masę nawet do 32.000 ton).

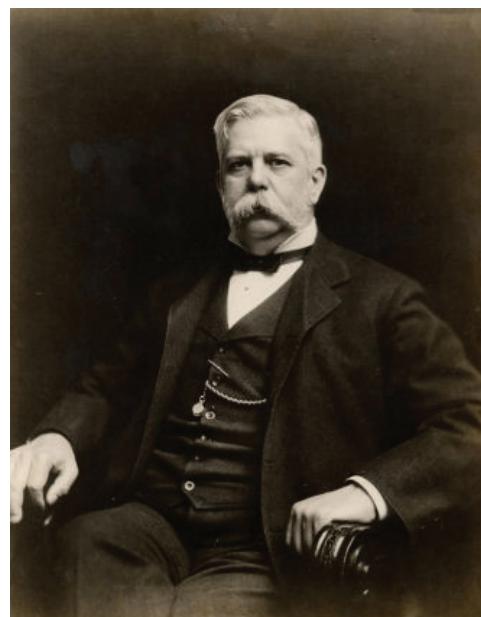
Wynalazek automatycznego hamulca pneumatycznego, datowany na rok 1869, należy bez wątpienia przypisać Amerykaninowi – George'owi Westinghouse. Warto przy tym zaznaczyć, że założona przez wynalazcę firma – Westinghouse Air Brake Company (WABCO) produkowała systemy hamulcowe aż do roku 2000. Pierwotne hamulce pneumatyczne były raczej proste – polegały na doprowadzeniu sprężonego powietrza do cylindra, w którym tłok – połączony do klocka hamulcowego – naciskał na obręcz koła. Taki układ, tak jak wcześniej opisany układ hamowania, miał niestety tę wadę, że działając bezpośrednio na zasadzie próżni, w razie awarii sprężarki lub przerwania w przewodzie hamulcowym, powodował, że skład pociągu tracił wszelką możliwość hamowania. Z tego powodu firma Westinghouse wprowadziła 'automatyczny hamulec pneumatyczny', który do dziś, mimo wielu poprawek technicznych, stanowi podstawę systemów hamulcowych na niemal wszystkich kolejach na świecie.

Zasada systemu polega na tym, że sprężarka zamontowana w lokomotywie zasila główny zbiornik powietrza do ciśnienia w granicach 7-8 bar, ten zaś (zbiornik) jest podłączony do kranu maszynisty. Kran maszynisty jest podłączony do przewodu hamulcowego, który – podobnie jak w systemie próżniowym – biegnie wzdłuż pociągu; połączenie między wagonami wykonane jest z giętkiego przewodu i złączek. Zawory kątowe przy końcach przewodu, na każdym wagonie służą to tego, aby zamknąć przewód przy ostatnim wagonie składu. Sprężone powietrze w cylindrze hamulcowym powoduje, że klocki hamulcowe naciskają na obręcz koła – wówczas hamulce są włączone. Istotne w tym systemie jest, że cylinder hamulcowy jest zasilany powietrzem nie z przewodu hamulcowego, lecz ze zbiornika pomocniczego, w który wyposażony jest każdy wagon.

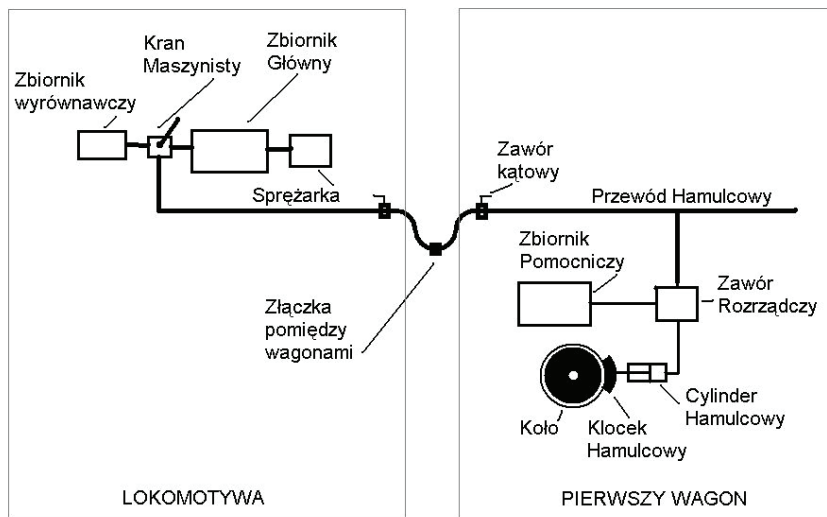
Kluczową rolę w systemie Westinghouse'a odgrywa tzw. zawór rozrządczy (regeneracją którego, między innymi, zajmuje się Firma Huzar Power). Zawór ten pozwala, aby hamulce przy każdym indywidualnym wagonie automatycznie włączały się w razie awarii. Jest to nader przemyślane urządzenie, które kieruje funkcją hamowania wagonu. Przed startem pociągu, kran maszynisty zostaje otwarty co sprawia, że sprężone powietrze zasila przewód hamulcowy ciśnieniem 5 bar.

Kiedy sprężone powietrze dociera do zaworu rozrządczego, ten otwiera zaworek pozwalający na spuszczenie ciśnienia z cylindra hamulcowego, co w następstwie doprowadza do tego, że za pomocą sprężyny kłosek hamulcowy oddala się od obręczy i hamulec wyłącza się. Kiedy przewód hamulcowy jest pod ciśnieniem, zawór rozrządczy również wpuszcza sprężone powietrze do zbiornika pomocniczego, uzupełniając w nim w ten sposób ciśnienie. System Westinghouse'a wydaje się, logicznie rzecz biorąc, niezawodny – istotnie, jest on sprawdzony i cieszy się zasłużoną renomą, jeśli chodzi o bezpieczeństwo. Jednak błąd ludzki potrafi sprawić, że zawiedzie to, co uchodzić może za niezawodne – pokazuje to dramatyczny wypadek pociągu w Stanach Zjednoczonych w roku 1953.

Pociąg ekspresowy na trasie Boston – Washington DC, o nazwie Federal Express, składał się w dniu wypadku z 16 wagonów holowanych przez lokomotywę elektryczną. Problem z hamulcami pojawił się wkrótce po tym, jak pociąg opuścił Boston. Polegał on na wadliwym usytuowaniu zaworu kątowego (patrz: rys.1).



Rys.1 George Westinghouse



SCHEMAT HAMULCA PNEUMATYCZNEGO

nawet nie byli świadomi, że pociąg uczestniczył w wypadku; jedna z kobiet komentowała: „to było najbardziej gwałtowne zatrzymanie, jakiego kiedykolwiek doświadczyłam.” A jako komentarz obrazujący polityczny klimat tamtych czasów warto wspomnieć, że władze amerykańskie prowadziły (bez spodziewanych rezultatów) dochodzenie – czy przyczyną wypadku mogły być działania konspiracji komunistycznej. Hamulce pneumatyczne na współczesnych kolejach posiadają wiele nowoczesnych rozwiązań.

Rys.2 System Westinghouse'a

Zasadą jest, że kiedy wagon znajduje się między innymi wagonami w składzie, zawory te muszą być otwarte. Wada, spowodowana błędami w projektowaniu i wykonaniu konstrukcji typu wagonów użytkowanych przez New Haven Railroad, była znana wśród kolejarzy, lecz lekceważona przez zarząd kolei. Jej następstwem mogło być to, że wózki wagonów, które w trakcie jazdy zmieniają swoją pozycję odpowiednio do podwozia, na którym są zamontowane zawory kątowe, mogły w tym typie wagonu zahaczyć o te zawory i zamknąć je. Przy podróży pociągu Federal Express, zawór przy wagonie trzecim licząc od lokomotywy, zamknął się dwa razy w trakcie jazdy – pozbawiając pozostałe 13 wagonów możliwości kontrolowanego hamowania (pod nadzorem maszynisty). Po pierwszym incydencie, załoga zatrzymała pociąg, otworzyła nieszczęsny zawór i ponownie ruszyła. Podróż trwała normalnie aż do momentu, kiedy to przy prędkości 130 km/h załoga chciała zwolnić pociąg na trzy kilometry przed stacją końcową – Union Station w Washingtonie. I tutaj problem z zaworem kątowym przy trzecim wagonie dał o sobie znać ponownie – pociąg wykorzystując tylko hamulce lokomotywy oraz trzech (z szesnastu) wagonów, zwalniał zbyt wolno. Zablokowane koła lokomotywy i trzech pierwszych wagonów powodowały, że skład ślizgał się po szynach, wyrzucając na wszystkie strony snopy iskier. Z prędkością szacowaną na 60 – 80 km/h, pociąg wjechał na stację i – przebijając mur przy końcu toru nr 16 – zdemolował biuro kierownika Union Station a potem

kontynuował jazdę przez główną halę biletową, gdzie w końcu zatrzymał się, a lokomotywa (ważąca 237 ton) wpadła przez podłogę do przechowalni bagażu mieszczącej się piętro niżej.

Przy takim przebiegu wydarzeń, można mówić wręcz o cudzie, bowiem nikt nie zginął, nikt też nie odniósł poważnych obrażeń – prawdopodobnie, dzięki przytomności umysłu maszynisty, który gdy wystąpił problem na 3 km przed stacją – sygnalizował to ciągłym sygnałem dźwiękowym; ostrzeżenie pozwoliło pracownikom kolei przeprowadzić ewakuację rejonu przy torze nr 16. Co ciekawe, niektórzy pasażerowie w tylnych wagonach

Dodano drugi przewód hamulcowy, który pozwala, aby zbiorniki pomocnicze były na bieżąco zasilane sprężonym powietrzem. Wprowadzono systemy, które dostosowując moc hamulcową do masy pociągu, uwzględniają tym samym potrzeby pociągu pustego i obciążonego ładunkiem. Coraz większą rolę w sterowaniu systemu pneumatycznego odgrywa elektronika. Mimo tych wszystkich ulepszeń nie należy jednak zapominać, że pierwotny pomysł na automatyczne hamulce pneumatyczne, należy do geniusza techniki kolejowej – George'a Westinghouse'a.

Huzar Power

Rys.3
Wypadek
pociągu w
Bostonie

Konstrukcja dwu – stopniowego aerogeneratora z pionową osią obrotu ze wstępnym spiętrzaniem powietrza

Roman Kaczyński. Jarosław Szusta

rkgraf@pb.edu.pl, j.szusta@pb.edu.pl

Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka

Streszczenie: W pracy przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne aerogeneratora o pionowej osi obrotu rotora. Turbina proponowanej konstrukcji pozwala na wykorzystanie jej zamiast konwencjonalnych kolektorów słonecznych do produkcji energii na własne potrzeby. W proponowanym rozwiązaniu wykorzystuje się zjawisko podwójnego przepływu wiatru przez rotor, przez co wydajność konstrukcji jest większa od podobnej wielkości turbin wiatrowych. Duża sprawność w połączeniu z cichobieżnością rotora sprawiają, że potencjalne zastosowania siłowni są duże. Zaletą omawianego rozwiązania jest również brak konieczności naprowadzania turbiny na wiatr. Obrotowy rotor umieszczony wewnątrz regulowanego pierścienia kierownic sprawia, że turbina będzie produkowała energię zarówno przy słabej, jak i porywistej sile wiatru. Konstruktorzy przewidują możliwość zwiększania mocy turbiny przez zastosowanie modułowej budowy sekcji zespołu siłowni.

WSTĘP

Siłownie wiatrowe stają się coraz bardziej popularne w dziedzinie energetyki państw europejskich. Rozwiązania idące w tym kierunku są szeroko promowane przez programy proekologiczne w wielu krajach. Dużym zainteresowaniem cieszą się systemy stworzone do pracy w układach zamkniętych tj. podgrzewanie zasobników wodnych, ładowanie pieców akumulacyjnych, zasilanie pomp nawadniających itp. Siłownie pracujące w układach zamkniętych nie muszą generować prądu o ściśle ustalonych, niezmiennych parametrach wymaganych w sieciach przesyłowych. Pozwala to na większą swobodę przy projektowaniu tych urządzeń i ułatwia wprowadzenie nowatorskich rozwiązań [1, 3].

Zwiększająca się świadomość ekologiczna wymusza pozyskiwanie energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych. Najbardziej rozpowszechnionym i dostępnym sposobem na wykorzystanie energii odnawialnej na świecie są turbiny wiatrowe. Istnieje wiele innych, ciekawych i efektywnych rozwiązań proekologicznych służących wytwarzaniu energii takie jak elektrownie solarne, piece spalające biomasę (wierzba energetyczna, słoma, biogaz), elektrownie wodne [4].

Energetyka wiatrowa od początku lat 90-tych przeżywa burzliwy rozwój. Wielkość nowo instalowanej mocy w elektrowniach wiatrowych wzrastała przez ostatnich 13 lat przeciętnie o 40% rocznie, czyniąc energetykę wiatrową jedną z najszybciej rozwijających się gałęzi przemysłu energetycznego. Rozwój ten, to zasługa prowadzonej polityki ukierunkowanej na umożliwienie energii wiatrowej konkurowania z już istniejącymi technologiami i uznającej korzyści płynące z energii wiatrowej [7, 8].

Wspieranie rozwoju energetyki wiatrowej przyjmuje różne formy: finansowanie badań i rozwoju energetyki wiatrowej z budżetu państwa, polityka rozwoju rynku energii ze źródeł odnawialnych itp. Inne obszary działań, nie będące z pozoru powiązane z sektorem energetycznym mogą mieć znaczący wpływ na wykorzystanie energii wiatru [8].

Są to takie zagadnienia jak:

- polityka dotycząca zmian klimatycznych oraz przepisy ochrony środowiska, np. z zakresu lokalnego zanieczyszczenia powietrza (chodzi tutaj głównie o emisję szkodliwych związków chemicznych do atmosfery),
- planowanie rozwoju gospodarczego i regionalnego,
- środki zapewnienia bezpieczeństwa dostaw energii (w przypadku Polski byłoby to np. uniezależnienie się od dostaw gazu z Rosji).

O tym, że Europa jest swoistym światowym zagłębiem produkcji energii za pomocą aerogeneratorów świadczy jej udział w produkcji energii. Generatory wiatrowe zyskują coraz bardziej znaczącą pozycję w świecie energetyki. Mają tam zapewnione miejsce dzięki obowiązującym regulacjom prawnym. Wiatraki, mimo swoich wad, nie mają praktycznie żadnej alternatywy w kręgach urządzeń pozyskujących energię ze źródeł odnawialnych. Propozycja budowy małych generatorów wiatrowych będzie stanowiła doskonałe rozwiązanie jako dodatkowe źródło energii dla gospodarstw domowych, którą można spożytkować do podgrzewania wody lub w przypadku budynków znajdujących się poza zasięgiem infrastruktury energetycznej jako źródło prądu elektrycznego. W tym przypadku mały wiatrak o osi pionowej będzie najlepszym obecnie rozwiązaniem. Konkurować z nim mogą jedynie hałaśliwe i produkujące spaliny agregaty prądotwórcze lub kosztowne, wielkogabarytowe siłownie wiatrowe o poziomej osi obrotu [8].

Rosnące zapotrzebowanie na energię elektryczną, wzrost kosztów konwencjonalnych surowców energetycznych oraz konieczność ochrony środowiska naturalnego powodują co raz większe zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii. Energetyka wiatrowa posiada wiele zalet, szczególnie w odniesieniu do konwencjonalnych elektrowni: zachowanie jakości powietrza (brak emisji związków chemicznych do atmosfery), brak wzrostu kosztów paliwa (niezależnienie produkcji energii od cen paliw) i inne. Obecnie rozwój energetyki wiatrowej obejmuje tworzenie co raz większych farm wiatrowych i elektrowni o co raz większej mocy. Te tendencje rozwojowe, jakkolwiek idące w dobrym kierunku, z uwagi na zastosowanie dużych elektrowni, nie obejmują terenów miejskich. Powstał więc, pewien niewykorzystany obszar, potencjał możliwości inwestycyjnych. Produkcja energii elektrycznej na obszarach miast wymaga jednak innego podejścia. Z uwagi na ograniczoną ilość miejsca oraz inne aspekty nie jest tu możliwe zastosowanie elektrowni o dużych mocach i konstrukcjach najczęściej występujących w farmach wiatrowych [6]. Daje to możliwość rozwoju dla małych elektrowni wiatrowych oraz tworzeniu nowych konstrukcji wiatraków. We współczesnej energetyce wiatrowej dominującą rolę odgrywają elektrownie o poziomej osi obrotu (najczęściej trójskrzydłowe). Perspektywy ich dalszego rozwoju wydają się niewielkie z uwagi na mechanikę ich działania oraz wysoki poziom wykorzystania technologii materiałowej i cenę. O wiele większe możliwości rozwoju, mimo pewnych wad, mają wiatraki o pionowej osi obrotu. Znajduje to potwierdzenie w dużej różnorodności takich konstrukcji jakie powstały (i powstają) na przestrzeni ostatnich lat. Rosnąca popularność elektrowni wiatrowych znajduje swoje odzwierciedlenie również w strefie prywatnych inwestycji. Co raz częściej można spotkać się z elektrowniami małej mocy instalowanymi na budynkach gospodarczych, terenach domów mieszkalnych, działkach itp. Elektrownie te, często wykonywane amatorsko, z powodzeniem wspierają zasilanie budynków mieszkalnych

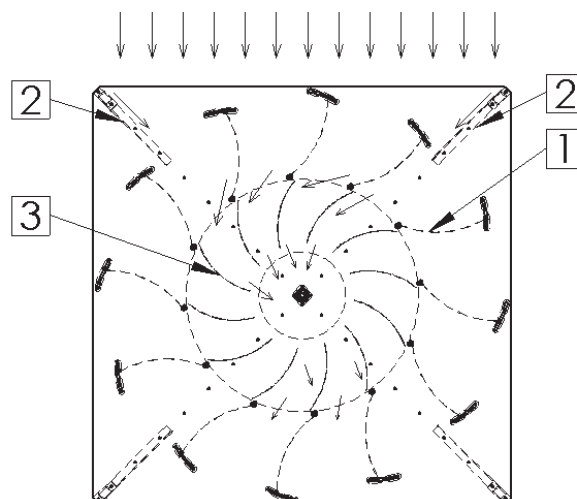
KONSTRUKCJA AEROGENERATORA VWT

Przegląd literatury zagadnienia dostarcza informacji, iż istnieje uzasadniona potrzeba instalowania nowych konstrukcji umożliwiających pozyskiwanie energii ze źródeł odnawialnych [5]. Proponowane urządzenie ma wypełnić lukę małych aerogeneratorów i stać się alternatywą dla klasycznych przydomowych instalacji solarnych. Przeprowadzone analizy rynkowe potwierdzają, iż zapotrzebowanie na odnawialne źródła energii ciągle rośnie. Cała Europa leży w strefie wietrzności wystarczającej do napędzania turbin wiatrowych nowej generacji, natomiast pozyskiwanie energii elektrycznej z promieni słonecznych możliwe jest w sposób optyczny prawie wyłącznie na południowym jej skraju (Grecja, Bałkany, Włochy, Hiszpania). Kolektory słoneczne i ogniwa fotowoltaiczne posiadają tę wadę, że dostarczają największą ilość energii wtedy, kiedy gospodarstwa domowe potrzebują jej najmniej, czyli latem. Tej wady nie posiadają w/w turbiny wiatrowe, a wręcz przeciwnie - jesienią, zimą, wiosną panuje największa „wietrzność”. Istnieje popyt na przydomowe elektrownie wiatrowe.

Kształtujący się rozwój branży energetyki wiatrowej, rosnące oczekiwania klientów, chłonny rynek, popyt na przydomowe elektrownie wiatrowe, sprawiają że podjęto próbę opracowania nowatorskiego rozwiązania aerogeneratorsa z pionową osią obrotu.

Opracowano koncepcję turbiny wiatrowej o pionowej osi obrotu, pozwalającą generować energię na potrzeby gospodarstwa domowego. Docelowe miejsce instalacji takiego aerogeneratorsa (obszar silnie zurbanizowany) sprawia, że przy jego projektowaniu zostały spełnione pewne obostrzenia dotyczące między innymi poziomu emitowanego przez obracający się rotor hałasu, ochrony środowiska, przepisów BHP. Wielkość turbiny wiatrowej uzależniona jest od zapotrzebowania na moc. Jej konstrukcja umożliwia rozbudowę poprzez dokładanie kolejnych modułów sekcyjnych ustawianych jeden na drugim (rys. 3). Opracowano różne warianty posadowienia aerogeneratorsa w zależności od potrzeb klienta. Jeden z wariantów umożliwia mocowanie turbiny na dachu budynku (zarówno płaskim, jednospadowym, jak i dwuspadowym). W drugim przypadku jest możliwość zainstalowania turbiny w wersji wiszącej mocowanej np. do elewacji budynku, czy też masztu. Kolejny wariant przewiduje wolnostojącą konstrukcję aerogeneratorsa.

Zasada działania projektowanego aerogeneratorsa (rys.1) oparta jest na obrocie rotora 3 z odpowiednio wyprofilowanymi łopatkami napędzanymi przez napierający strumień powietrza kierowany wstępnie przez kierownice dyfuzora 2 na regulowane kierownice 1 ustawione promieniście na zewnątrz urządzenia.



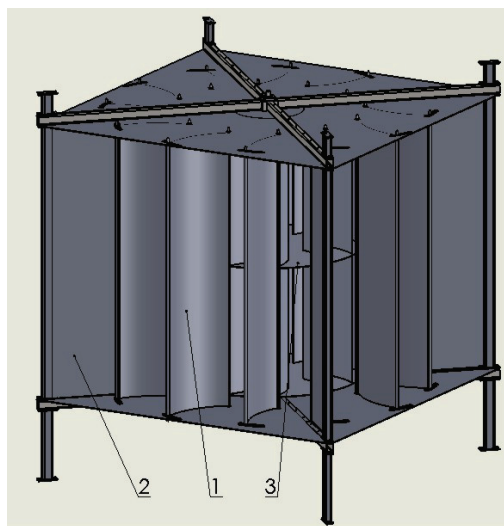
Rys. 1. Zasada działania proponowanego rozwiązania aerogeneratorsa z pionową osią obrotu

Takie rozwiązanie sprawia, że turbina pracuje w trybie dwustopniowym pozwalającym na podwójne wykorzystanie strumienia powietrza napędzającego wirnik przez co wydajność konstrukcji znacznie wzrasta w porównaniu z innymi systemami podobnych rozmiarów. Wstępne sprężenie napierającego powietrza przez nieruchome kierownice dyfuzora powoduje dodatkowe zwiększenie prędkości powietrza obracającego łożysko rotora wirnika.

Proponowana turbina przepływowa może pracować całym swym przekrojem poprzecznym niezależnie od kierunku napływającego wiatru. W pierwszym stopniu turbiny pęd powietrza dodatkowo przyspieszany jest i kierowany pod właściwym kątem na łopatki wirnika. Po przejściu przez wnętrze odpowiednio wyprofilowanego rotora strumień powietrza ponownie oddaje część swej energii drugiemu stopniowi turbiny napierając na łopatki po przeciwnej stronie.

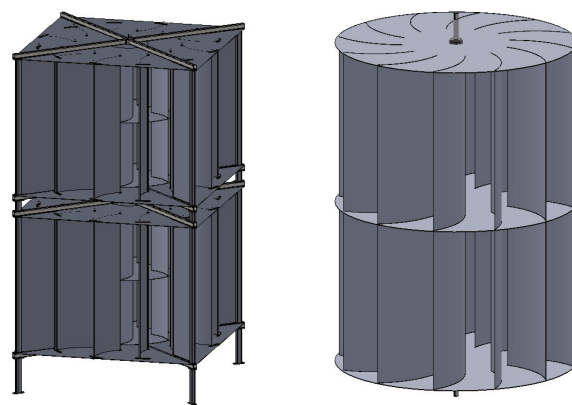
Geometria łopat obrotowego rotora, kształt kierownic i wielkość dyfuzora spiętrzającego powietrze na wejściu do turbiny zostały określone eksperymentalnie na podstawie wstępnych badań modelowych. Łopaty ruchomych kierownic oraz rotora zaprojektowano jako wycinki okręgów o odpowiednio dobranych promieniach zależnych od przyjmowanej mocy turbiny. Stosunek cięciw łopaty rotora do łopaty kierownicy przyjęto w prezentowanym modelu na poziomie 0,75. W proponowanym rozwiązaniu obrotowy rotor składał się 12 łopat promieniście rozmieszczonych na obwodzie. Zastosowanie regulowanych kierownic pozwoliło na określenie optymalnego kąta ich ustawienia, tak aby uzyskiwać możliwie największą sprawność turbiny. Kolejnym ważnym zadaniem regulowanych kierownic jest ograniczenie prędkości obrotowej rotora w momencie występowania porywistych wiatrów zagrażających bezpieczeństwu pracy turbiny. W takich sytuacjach regulowane kierownice zmieniają swe położenie i działają jak żaluzja zabezpieczając rotor przed wzrostem jego prędkości obrotowej ponad wartość graniczną.

Dzięki małej szybkobieżności proponowana konstrukcja jest w stanie sprostać naporowi nawet najsilniejszych porywów wiatru. Regulowane kierownice pozwalają jeszcze bardziej wykorzystać pęd powietrza do napędu rotora (rys. 2).



Rys. 2. Aerogenerator z pionową osią obrotu
(1 – ruchome łopaty kierownicy; 2 – nieruchome łopaty dyfuzora; 3 – obrotowy rotor)

W projektowanym urządzeniu wykorzystano wolnoobrotowy generator prądu, który pozwala na obniżenie całkowitych kosztów konstrukcji poprzez eliminację kosztownych przekładni zwiększających prędkość obrotową wału.



Rys. 3 a) Schemat aerogeneratorsa o modułowej budowie, umożliwiający zwiększenie generowanej mocy oraz b) wirnik aerogeneratorsa z dwoma końcówkami odbioru mocy

Proponowaną konstrukcję wyróżniają następujące cechy: zwarta kompaktowa budowa, cichobieżność, wolnobieżność, brak konieczności ustawiania się na wiatr, praca nawet przy prędkości wiatru 1,5 m/s. Całość konstrukcji wykonano z materiałów odpornych na działanie czynników atmosferycznych (blacha ocynkowana, stal nierdzewna, aluminium oraz materiały kompozytowe). Obrotowe elementy rotora zostały zabezpieczone przed przelatującym nisko ptactwem siatką o drobnych oczkach.

Rotor turbiny został zaprojektowany jako konstrukcja spawana z odpowiednio profilowanych arkuszy blachy aluminiowej. W celu zwiększenia jego sztywności zastosowano żebro wzmacniające. Na wale wirnika umieszczona dwa czopy pozwalające na odbiór mocy z obu jego stron. Kompletny zespół wirnika (rys. 3b) podlega wyrównoważeniu w celu wyeliminowania bicia osiowego i promieniowego.

Prezentowaną turbinę małej mocy można łączyć z ogniwami fotowoltaicznymi (bateriami słonecznymi) w układy hybrydowe. W takim przypadku do ładowania akumulatorów wykorzystuje się dwa niezależne źródła: wiatr i słońce. Istnieje możliwość wykorzystania, aerogeneratorsa wyłącznie do zasilania urządzeń grzewczych, oświetlenia, itd.

Rozwiązania zastosowane w projektowanej mini elektrowni hybrydowej umożliwiają pozyskiwanie energii z innych źródeł. Energia ta jest konwertowana na prąd stały i jest magazynowana w kontrolowany sposób oraz wykorzystywana do zasilania urządzeń elektrycznych.

Długoletnie badania wykazują, że układy zasilane panelami fotowoltaicznymi doskonale spełniają swoje zadania w miesiącach letnich, późną wiosną i wczesną jesienią. Ilość efektywnego promieniowania słonecznego, które można przetworzyć na energię elektryczną, to nawet 10h godzin dziennie. Jeśli energię wykorzystujemy do oświetlenia, mamy jej spory zapas, jako że noce - w porównaniu do dnia - są krótkie. Dokładnie odwrotna proporcja występuje w miesiącach zimowych, a szczególnie w grudniu, kiedy w naszych szerokościach geograficznych mamy najdłuższe noce i najkrótsze dni. Do tego dochodzi bardzo częste zachmurzenie.

Ilość pozyskanej energii słonecznej jest równoważna co najwyżej 30% promieniowania słonecznego latem, co nie wystarcza do oświetlenia wymaganego przez 2/3 dnia. Z pomocą przychodzą małe aerogeneratory wiatrowe, które zarówno w dzień jak i w nocy przetwarzają energię wiatru na energię elektryczną i to właśnie wtedy, gdy jest ona najbardziej potrzebna.

Przykładowy wykres wykazujący równowagę dobrze zbalansowanego układu hybrydowego przedstawia rysunek 4: widać na nim jak braki energii słonecznej zastępowane są siłą wiatru i vice versa.

BADANIA DOŚWIADCZALNE WYZNACZANIA MOCY TURBINY W FUNKCJI SIŁY WIATRU

W chwili obecnej trwają prace związane badaniami eksperymentalnymi modelu w warunkach polowych. Wyznaczana jest moc turbiny w zależności od siły wiatru. Stanowisko eksperymentalne składa się z aerogeneratora, którego rotor za pośrednictwem sprzęgła połączono z hamulcem proszkowym. W czasie trwania próby wyznaczany jest moment generowany przez obracający się wirnik. Wartość momentu określana jest na podstawie charakterystyki hamulca proszkowego, który po podaniu odpowiednich wartości napięcia i prądu hamuje odpowiednim momentem poruszający się pod wpływem naporu wiatru rotor. Jednocześnie rejestrowana jest siła wiatru oddziałująca na łopaty aerogeneratora. Wyniki z przeprowadzonych prób będą tematem kolejnych prac.

PODSUMOWANIE

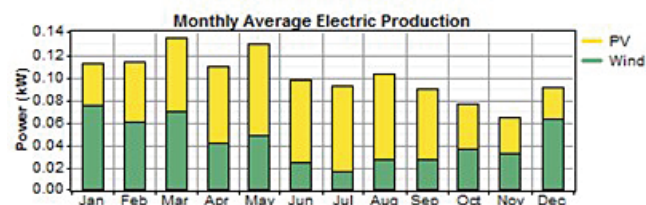
Znamiennymi cechami prezentowanego aerogeneratora są:

- konstrukcja rotora turbiny umożliwiająca optymalne wykorzystanie siły wiatru;
- regulowane łopaty kierownic naprowadzających i zwiększających prędkość strumienia powietrza na rotor turbiny
- zwarta i kompaktowa budowa;
- wolnobieżność i cichobieżność rotora
- brak konieczności naprowadzania na wiatr;
- uniwersalna konstrukcja wsporcza umożliwiająca różne sposoby mocowania turbiny;
- brak negatywnego wpływu na środowisko naturalne;

Na rynku brak jest małych profesjonalnie wykonanych aerogeneratorów, które mogłyby być wykorzystane do wytwarzania energii na potrzeby gospodarstw domowych. Spotyka się wyłącznie amatorskie konstrukcje, które nie zawsze spełniają przepisy BHP i niekiedy ich kształt „nie wpasowuje się” w otaczający krajobraz wydatek otrzymywanej energii jest niewspółmierny do ponoszonych kosztów. Dlatego też została podjęta próba stworzenia nowatorskiej konstrukcji, która będzie spełniała normy i stosowne przepisy, a przy tym będzie wkomponowywała się w otoczenie naturalnego środowiska. Zamierzeniem konstruktorów było stworzenie takiej konstrukcji, która mogłaby stanowić niedrogi dodatkowe źródło energii, które w pewnym stopniu uniezależnia od sieci lokalnego dystrybutora energii elektrycznej (przysięgowa elektrownia wiatrowa może dostarczać prąd na potrzeby odbiornika autonomicznego (wydzielonego), czyli działającego niezależnie

od sieci elektroenergetycznej). Projektowane urządzenie może stanowić również alternatywę dla przydomowych instalacji solarnych.

Opracowana turbina doskonale nadaje się do instalacji w terenach zurbanizowanych, ze względu na niską emisję generowanego hałasu, brak efektu stroboskopowego (migania) i możliwości instalacji, więc turbinę tego typu można posadzić bezpośrednio na dachu budynku jak również na gruncie w miejscach gdzie występują „przeciągi” między budynkami.



Rys.4. Bilans wykorzystania energii odnawialnej w przydomowych instalacjach hybrydowych w ciągu roku [7]

LITERATURA

1. Z. Lubośny, Elektrownie wiatrowe w systemie elektroenergetycznym, WNT, Warszawa 2007 r,
2. A. Flaga, Inżynieria Wiatrowa. Podstawy i zastosowania, Arkady, Warszawa 2008 r,
3. W. Adamczak, Możliwości i efektywność przetwarzania energii, Politechnika Poznańska 2001 r,
4. Lewandowski W. W. Proekologiczne źródła energii odnawialnej, WNT, Warszawa 2002 r,
5. F. Wolańczyk, Elektrownie wiatrowe, Wydawnictwo i Handel Książkami „KaBe”, Krosno 2009 r,
6. T. Boczar, Energetyka wiatrowa: aktualne możliwości wykorzystania, PAK, Warszawa 2008 r,
7. www.wwindea.org – Word Wind Energy Association,
8. www.ewea.org - European Wind Energy Association.

CONSTRUCTION OF TWO - STAGE AEROGENERATOR WITH VERTICAL ROTATING AXIS WITH THE PRELIMINARY AIR COMPRESSING.

Abstract: In the paper construction solution of aerogenerator with vertical rotating axis of rotor was presented. The turbine of presented solution, allow for use it instead of conventional solar panels to produce energy for own needs. In proposed solution, double wind flow phenomena through rotor is used, therefore construction's efficiency is higher than of similar wind turbine size. High efficiency connected with low noise of rotor cause potential widespread application of the aerogenerator. The other advantage is guiding of turbine on wind which is not necessary. Rotating rotor, situated inside of regulated blades' ring cause that turbine will produce energy both during light and gusty wind. Constructors predict possibility to improve turbine efficiency by modular design of aerogenerator's section.

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu badawczego finansowanego ze środków: MNiSW nr W/WM/25/2011. Artykuł został opublikowany w ramach konferencji Pneuma.

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 jakiekolwiek 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).

Sprężone powietrze w lakiernictwie

Przełom XX i XXI wieku jest okresem szybkiego rozwoju i ciągłego udoskonalania wszelkich metod lakierowania powierzchniowego. Oprócz dostępu do nieprzebranej masy lakierów podkładowych, nawierzchniowych i baz najwyższej jakości, współczesne warsztaty lakiernicze dysponują najnowocześniejszym sprzętem począwszy od pistoletów lakierniczych, a skończywszy na wyrafinowanych konstrukcjach głowic do automatów.

Wydawać by się mogło, że nic nie stoi na przeszkodzie dla uzyskania powłoki lakierniczej o perfekcyjnej jakości. Skąd zatem „rybie oczka”, kratery, okrągłe wgłębienia, nieregularne wtrącenia, plamy wodne czy utrata przyczepności? Przyczyna tkwi w złej jakości sprężonego powietrza. Wielu lakierników pochłoniętych doborem wysokiej jakości lakieru i zainstalowaniem nowoczesnych urządzeń lakierujących nie pamięta, że podstawowym czynnikiem mającym jednocześnie znakomity wpływ na efekt końcowy w procesie lakierowania i przygotowania powierzchni jest sprężone powietrze. Jego zła jakość objawiać się może pojawianiem wody, oleju czy zanieczyszczeń stałych w instalacji pneumatycznej i na gotowych wyrobach. Występowanie tych czynników jest naturalnym efektem ubocznym procesu sprężania powietrza, jednak może on być spotęgowany poprzez zastosowanie sprężarki złej jakości, brak odpowiedniej jakości filtrów i urządzeń osuszających. Trzeba jasno powiedzieć, że nie wystarczy zainstalowanie „odstojnika”, aby pozbyć się wilgoci w sprężonym powietrzu, tak jak nie wystarczy zainstalować „filtr – reduktor”, aby wyeliminować całkowicie olej czy cząsteczki stałe. Powietrze zasysane przez sprężarkę zawsze zawiera wilgoć, której ilość zależy od aktualnych warunków atmosferycznych. Nie mamy więc wpływu na wilgoć zasysaną przez sprężarkę, ale mamy wpływ na jej ilość w sprężonym powietrzu. Wszystkie sprężarki (nawet bezolejowe) emitują do instalacji wraz ze sprężonym powietrzem większą lub mniejszą ilość oleju podobnie jak zanieczyszczeń stałych, których ilość zależy od stopnia skuteczności filtra na ssaniu sprężarki.

JAKOŚĆ SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Jakość sprężonego powietrza w zakresie zawartości cząstek stałych, wody i oleju definiuje norma ISO 8573-1 (tabela 1.).

Zalecana klasa czystości sprężonego powietrza dla pistoletów lakierniczych przedstawia się następująco: olej – 1, cząsteczki stałe – 1, woda – 1–3.

JAK POZBYĆ SIĘ WODY Z INSTALACJI?

W zależności od rodzaju posiadanej sprężarki (tłokowa, śrubowa, łożatkowa) należy skonfigurować odpowiednio układ urządzeń uzdatniających sprężone powietrze. Wybór tego rodzaju urządzeń jest na rynku jeszcze większy niż sprężarek.

Jednak nie każde urządzenie jest w stanie zapewnić powietrze odpowiedniej jakości. Zaczniemy od osuszaczy powietrza. Urządzenia te dzielą się na dwa podstawowe rodzaje: osuszacze ziębnicze – gwarantujące ciśnieniowy punkt rosy na poziomie $+3^{\circ}\text{C}$ oraz osuszacze adsorpcyjne – osiągające punkt rosy od -20°C do -70°C .

Zasada działania osuszacza ziębniczego polega na schodzeniu sprężonego powietrza w parowniku obiegu chłodzącego za pomocą czynnika chłodzącego (z reguły jest to freon R134a lub R407a). Z wyziębionego powietrza wykrapla się woda, która poprzez automatyczny zawór odwadniający zostaje usunięta na zewnątrz. Zaletą osuszacza ziębniczego jest jego stosunkowo niska cena, brak elementów wymiennych i szybko zużywających się. Wadą jest stosunkowo wysoka wilgotność sprężonego powietrza (ok. 30%) grożąca pojawieniem się kropli wody i zamarzaniem na skutek rozprężenia na dyszy wylotowej pistoletu. Poza tym instalacja sprężonego powietrza powinna przebiegać wewnątrz budynku bowiem w przeciwnym razie w okresie zimowym na skutek ochłodzenia poniżej punktu rosy ($+3^{\circ}\text{C}$) w instalacji wykroppi się woda. Z tego powodu nie jest on zalecany do prac lakierniczych.

Drugi rodzaj osuszaczy – adsorpcyjny, zbudowany jest z dwóch kolumn wypełnionych adsorbentem pochłaniającym wilgoć. Podczas gdy jedna kolumna pracuje w drugiej regenerowane (osuszane) jest złożo. Regeneracja złoża odbywa się cyklicznie i jest sterowana czasowo lub w zależności od stopnia nasycenia złoża.





Rys. Kontenerowa stacja sprężarek ALMiG Kompressoren z osuszaczem adsorpcyjnym.

Osuszacze adsorpcyjne dzielą się na dwa typy: regenerowane na zimno, gdzie do regeneracji złoża wykorzystywane jest wcześniej osuszone sprężone powietrze oraz regenerowane na gorąco, które do regeneracji złoża wykorzystują niezależną dmuchawę z podgrzanym powietrzem (co eliminuje straty sprężonego powietrza). Główną zaletą osuszaczy adsorpcyjnych jest uzyskanie powietrza o bardzo niskiej wilgotności względnej co skutecznie zapobiega wykraplaniu wody i wymrażaniu na skutek rozprężenia powietrza. Wadą tego typu osuszaczy jest ich stosunkowo wysoka cena (wyższa dla osuszaczy regenerowanych na gorąco), konieczność

okresowej wymiany adsorbentu oraz strata ok. 15% osuszonego sprężonego powietrza pochłanianego na regenerację złoża (w przypadku osuszaczy regenerowanych na zimno). Osuszacze adsorpcyjne spełniają wszystkie warunki do zastosowania w lakiernictwie.

Skuteczność wszystkich osuszaczy jest zależna od masy przepływającego powietrza, dlatego niezwykle istotne jest prawidłowe dobranie osuszacza do parametrów pracy sprężarki (wydajności, ciśnienia, temperatury wlotowej do osuszacza i temperatury otoczenia). Nie można tu liczyć na żadne oszczędności bowiem źle dobrany

osuszacz w najlepszym razie spowoduje nie trzymanie punktu rosy (wilgoć w instalacji), a w najgorszym zalanie złoża i konieczność wymiany całego adsorbentu w osuszaczu.

JAK UZYSKAĆ DOSKONAŁE CZYSTE POWIETRZE ?

Osuszenie jest jednym etapem uzdatniania sprężonego powietrza, drugim natomiast jest jego filtracja. Odpowiednio przeprowadzony proces filtracji pozwala na uzyskanie powietrza praktycznie wolnego od oleju i zanieczyszczeń stałych. Do usuwania oleju i cząstek stałych służą

filtry powietrza. Prawidłowa filtracja polega na zastosowaniu odpowiedniej kombinacji filtrów wstępnego i dokładnego.

W zależności od miejsca zamontowania osuszacza (przed czy za zbiornikiem) istnieje potrzeba zastosowania przed układem filtrów separatora cyklonowego, którego działanie polega na mechanicznym oddzieleniu zanieczyszczeń poprzez wprowadzenie powietrza w ruch wirowy na wewnętrznej kierownicy cyklonowej. Większe cząsteczki (do 3 mikronów) wyrzucane są siłą odśrodkową i spływają po wewnętrznej ścianie na dno filtra, skąd są usuwane poprzez zawór spustowy. Filtr wstępny powinien być umieszczony przed osuszaczem i zawierać wkład koalescencyjny usuwający cząstki stałe, aerozole oleju i wodę do wielkości 0,1 mikrona przy pozostałości oleju 0,1 mg/m³. Działanie tego typu filtrów polega na przepuszczaniu powietrza przez kilka warstw filtrujących. W wewnętrznej warstwie wkładów filtracyjnych następuje wstępne oczyszczenie z aerozoli. Na włóknach osadzają się cząsteczki, które koagulując tworzą coraz większe krople. Krople razem z innymi zanieczyszczeniami przepychane są do zewnętrznej warstwy wkładu filtracyjnego skąd ociekają na dno obudowy filtra, a następnie poprzez zawór spustowy usuwane są na zewnątrz.

Drugi w kolejności filtr dokładny redukujący zanieczyszczenia stałe do poziomu 0,01 mikrona oraz aerozole oleju do 0,01 mg/m³, w przypadku zainstalowania osuszacza ziębniczego powinien być zainstalowany za osuszaczem. W filtrach powietrza standardowo stosowane są pływakowe spusty kondensatu, a opcjonalnie automatyczne zawory spustowe (np. typu BEKOMAT usuwające kondensat bez strat sprężonego powietrza). Układ uzdatniający z osuszaczem adsorpcyjnym powinien zawierać filtry odolejające wstępny i dokładny na wejściu oraz filtr odpylający na wyjściu. Ponieważ olej może zniszczyć złożę osuszacza należy stosować filtry wysokiej jakości (np. firmy ALMiG).

Ważną rzeczą w doborze układów filtrujących jest precyzyjne określenie ilości sprężonego powietrza potrzebnego w procesie lakierowania. Przyjęto, że dla systemów wysokociśnieniowych do 5 bar stosuje się układy o przepływach do 300 l/min dla jednego stanowiska lakierniczego. Dla systemów niskociśnieniowych do 3,5 bar przepływ powinien oscylować między 500 a 750 l/min dla jednego stanowiska.

Zbudowanie układu sprężonego powietrza w oparciu o sprężarkę, osuszacz i filtry wysokiej jakości pozwala uzyskać powietrze o 3, 2 a nawet 1 klasie czystości wg normy ISO 8573.1. Jest to całkowicie zgodne z zaleceniami Technicznego Komitetu Międzynarodowej Organizacji Standaryzacji (PNEUROP) odnośnie wymaganej jakości sprężonego powietrza do lakierowania.

CO ZROBIĆ Z KONDENSATEM ?

Ostatnim, ale bardzo istotnym problemem związanym z zastosowaniem sprężonego powietrza jest właściwa utylizacja „pozostałości” po procesie sprężania, a mianowicie

kondensatu wodno-olejowego, usuwanego poprzez osuszacze powietrza oraz zawory spustowe pod zbiornikami i filtrami. Kondensat wodno-olejowy powstaje zawsze niezależnie od rodzaju stosowanych sprężarek.

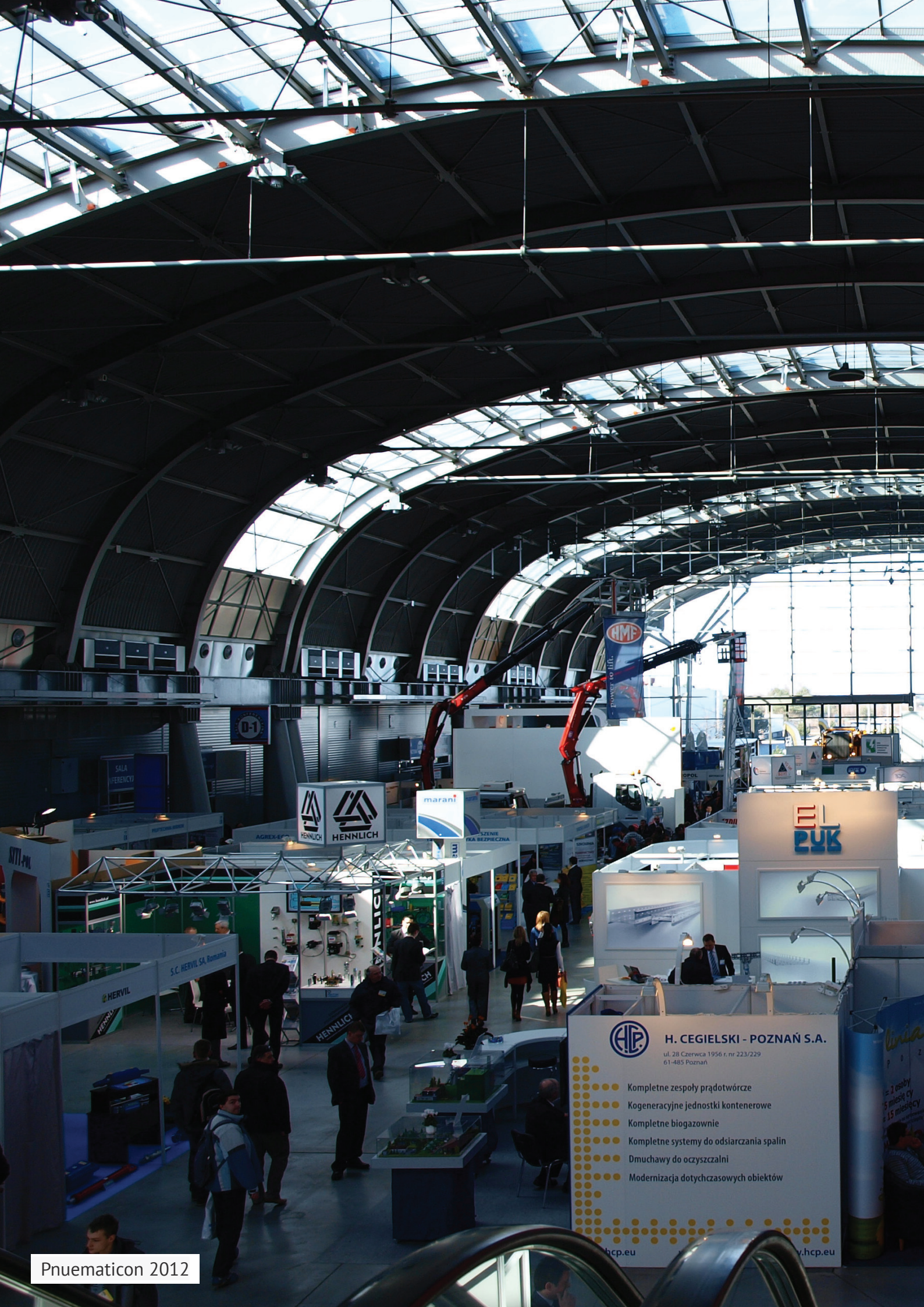
W przypadku sprężarek tłokowych smarowanych olejem przybiera on postać wysoko zemulgowaną o konsystencji gęstej śmietany. W przypadku sprężarek śrubowych smarowanych olejem jest to mieszanina wody z zawartością ok. 5% oleju. Ze sprężarek bezolejowych uzyskuje się kwaśny agresywny kondensat na skutek braku czynnika neutralizującego jakim jest olej. W żadnym przypadku kondensat zawierający olej (substancję ropopochodną) nie może być bez oczyszczenia wylewany do kanalizacji. Warunki jakie powinien spełniać kondensat określają jednoznacznie przepisy ochrony środowiska. Dz. U. Nr 116 z dn. 10.12.1991 poz. 503 Rozporządzenie Ministra Ochrony Środowiska, Zasobów Naturalnych i Leśnictwa z dnia 5.07.1991 w sprawie klasyfikacji wód oraz warunków jakim powinny odpowiadać ścieki wprowadzone do wód lub do ziemi. Załącznik nr 2. Poz 46: „Substancje ropopochodne max. wartość 15,0 mg/l”.

Chcąc żyć w zgodzie z przepisami i nie niszczyć środowiska naturalnego do oczyszczania kondensatu należy zastosować urządzenia zwane separatorami kondensatu woda-olej (np. typu AQUAMAT lub OWAMAT). Zasada działania tych urządzeń polega na wykorzystaniu różnicy ciężaru właściwego wody i oleju, który gromadzi się na powierzchni wody w górnej części zbiornika rozdzielczego i zostaje odprowadzony przelewem do oddzielnego zbiornika. Tak wstępnie oczyszczony kondensat przepływa przez łatwo pochłaniający olej filtr wstępny, a następnie przez filtr adsorpcyjny. Filtr wstępny wiąże ze sobą pozostałe krople oleju, natomiast filtr adsorpcyjny zatrzymuje ostatnie najdrobniejsze cząstki. Odseparowany olej zebrany w oddzielnym pojemniku i zużyte wkłady filtrów adsorpcyjnego należy przekazać do utylizacji. Czysta woda poprzez kruciec wylotowy może być skierowana do kanalizacji.

PODSUMOWANIE

Trzeba stwierdzić, że proces odpowiedniego przygotowania sprężonego powietrza ma kluczowe znaczenie dla jakości uzyskiwanej powłoki lakierniczej. W celu odpowiedniego doboru urządzeń najlepiej kontaktować się z firmami zajmującymi się na co dzień sprzedażą i instalacją urządzeń pneumatycznych. Jedną z nich jest ALMiG Kompressoren Polska S.A., która jest polskim oddziałem znanego niemieckiego producenta sprężarek i urządzeń do uzdatniania sprężonego powietrza ALMiG Kompressoren GmbH. Firma zapewnia swym klientom fachową i sprawną obsługę. Konsultanci techniczno-handlowi firmy udzielają merytorycznej pomocy przy prawidłowym skonfigurowaniu układu urządzeń, a całodobowy serwis jest gwarantem bezpieczeństwa pracy.

Andrzej Ławrzecki
ALMiG Kompressoren Polska S.A.
www.almig.pl



H. CEGIELSKI - POZNAŃ S.A.

ul. 28 Czerwca 1956 r. nr 223/229
61-485 Poznań

- Kompletne zespoły prądotwórcze
- Kogeneracyjne jednostki kontenerowe
- Kompletne biogazownie
- Kompletne systemy do odsiarczania spalin
- Dmuchawy do oczyszczalni
- Modernizacja dotychczasowych obiektów

hcp.eu

v.hcp.eu

Konferencja

Zwiększenie wydajności systemów produkcji sprężonego powietrza

6 marca 2012r. podczas Targów Pneumaticon odbyła się kolejna konferencja organizowana przez Portal **Pneumatyka.com** oraz Czasopismo „Pneumatyka”. W nowoczesnej sali konferencyjnej mieszczącej się w głównym pawilonie wystawienniczym – uczestnicy mogli wysłuchać referatów na temat innowacyjnych rozwiązań mających na celu zwiększenie wydajności systemów produkcji sprężonego powietrza oraz wziąć udział w dyskusji prowadzonej przez **prof. Łukasza N. Węsierskiego**.

PRELEGENCI WYGŁOSILI NASTĘPUJĄCE REFERATY:

- z firmy **Parker Hannifin** – Katarzyna Tomczyk „Wydajność uzyskana przez prawidłowy projekt instalacji sprężonego powietrza”
- z firmy **Aria-C** – Wojciech Halkiewicz „Energoszczędne metody produkcji i użytkowania sprężonego powietrza, czyli 'Jak i z kim obniżyć koszty sprężonego powietrza w przemyśle'. Optymalizacja systemów sprężonego powietrza zgodnie z zaleceniami Unii Europejskiej”
- z firmy **BP Techem** – Ireneusz Dziedzic „Systemy próżni centralnej – pompy próżniowe z falownikiem – zwiększenie wydajności w instalacjach próżniowych”
- z firmy **Shell** – Cezary Wyszecki „Shell Corena nowoczesne oleje syntetyczne do sprężarek powietrza. LubeAnalyst® ważne narzędzie diagnostyczne w przemysłowych układach sprężonego powietrza”
- z firmy **Rewa** – Grzegorz Sitarz „Pneumatyka w budownictwie”.

Wszyscy uczestnicy konferencji otrzymali najnowszy numer czasopisma „Pneumatyka” wraz z jego roczną prenumeratą.

Wieczorem odbył się bankiet inaugurujący targi oraz podsumowujący konferencję.



Koncepcja energooszczędnego sterowania pozycyjnego i dobiegiem tłoka napędu pneumatycznego z wykorzystaniem szybkich zaworów przełączających

mgr inż. Maciej KUCZYŃSKI, dr inż. Krzysztof KUKIELKA*

mjkuczynski@o2.pl, k.kukielka@mchtr.pw.edu.pl

* Instytut Automatyki i Robotyki, Wydział Mechatroniki, Politechnika Warszawska, ul. Św. A. Boboli 8, 02-525 Warszawa

Streszczenie: W referacie zaprezentowano koncepcję energooszczędnego pneumatycznego napędu pozycyjnego, odnosząc ją do zalet i wad typowych serwonapędów dławieniowych i amortyzatorów. Zasygnalizowano możliwości i ograniczenia w modelowaniu proponowanego układu pneumatycznego za pomocą modeli bilansowych i parametrycznych. Zaprezentowano przyjętą strategię sterowania napędem oraz sposoby doboru jej parametrów z elementami autoadaptacji i predykcji. Wyniki badań energooszczędnego pneumatycznego napędu pozycyjnego przedstawiono w kontekście badań porównawczych zużycia powietrza roboczego. Jako punkt odniesienia przyjęto pneumatyczny pozycyjny napęd dławieniowy z algorytmem regulacji ze sprzężeniem od zmiennych stanu, jako rozwiązanie relatywnie najprostsze i najliczniej reprezentowane w praktycznych realizacjach układów napędowych.

1. WPROWADZENIE

Konieczność racjonalnego gospodarowania zasobami naturalnymi oraz wymaganie ograniczenia globalnego zużycia energii znalazły odzwierciedlenie w szeregu międzynarodowych postanowień i porozumień. Protokół z Kyoto, opublikowany w roku 1997, zobowiązał Unię Europejską do zmniejszenia w latach 2008-2012 całkowitej emisji gazów cieplarnianych do poziomu sprzed roku 1990 (ONZ, 1997). Dla pneumatyki przemysłowej zapis ten oznacza konieczność redukcji zużycia energii o 8% w stosunku do stanu aktualnego.

Problematyka efektywności energetycznej napędów pneumatycznych jest tym ważniejsza, że napędy te cechuje wysoka energochłonność, a jednocześnie pozostają one atrakcyjnym środkiem mechanizującym, automatyzującym i robotyzującym dyskretnie procesy produkcyjne (Olszewski, 2002). O ich konkurencyjności, w stosunku do innych technik napędowych, decydują jednakże już nie tylko czynniki wyłącznie techniczne ale również zagadnienia ekonomiczne wyrażone np. przez wskaźnik TCO (Total Cost of Ownership), określający koszty związane z pozyskaniem, eksploatacją i pozbyciem się środków produkcji. Z tego względu racjonalizacja wykorzystania środków produkcji, rozumiana jako zastosowanie optymalnych, pod względem prędkości działania, dokładności, zużycia energii itp. rozwiązań dla określonych zadań technologicznych staje się zagadnieniem pierwszoplanowym (Radgen i Blaustein, 2001; Gauchel, 2006).

2. KONCEPCJA ENERGOOSZCZĘDNEGO NAPĘDU PNEUMATYCZNEGO

W ramach projektu Komisji Europejskiej „Compressed Air Systems in the European Union” przeprowadzono analizę efektywności energetycznej w układach pneumatycznych.

W raporcie końcowym wskazuje się na trzy główne obszary, w których możliwa jest optymalizacja wykorzystania energii sprężonego powietrza (Radgen i Blaustein, 2001). Są nimi:

- część generująca, przekształcająca energię mechaniczną w energię sprężonego powietrza;
- część przewodowa, odpowiedzialna za przesył energii;
- część motoryczna, przekształcająca energię sprężonego powietrza w energię mechaniczną.

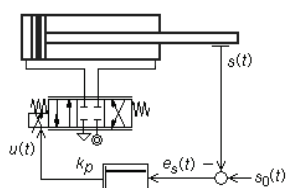
Z uwagi na skalę potencjalnych oszczędności, największe zainteresowanie wzbudzają zwykle działania prowadzące do zmniejszenia zużycia energii na poziomie układów sprężarek, sieci sprężonego powietrza oraz zespołów jego przygotowania. Metody energooszczędnego sterowania napędów pneumatycznych są zwykle pomijane zarówno w pracach projektowych jak i badawczych (Dindorf, 2007).

2.1. Konwencjonalny napęd pozycyjny

Pneumatyczny serwonapęd dławieniowy (rys. 1) obok typowych dla napędów pneumatycznych zalet i dokładności pozycjonowania (ok. 0,1 mm), posiada szereg wad, z których najistotniejsze to (Chudzik, 1997; Olszewski, 2002):

- straty powietrza spowodowane przekryciem, niesymetrią i błędem punktu zerowego zaworów proporcjonalnych;
- straty powietrza podczas procesu pozycjonowania, których źródłem jest wielokrotne pełne wystawienie zaworu proporcjonalnego (rys. 11), typowe dla serwonapędu z regulatorem zmiennych stanu;
- konieczność stosowania wysokiej jakości, a przez to drogich, przetworników ciśnienia i położenia w celu wyznaczania prędkości i przyspieszenia dla regulatorów zmiennych stanu;
- koszt zaworów proporcjonalnych;
- wysoki poziom hałasu powodowany pracą zaworów;

- znaczny, przekraczający 50%, udział czasu hamowania w całkowitym czasie pozycjonowania napędów z regulatorem zmiennych stanu (rys. 11).



Rys. 1. Pneumatyczny układ pozycyjny z napędem dławieniowym w podstawowym wariancie proporcjonalnym (Olszewski, 2002)

Ponadto, w przypadku szeregu aplikacji przemysłowych, wymagania możliwości realizacji pozycjonowania nadążnego i/lub zapewnienia dokładności pozycjonowania rzędu setnych części milimetra są technologicznie nieuzasadnione i stosowanie serwonapędów pneumatycznych skutkuje niedopasowaniem rozwiązania do rzeczywistych potrzeb.

Pneumatyczny serwonapęd dławieniowy charakteryzuje się również znacznymi kosztami eksploatacyjnymi. W tab. 1 zamieszczono porównanie parametrów ekonomicznych zastosowań serwonapędów siłownikowych i elektrycznych (Olszewski, 2011).

Parametr	Beztłoczyskowy, dławieniowy serwonapęd pneumatyczny	Serwonapęd elektryczny z paskiem zębatym	Serwonapęd elektryczny z przekładnią śrubową
Zużycie energii	200 dm ³ /min (6 bar)	400 W	380 W
Koszt energii	8 290 euro	370 euro	350 euro
Bazowy koszt energii	100%	2%	3%
Bazowy koszt uruchomienia	100%	290%	290%
Koszt łączny	100%	45%	44%

1) (Olszewski, 2011)

Powyższe spostrzeżenia dotyczące realizacji pneumatycznego napędu pozycyjnego, kosztów jego eksploatacji, a także ekspertyzy wskazujące na celowość poszukiwania sposobów redukcji zużycia energii w pneumatycznej technice napędowej (Radgen i Blaustein, 2001; Gauchel, 2006), stały się głównymi przesłankami dla podjęcia próby optymalizacji strategii sterowania napędu pneumatycznego realizującego zadanie pozycjonowania przestawnego pod kątem energooszczędności oraz jego adaptacji do wymagań prostych aplikacji napędowych.

2.1. Koncepcja energooszczędnego pneumatycznego napędu

Podstawowym wymaganiem stawianym proponowanemu układowi napędowemu jest realizacja zadania pozycjonowania przestawnego z odchyłką statyczną rzędu 1 mm oraz minimalizacja przeregulowania. W kontekście przedstawionych uwag, dotyczących realizacji dławieniowego napędu pozycyjnego, usprawnienia natury funkcjonalnej i ekonomicznej powinny prowadzić do:

- skrócenia całkowitego czasu pozycjonowania i uzyskania wyższych prędkości średnich elementu ruchomego, tj. zbliżonych do osiągniętych przez konwencjonalne napędy pneumatyczne;
- zmniejszenia zużycia powietrza roboczego;
- uproszczenia struktury napędu.

W proponowanym pneumatycznym układzie napędowym wskazuje się na możliwość zmniejszenia kosztów eksploatacyjnych sprowadzonych do części motorycznej przez:

- zastąpienie zaworów proporcjonalnych zaworami przełączającymi, a co za tym idzie zmniejszenie zużycia powietrza roboczego wskutek wyeliminowania strat powietrza spowodowanych przekryciem, niesymetrią i błędem punktu zerowego;
- optymalizację strategii sterowania, w szczególności minimalizację oddziaływania układu sterowania na elementy wykonawcze napędu;

- niezależne napełnianie komór siłownika sprzyjające odzyskiwaniu energii (Gauchel, 2006).

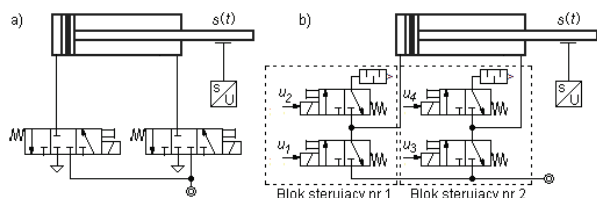
Tab. 1. Porównanie parametrów ekonomicznych napędów pracujących cyklicznie, z maksymalną prędkością, na 2 zmiany (skok 400 mm, obciążenie 3,5 kg), w okresie 5 lat

Zmniejszenie kosztów samego napędu pneumatycznego możliwe jest przez:

- zastąpienie zaworów proporcjonalnych kilkakrotnie tańszymi zaworami przełączającymi;
- zastosowanie tanich, o umiarkowanej klasie dokładności, przetworników pomiarowych.

Na rys. 2 przedstawiono schematy dwóch, funkcjonalnie tożsamy, wariantów realizacji proponowanego rozwiązania pozycjonującego układu napędowego. Koncepcja działania napędu polega na rozpędzeniu, a następnie wyhamowaniu i zatrzymaniu elementu ruchomego na pozycji zadanej przez doprowadzenie sprężonego powietrza najpierw do jednej, a następnie do drugiej komory siłownika pneumatycznego. Specyfika rozwiązania polega na zastosowaniu szybkich zaworów rozdzielających oraz takiej realizacji cyklu sterowania, aby pozycję zadaną osiągnąć przy możliwie małej liczbie ich przełączeń, redukując jednocześnie odchyłkę ustaloną e_{su} i maksymalną odchyłkę przejściową e_{sp} (przeregulowanie). Najistotniejszymi zaletami napędu w proponowanej formie są:

- niższe koszty eksploatacyjne wynikające ze zmniejszenia zużycia powietrza roboczego;
- krótszy czas pozycjonowania;
- niższe koszty elementów składowych napędu;
- uproszczona budowa w porównaniu z napędem z dodatkowym urządzeniem pozycjonującym.



Rys. 2. Koncepcja budowy energooszczędnego pneumatycznego napędu pozycyjnego: a) wariant budowy z wykorzystaniem szybkich zaworów rozdzielających typu 3/3, b) wariant budowy uwzględniający dostępne w handlu szybkie zawory rozdzielające typu 3/2

Pomimo, że należy oczekiwać gorszej jakości pozycjonowania w porównaniu z konwencjonalnymi rozwiązaniami pneumatycznych napędów pozycyjnych, można wskazać szereg aplikacji, w których czynniki ekonomiczne oraz szybkość działania napędu wysuwają się na pierwszy plan. Należy tutaj wymienić takie aplikacje jak sortowanie, transport i pakowanie (handling, packaging) obiektów o gabarytach znacznie większych niż zakładana odchyłka ustalona pozycjonowania tłoka napędu.

3. MODEL NAPĘDU

Szybkie prototypowanie to coraz częściej wykorzystywana metodyka prowadzenia prac badawczo-rozwojowych, polegająca na:

- zastąpieniu dedykowanej sprzętowej realizacji układu sterowania jego odpowiednikiem w postaci swobodnie programowalnego układu mikroprocesorowego;
- prowadzeniu prób, optymalizacji, doboru i oceny parametrów układu sterowania w warunkach laboratoryjnych przez sprzęgnięcie go z modelem procesu.

Podejście takie umożliwia znacznie łatwiejsze i szybsze implementowanie, testowanie i modyfikowanie algorytmów regulacji oraz parametrów badanego układu, co w istotny sposób wpływa na czas i koszty prowadzonych prac (Janiszewski i Kuczyński, 2007).

Dla potrzeb prac nad energooszczędnym pneumatycznym napędem pozycyjnym, opracowany model odtwarza proces ruchu tłoka siłownika pneumatycznego umożliwiając badania symulacyjne, zmierzające do zaprojektowania algorytmu sterowania realizującego zadanie pozycjonowania.

W odróżnieniu od modeli parametrycznych, model bilansowy umożliwia zdecydowanie łatwiejszą i szybszą ocenę wpływu warunków eksploatacyjnych z uwagi na brak konieczności przeprowadzania eksperymentu identyfikacyjnego po każdej zmianie obciążenia, ciśnienia zasilania itp. Zapewnia ponadto całkowitą powtarzalność prowadzonych prób. Z drugiej strony możliwość zastosowania modeli przygotowanych za pomocą pakietów symulacyjnych typu PexSim lub ITI SimulationX do celów innych niż symulacja, jest ograniczona z uwagi na złożoność równań opisujących proces.

$$\Omega = \sum_{k=0}^n |v(k) - v_m(k)| \quad (1)$$

W tab. 5.9 porównano modele procesu ruchu tłoka zestawiając wartości wskaźnika jakości Ω definiowanego jako:

gdzie: n – ilość zarejestrowanych próbek, v – zarejestrowana prędkość tłoka siłownika pneumatycznego, v_m – modelowana prędkość tłoka siłownika pneumatycznego.

Dane uzyskano podczas weryfikowania modelu blokowego, zbudowanego w pakiecie PexSim, parametryzowanego wyznaczonymi wartościami współczynników tarcia i modelu parametrycznego. W procesie weryfikacji posłużono się danymi zarejestrowanymi podczas prób docelowej strategii sterowania, opierającej się na koncepcji jednoczesnego napełniania obydwu komór siłownika podczas hamowania tłoka (rozdz. 6).

Tab.2. Porównanie jakości modelu blokowego i parametrycznego dla obciążeniu napędu masą 5,2 kg i ciśnieniu początkowym 6 bar

Eksperyment	Ω dla mode-lu blokowego	Ω dla mo-delu parame-trycznego
1	9,5	5,2
2	12,6	4,3
3	8,4	4,8
4	11,4	4,2
5	9,9	5,0

Zdecydowanie wyższa jakość modelu parametrycznego, wyrażona przez wskaźnik jakości Ω , wynika z faktu, że lepiej uwzględnić on szczególne warunki aplikacyjne elementów wykonawczych, polegające na wzajemnie niezależnym ich sterowaniu. O ile model blokowy sprawdza się w przypadku typowego pneumatycznego dławieniowego układu napędowego, gdzie napełnianiu jednej komory towarzyszy opróżnianie drugiej, to w przypadku niezależnego sterowania zaworami napełniającymi i odpowietrzającymi komory siłownika (co jest charakterystyczne dla proponowanego w pracy pneumatycznego napędu pozycyjnego), uzyskiwane rezultaty nie są satysfakcjonujące

4. STRATEGIA STEROWANIA

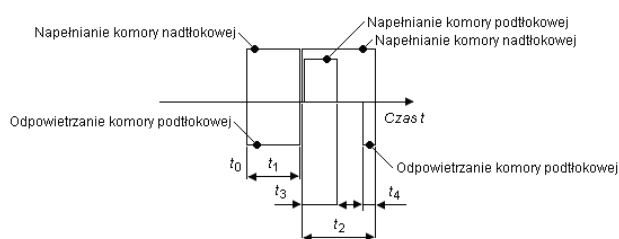
Zaproponowana strategia sterowania (rys. 3) charakteryzuje się rozdzielonymi, lecz następującymi bezpośrednio po sobie, fazami przyspieszania i hamowania, dzięki czemu czas t_1 określający czas trwania impulsu rozpędzającego wpływa na przemieszczenie tłoka, a nie na parametry czasowe fazy hamowania. Parametry fazy hamowania są zależne od pozycji odpowiadającej jej rozpoczęciu. Dla rozważanego układu napędowego i zastosowanego siłownika pneumatycznego prawdziwe było równanie:

$$t_3(s_n) = 199,6 s_n + 31,71 \quad (2)$$

gdzie: s_n – pozycja tłoka odpowiadająca rozpoczęciu fazy hamowania.

Przyjęta strategia sterowania spełnia następujące założenia:

- mała liczba przełączeń zaworów sterujących minimalizująca straty powietrza;
- brak przeregulowania lub utrzymanie go na poziomie niższym niż 0,5 mm;
- uzyskanie wysokiego ciśnienia w komorach roboczych siłownika pneumatycznego po zakończeniu cyklu ruchu, zapewniającego sztywność obciążeniową napędu.

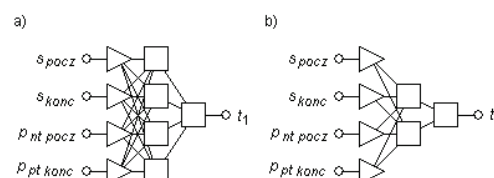


Rys. 3. Przebiegi czasowe sygnałów sterujących strategią sterowania dla dotłoczkowego kierunku ruchu

W celu parametryzacji strategii sterowania rozważano zastosowanie wielomianów aproksymujących oraz wyznaczanie parametrów czasowych w oparciu o zależności analityczne. Biorąc jednak pod uwagę zmienność współczynników wielomianów aproksymujących oraz brak zauważalnych związków funkcjonalnych pomiędzy parametrami opisującymi działanie napędu, do realizacji zadania wyznaczania

parametrów czasowych strategii sterowania zdecydowano wykorzystać sztuczne sieci neuronowe z uwagi na ich zdolność do modelowania silnie nieliniowych zjawisk charakteryzujących obiekt sterowania (Olszewski, 2002).

Do wyznaczania parametrów czasowych strategii sterowania zastosowano niezależne struktury sieci neuronowych (rys. 4).



Rys. 4. Uproszczone schematy zastosowanych struktur sztucznych sieci neuronowych: a) sieć wyznaczająca parametr t_1 , b) sieć wyznaczająca parametr t_3

Proponowane rozwiązanie pneumatycznego napędu pozycyjnego w swoim podstawowym wariantcie cechuje wartość odchyłki ustalonej położenia tłoka wynosząca mniej niż 2,5 mm. Wartość taka może być akceptowalna w przypadku pewnej grupy niewymagających aplikacji. Chodzi tutaj o aplikacje typu sortowanie, transport i pakowanie (handling, packaging) obiektów o gabarytach znacznie większych niż odchyłka ustalona pozycjonowania tłoka napędu.

4.1. Algorytm autoadaptacji

W celu zwiększenia dokładności pozycjonowania możliwe jest zastosowanie algorytmu autoadaptacji. Zaproponowane rozwiązanie opiera się na następujących spostrzeżeniach:

- pneumatyczne układy napędowe w 99% przypadków aplikacji wykonują powtarzalne cykle robocze;
- dobór parametrów czasowych t_1, t_2, t_3, t_4 strategii sterowania wpływa na przemieszczenie tłoka Δs oraz przeregulowanie e_{sp} .

Możliwa jest więc optymalizacja parametrów czasowych strategii sterowania, pod kątem odchyłki ustalonej e_{su} oraz przeregulowania e_{sp} rejestrowanych w poprzedzających cyklach roboczych napędu. Optymalizacja może odbywać się przez dostrajanie parametrów czasowych strategii sterowania podczas wykonywania powtarzalnych cykli roboczych.

Uwzględniając fakt, że skok tłoka Δs jest funkcją czasu t_1 oraz traktując powyższą zależność jako liniową w odpowiednio bliskim otoczeniu pewnego czasu t_{1n} , któremu odpowiada przemieszczenie tłoka Δs_{1n} , możliwe jest zapisanie związku:

$$\frac{t_{1n}}{\Delta s_n} = \frac{t_{1n} + \Delta t_{1(n+1)}}{\Delta s_{(n+1)}} \quad n \in (0, \infty), \quad (3)$$

gdzie: n – numer cyklu ruchu, t_{1n} – czas t_1 wyznaczony dla n -tego cyklu ruchu, Δs_n – przemieszczenie tłoka w n -tym cyklu ruchu, $\Delta s_{(n+1)}$ – zadany skok tłoka w $n+1$ -ym cyklu ruchu, $\Delta t_{1(n+1)}$ – korekcja czasu t_{1n} jaką należy wprowadzić podczas kolejnego cyklu ruchu aby uzyskać skok $\Delta s_{(n+1)}$.

$$\Delta t_{l(n+1)} = t_{ln} \frac{\Delta s_{(n+1)} - \Delta s_n}{\Delta s_n}, \quad n \in \langle 0, \infty \rangle. \quad (4)$$

Zależność (4) można zapisać jako:

$$\begin{cases} \Delta t_{l(n+1)} = \lambda (\Delta s_{(n+1)} - \Delta s_n) \\ \lambda = \frac{t_{ln}}{\Delta s_n} \end{cases} \quad n \in \langle 0, \infty \rangle \quad (5)$$

gdzie: λ – współczynnik korekcji, wyznaczany każdorazowo po zakończeniu kolejnych cykli ruchu.

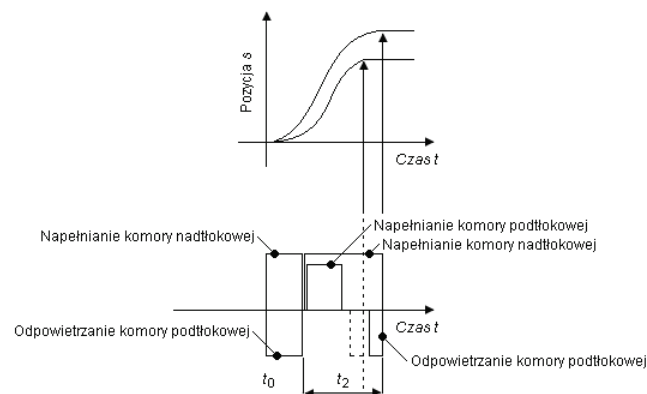
Tab. 3. Przykładowy przebieg autoadaptacji

kier. ¹⁾	korekcja	t_1 ²⁾	poz.pocz.	poz.zadana	e_{su}	λ
D	(sieć)	138	80	320	7,6	0,5574
O	(sieć)	133	327,6	80	5,3	0,5489
D	-7,2	131	85,3	320	2,9	0,5505
O	0,3	133	322,9	80	4,1	0,5583
D	-0,9	130	84,1	320	1,6	0,5468
O	1,6	135	321,6	80	2,5	0,5642
D	0,0	130	82,5	320	1	0,5445
O	1,1	136	321	80	1,7	0,5682
D	-0,1	130	81,7	320	0,6	0,5432
O	0,7	137	320,6	80	-0,5	0,5670

- 1) oznaczenie kierunku ruchu: D – ruch w kierunku dołożyskowym, O – ruch w kierunku odtłożyskowym
2) wartość parametru t_1 została zaokrąglona do najbliższej wartości całkowitej

4.2 Algorytm quasi-predykcyjny

W celu uzyskania zadowalającej dokładności pozycjonowania, bez konieczności wykonywania strojenia parametrów (autoadaptacja) zaproponowano algorytm quasi-predykcyjny. Rozwiązanie to opiera się na spostrzeżeniu, że zastosowanie



Rys. 5. Koncepcja korekcji skoku tłoka przez modyfikowanie czasu t_2

liniowych modeli parametrycznych, nawet niskiego rzędu, przy odpowiednio bliskim horyzoncie czasowym predykcji, umożliwia zadowalające modelowanie stanu obiektu. Algorytm quasi-predykcyjny aktywowany jest w końcowej fazie ruchu tłoka siłownika pneumatycznego. Wykorzystując model parametryczny wyznaczana jest teoretyczna pozycja końcowa tłoka. Następnie w oparciu o różnicę pomiędzy zadaną pozycją końcową tłoka i pozycją prognozowaną następuje korekta parametrów czasowych strategii sterowania.

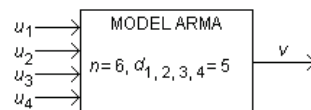
Z uwagi na specyfikę strategii sterowania, polegającą na rozdzielaniu faz rozpędzania i hamowania, nie jest możliwe bieżące korygowanie skoku tłoka na drodze modyfikacji czasu

t_1 . Parametrem, którego wartość może być dostrajana w czasie trwania końcowej fazy ruchu tłoka jest wyłącznie czas t_2 . Na rys. 5 przedstawiono koncepcję korekty skoku tłoka przez modyfikację czasu t_2 .

Zmiana czasu t_2 , wyznaczonego za pomocą sieci neuronowej, w granicach ± 40 ms powoduje przeregulowanie pozycji tłoka wynoszące 0,6 mm. Wartość tą przyjęto jako maksymalną dopuszczalną wartość przeregulowania podczas pozycjonowania realizowanego w oparciu o algorytm quasi-predykcyjny.

Algorytm quasi-predykcyjny wykorzystuje liniowy model parametryczny napędu (rys. 6) o czterech wejściach:

- u_1 – wejście sterujące zaworem napędzającym komorę nadłokową;
- u_2 – wejście sterujące zaworem odpowietrzającym komorę nadłokową;
- u_3 – wejście sterujące zaworem napędzającym komorę podłokową;
- u_4 – wejście sterujące zaworem odpowietrzającym komorę podłokową.



Rys. 6. Struktura modelu parametrycznego wykorzystywanego przez algorytm quasi-predykcyjny o wejściach u_1, u_2, u_3, u_4

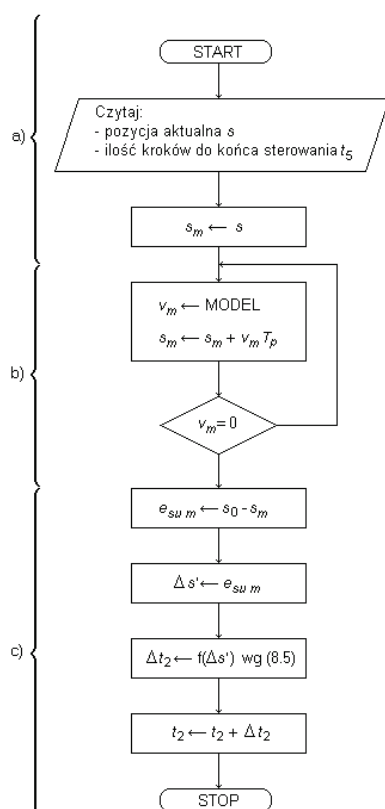
Dla prezentowanego układu napędowego, implementację algorytmu korekcji przemieszczenia tłoka zrealizowano przez modyfikowanie parametru t_2 zgodnie z zależnością

$$\Delta t_2 = 13,33 \Delta s' \quad (6)$$

gdzie: $\Delta s'$ – korekcja skoku tłoka siłownika pneumatycznego, Δt_2 – korekcja czasu t_2 .

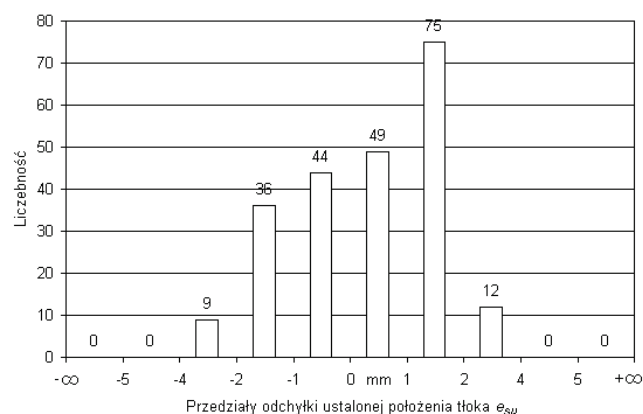
Na związek pomiędzy korekcją skoku $\Delta s'$, a korekcją czasu t_2 (6), nie wpływają takie czynniki, jak pozycja początkowa oraz skok zadany (czas t_1). Spostrzeżenie to można tłumaczyć faktem, że korekcja wprowadzana jest w końcowej fazie cyklu pozycjonowania, kiedy ciśnienia panujące w komorach roboczych siłownika, bez względu na aktualne położenie tłoka, osiągają praktycznie maksymalnie możliwe wartości.

Ograniczeniem stosowania techniki korygowania skoku tłoka siłownika pneumatycznego, opisanego przez wyrażenia (5), jest przeregulowanie pojawiające się w przypadku wartości bezwzględnej korekcji czasu Δt_2 większej niż 40 ms. Korekcja taka odpowiada zmianie długości skoku roboczego tłoka siłownika pneumatycznego rzędu $\pm 3,5$ mm. Zatem przemieszczenie 3,5 mm określa maksymalną odchyłkę, która może zostać skorygowana.

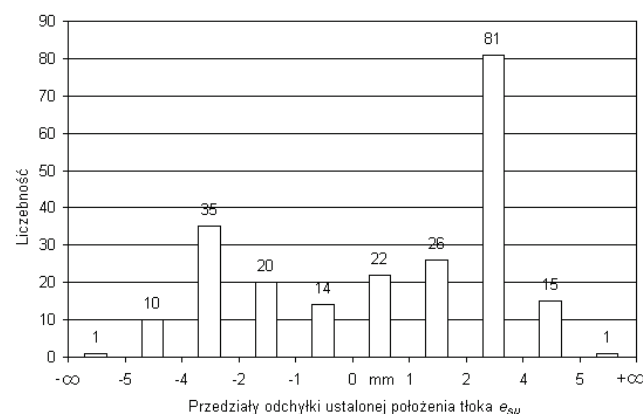


Rys. 7. Algorytm quasi-predykcyjny z wydzielonymi fazami działania:
a) faza wczytywania wartości początkowych, b) faza modelowania,
c) faza wyznaczania korekty

Istotą oddziaływania algorytmu na napęd jest modyfikacja parametru t_2 , którego dobór ma wpływ na przeregulowanie w cyklu pozycjonowania. Z tego względu należało spodziewać się wzrostu średnich rejestrowanych wartości przeregulowania. Uwzględniając jednak, że wartość średnia bezwzględnej odchyłki ustalonej położenia tłoka wyniosła 1,03 mm, a średnie przeregulowanie 0,31 mm, algorytm w istotny sposób poprawia parametry użytkowe napędu.



Rys. 8. Histogram odchyłek e_{su} ustalonych położenia tłoka zarejestrowanych podczas testowania algorytmu quasi-adaptacyjnego



Rys. 9. Histogram odchyłek ustalonych położenia e_{su} tłoka zarejestrowanych podczas prób napędu bez algorytmu quasi-predykcyjnego

wsk. jakości pozycjonowania [mm]	podstawowa strategia sterowania	algorytm quasi-predykcyjny
wartość średnia bezwzględnej odch. ustalonej e_{su}	2,46	1,03
odchylenie standardowe odch. ustalonej e_{su}	2,67	1,79
wartość średnia przereg. e_{sp}	0,11	0,31
odchylenie standardowe przereg. e_{sp}	0,12	0,23

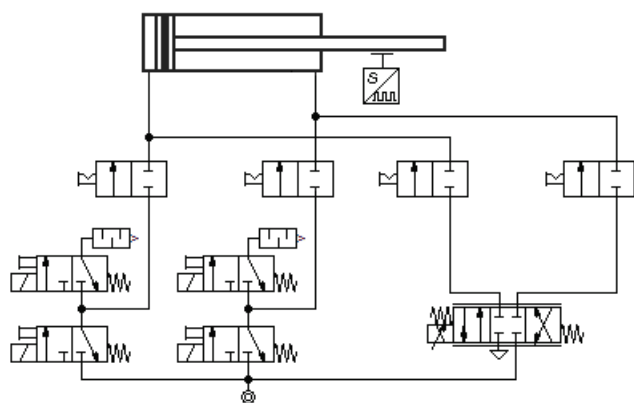
Tab. 4. Porównanie wyników uzyskanych podczas testów napędu z algorytmem standardowym i quasi-predykcyjnym

5. ZUŻYCIE POWIETRZA ROBOCZEGO

Jako punkt odniesienia dla oceny zapotrzebowania badanego napędu na powietrze robocze przyjęto pneumatyczny napęd dławieniowy z algorytmem regulacji ze sprzężeniem od zmiennych stanu. Wybór ten podyktowany był faktem, że napęd sterowany w ten właśnie sposób spełnia większość wymagań praktycznych (m.in. dzięki ograniczeniu pomiarów tylko do sygnału położenia i technicznej łatwości jego realizacji), a przez to jest jednym z najliczniej reprezentowanych w aplikacjach przemysłowych (Olszewski, 2002; Olszewski 2007).

Aby możliwe było jednoznaczne porównanie badanego napędu pozycyjnego z napędem dławieniowym sterowanym ze sprzężeniem od zmiennych stanu, badania przeprowadzono wykorzystując ten sam siłownik pneumatyczny. Stanowisko badawcze uzupełniono o zestaw zaworów dwustawnych umożliwiających przełączanie elementów wykonawczych oraz zawór proporcjonalny, który posłużył jako element wykonawczy napędu siłownikowego ze sprzężeniem od zmiennych stanu (rys. 10).

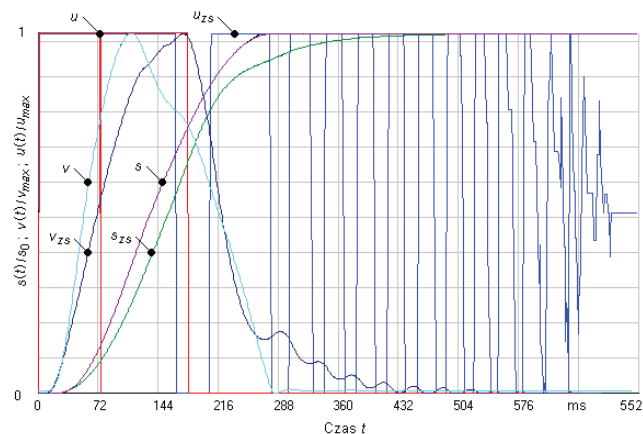
Zadane trajektorie ruchu tłoka dla algorytmu ze sprzężeniem od zmiennych stanu, tj. przebiegi położenia, prędkości i przyspieszenia opracowano na podstawie wcześniej zrealizowanych cykli pozycjonowania na drodze od 80 mm do 320 mm. Dzięki temu możliwe było bezpośrednie porównywanie uzyskanych wyników z uwagi na równe przemieszczenia tłoka podczas pozycjonowania i zbliżone profile prędkości dla obydwu algorytmów. Na rys. 11 przedstawiono przykładowe przebiegi pozycjonowania zrealizowane w oparciu o porównywane algorytmy sterowania.



Rys. 10. Schemat zmodyfikowanego stanowiska badawczego umożliwiającego prowadzenie badań porównawczych energooszczędnego napędu pozycyjnego i konwencjonalnego napędu dławieniowego ze sprzężeniem od zmiennych stanu

Wykonane badania porównawcze potwierdziły, że proponowany pozycyjny napęd pneumatyczny realizuje zadanie pozycjonowania w czasie o 40÷60% krótszym niż napęd pneumatyczny ze sprzężeniem od zmiennych stanu. Wyraźnie daje się zauważyć właściwość algorytmu ze sprzężeniem od zmiennych stanu, polegającą na dużej liczbie przełączeń elementu wykonawczego.

Pomiar zużycia powietrza roboczego przeprowadzono metodą pośrednią przez pomiar spadku ciśnienia w zbiorniku sprężonego powietrza o pojemności 10 dm³ zasilającego napęd podczas pozycjonowania. Spadek ciśnienia wyznaczony na podstawie dziesięciu takich samych cykli roboczych napędu pneumatycznego wyniósł 0,11 bar. W przypadku napędu z regulatorem ze sprzężeniem od zmiennych stanu analogiczny spadek ciśnienia wyniósł 0,29 bar.



Rys. 11. Trajektorie sterowania uzyskane podczas badań porównawczych energooszczędnego pneumatycznego napędu pozycyjnego i pneumatycznego napędu pozycyjnego z algorytmem regulacji ze sprzężeniem od zmiennych stanu

Wychodząc od równania gazu doskonałego, można wyprowadzić zależność opisującą masę gazu m w zbiorniku o pojemności V , w którym panuje ciśnienie p :

$$m = c_w V \frac{p}{p_{atm}}, \quad (7)$$

gdzie: c_w – ciężar właściwy powietrza, p_{atm} – ciśnienie atmosferyczne.

Znając ciśnienie początkowe panujące w zbiorniku sprężonego powietrza zasilającym napęd oraz jego spadek podczas pozycjonowania, korzystając z równania (7) wyznaczono masę powietrza wydatkowaną podczas pozycjonowania napędu. W tab. 5 zestawiono średnie wyniki uzyskane podczas dziesięciu powtórzeń cyklu roboczego zrealizowanego pomiędzy pozycjami 80 mm i 320 mm.

Tab. 5. Porównanie zużycia sprężonego powietrza

typ napędu	opis próby	średni spadek ciśnienia w buforze	wydatkowana masa powietrza
energooszczędny napęd pozycyjny	poz. pocz. 80 mm, poz. konc. 320 mm, ciśnienie pocz. 6 bar	0,11 bar	$0,141 \cdot 10^{-3}$ kg
napęd ze sprzężeniem od zmiennych stanu		0,29 bar	$0,372 \cdot 10^{-3}$ kg

Napęd w proponowanej postaci pozwala na istotne zmniejszenie zużycia sprężonego powietrza w wyniku:

- zmiany sposobu oddziaływania układu sterowania na elementy wykonawcze napędu;
- wyeliminowania, typowych dla zaworów proporcjonalnych, efektów takich jak przekrycie, asymetria, błąd punktu zerowego.

Podczas badań prowadzonych na stanowisku badawczym zapotrzebowanie na sprężone powietrze w proponowanym układzie napędowym było mniejsze o 62% w porównaniu z napędem pozycyjnym z regulatorem ze sprzężeniem od zmiennych stanu. Uwzględniając dane dotyczące parametrów ekonomicznych pneumatycznego napędu pozycyjnego oraz zakładając taki sam tryb jego pracy jak przedstawiono w tab.1, uzyskany wynik oznaczałby zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych o blisko 5 000 euro.

Ponadto wyniki porównawcze uwiaryściły inną zasadniczą różnicę pomiędzy rozważanym algorytmem, a algorytmem ze sprzężeniem od zmiennych stanu. Czas pozycjonowania energooszczędnego napędu pozycyjnego był średnio o ok. 40% krótszy niż w przypadku napędu dławieniowego. Ponieważ nie analizowano czasu pozycjonowania, nie prowadzono dokładnych badań porównawczych w tym zakresie i poprzestano na obserwacjach o charakterze ogólnym.

6. UKŁAD AMORTYZATORA

Obserwowana tendencja optymalizacji procesów wytwórczych (np. lean manufacturing) skutkuje zwiększaniem prędkości elementów wykonawczych. W przypadku napędów pneumatycznych pociąga to za sobą konieczność stosowania różnego typu amortyzatorów, które mają za zadanie wyhamować układ napędowy z obciążeniem, minimalizując udary mechaniczne. Najprostsze amortyzatory działają na zasadzie dławienia przepływu powietrza, bądź mają postać prostych zderzaków. W kontekście sygnalizowanego problemu energooszczędności, największą wadą tej grupy rozwiązań stanowi nieefektywny sposób absorpcji i rozpraszania energii kinetycznej obciążenia układu napędowego.

Najbardziej zaawansowane układy amortyzacji łączą w sobie funkcje konwencjonalnego pozycyjnego napędu pneumatycznego i programowo realizowanego amortyzatora. Z tego względu odnoszą się do nich wcześniejsze uwagi nt. energooszczędności.

Zaproponowana koncepcja sterowania pneumatycznym napędem pozycyjnym ze względu na swoją specyfikę może zostać wykorzystana do realizacji rozwiązań minimalizujących udary mechaniczne podczas pracy siłownika pneumatycznego pomiędzy skrajnymi położeniami tłoka. Zaprezentowana technika parametryzacji strategii sterowania nie sprawdza się przy pozycjach zadanych tłoka bliskich pokrywom siłownika i z tego względu prowadzone są prace nad jej uogólnieniem.

LITERATURA

1. Chudzik Z. (1997), Synteza pneumatycznego nadążnego układu pozycyjnego. Rozprawa doktorska. Politechnika Warszawska.
2. Dindorf R. (2010), Energooszczędne sterowanie układami pneumatycznymi. Energetyka, 1 (2010), 1-16.
3. Gauchel W. (2006), Energiesparende Pneumatik. O+P, 1 (2006), 33-39.
4. Janiszowski K., Kuczyński M. (2007), Fast Prototyping Approach in Developing Low Air Consumption Pneumatic Systems. Mechatronics. Springer 2007, 475-480.
5. Olszewski M. (2011), Stan obecny i trendy rozwojowe w robotyce, Warszawa
6. Olszewski M. (2002), Sterowanie pozycyjne pneumatycznego napędu siłownikowego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
7. Radgen P., Blaustein E. (2001), Compressed Air Systems in the European Union. Log X Verlag Stuttgart.
8. ONZ (1997), The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change.

Abstract: In the paper the idea of the power-saving pneumatic positioning drive was presented. It was compared to the typical contemporary pneumatic servo drive. The modelling and the identification of the piston movement process was considered including the capabilities and the limitations resulting from the usage of the models of different types. The developed control strategy and the general method of its auto adaptation and predictive parameterisation were presented. The research focused on the compressed air usage. The results were presented in comparison to the conventional pneumatic positioning drive with the state space algorithm which is the most common pneumatic servo drive solution.

Wpływ obciążenia siłowego na dynamikę napędu pneumatycznego

Edward MALUSZYCKI **, Tomasz KICZKOWIAK **, Szymon GRZYMEK ***

maluszycki@wp.pl, tomasz.kiczkowski@tu.koszalin.pl, sgrymek@pg.gda.pl

* 8. Pułk Przeciwlotniczy, ul. 4-go Marca 5, 75-950 Koszalin

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

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

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki eksperymentalnych badań wpływu obciążenia siłowego na charakter ruchu roboczego pneumatycznego napędu liniowego.

1. WSTĘP

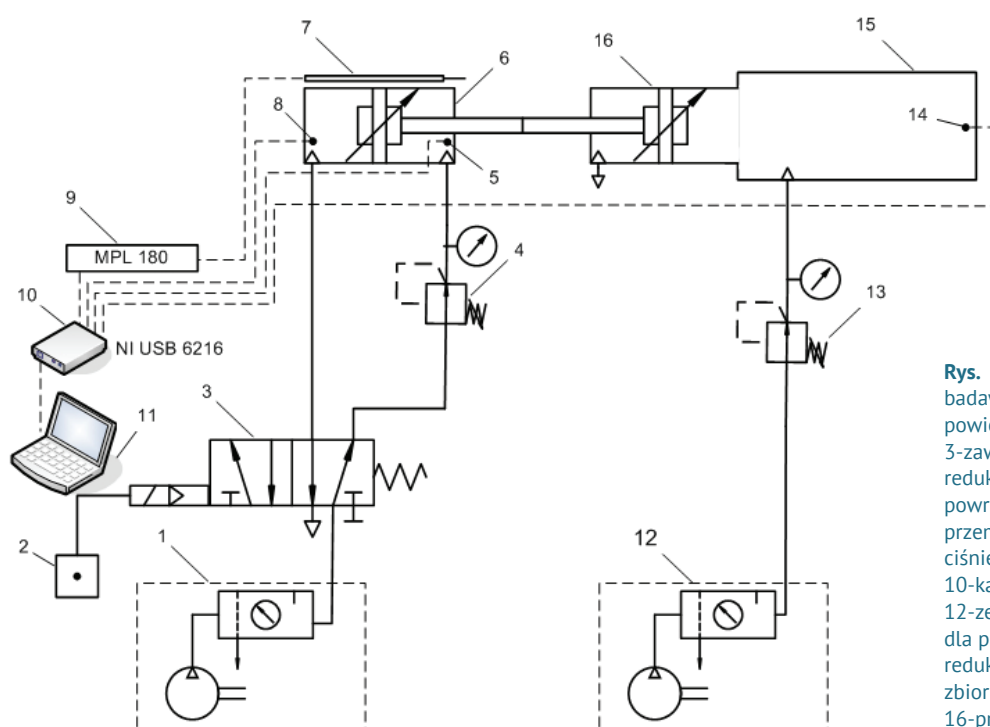
Napędy pneumatyczne, ze względu na nieskomplikowaną konstrukcję, względnie duże prędkości osiągnięte przez elementy robocze oraz łatwość realizacji ruchów prostoliniowych znajdują szerokie zastosowanie w różnych dziedzinach przemysłu, przykładowo w samochodowym, drzewnym, spożywczym [Szenajch], [Kiczkowski].

W pneumatycznych układach napędowych wykorzystywane są przeważnie siłowniki tłokowe dwustronnego działania. Bardzo często siłowniki te wykonują ruch roboczy tylko w jedną stronę, a ich ruch powrotny odbywa się bez obciążenia technologicznego (tak zwany ruch jałowy) [Gerc].

W ramach niniejszej pracy, kontynuując prowadzone w Zakładzie Napędów i Sterowań prace nad oceną wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych napędu pneumatycznego oraz obniżonego ciśnienia w komorze powrotnej siłownika na charakter ruchu roboczego [Maluszycki, Kiczkowski], postanowiono przeprowadzić badania eksperymentalne umożliwiające określenie wpływu obciążenia siłowego i innych, wybranych parametrów pracy napędu pneumatycznego na charakter ruchu roboczego.

W pierwszym etapie prac skoncentrowano się na zaprojektowaniu i skonstruowaniu stanowiska badawczego, na którym możliwe będzie obciążenie siłownika, w trakcie ruchu roboczego, siłą przeciwdziałającą ruchowi o stałej wartości.

Ostatecznie zdecydowano się zrealizować układ obciążający w technice pneumatycznej.



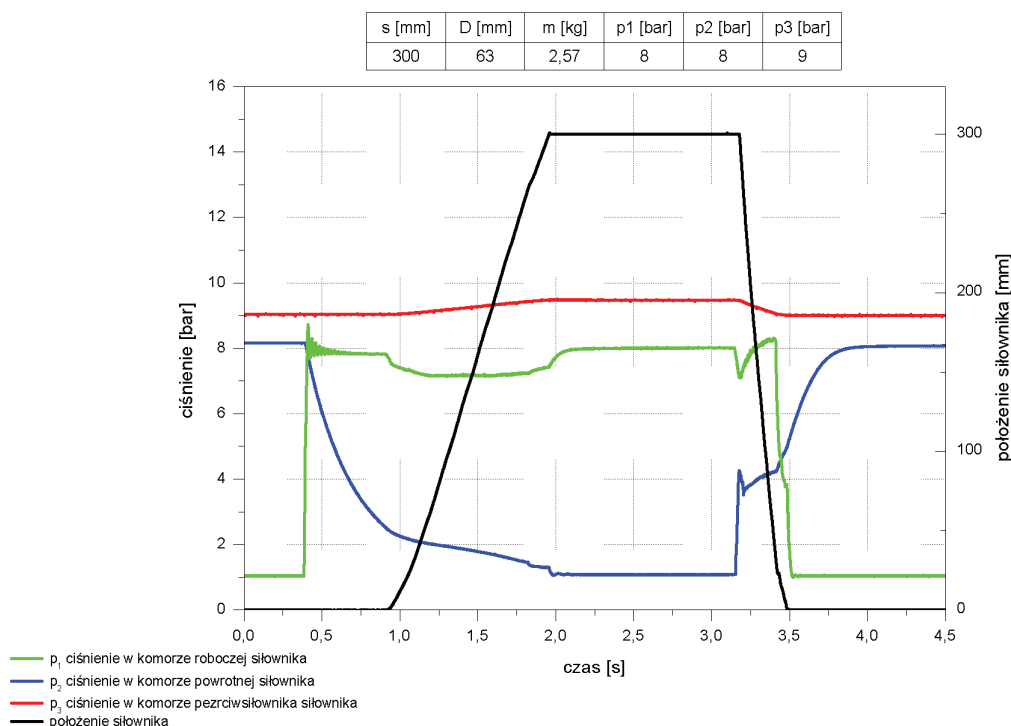
Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1-zespół przygotowania powietrza dla siłownika, 2-przetwornik, 3-zawór rozdzielający 5/2, 4-zawór redukcyjny, 5-czujnik ciśnienia w k. powrotnej, 6-badany siłownik, 7-czujnik przemieszczenia liniowego, 8-czujnik ciśnienia w k. roboczej, 9-przetwornik, 10-karta pomiarowa, 11-komputer, 12-zespół przygotowania powietrza dla przeciwsilownika, 13-zawór redukcyjny, 14-czujnik ciśnienia w k. zbiornika, 15-zbiornik przeciwsilownika, 16-przeciwsilownik

2. STANOWISKO BADAWCZE I PRZEBIEG BADAŃ

Schemat zaprojektowanego i zbudowanego w Laboratorium Zakładu Napędów i Sterowań Politechniki Koszalińskiej stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 1. Składa się ono z następujących elementów: badanego siłownika pneumatycznego dwustronnego działania 6 (w pierwszym etapie badano siłowniki o średnicy cylindra równej 63 mm i skokach: 300 mm, 150 mm i 100 mm), zespołu przygotowania powietrza 1 dla siłownika badanego i 12 dla siłownika realizującego siłę obciążającą siłownik badany (tak zwanego przeciwsiłownika), zaworu rozdzielającego 5/2 3 sterowanego elektrycznie za pomocą przetwornika 2, zaworu redukcyjnego 4, czujników ciśnienia Peltron NPX A12 5 i 8 umieszczonych za amortyzatorami badanego siłownika oraz 14 umieszczonego w komorze zbiornika przeciwsiłownika, czujnika przemieszczenia liniowego Peltron 7 z przetwornikiem napięcia MPL 180 9,

komputera 11 z kartą pomiarową National Instruments NI USB 6216 10, zespołu przeciwsilownika (siłownik 16 dwustronnego działania o skoku 500 mm i średnicy 50 mm oraz zbiornik 15 o pojemności 12,4 dm³).

W trakcie prowadzonych badań wielkościami nastawianymi były: skok badanego siłownika, masa elementów poruszających się wraz z tłokiem badanego siłownika, ciśnienie powietrza zasilającego komory siłownika dla ruchu roboczego p_1 i ruchu powrotnego p_2 oraz ciśnienie p_3 w zbiorniku przeciwsilownika. Mierzono natomiast: zmiany wartości ciśnień w komorach badanego siłownika za jego amortyzatorami, ciśnienie w zbiorniku przeciwsilownika oraz położenie tłoka siłownika. W efekcie przeprowadzonych pomiarów uzyskano przebiegi wartości: ciśnień p_1, p_2, p_3 oraz przemieszczenia tłoka x w funkcji czasu t (rys. 2).



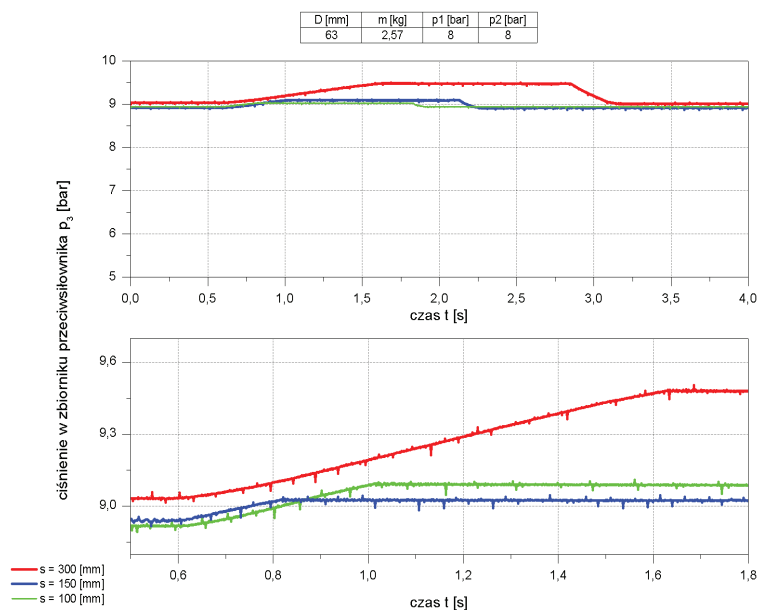
Rys. 2. Przykładowe przebiegi ciśnień oraz przemieszczenia tłoka w funkcji czasu

3. WYNIKI BADAŃ

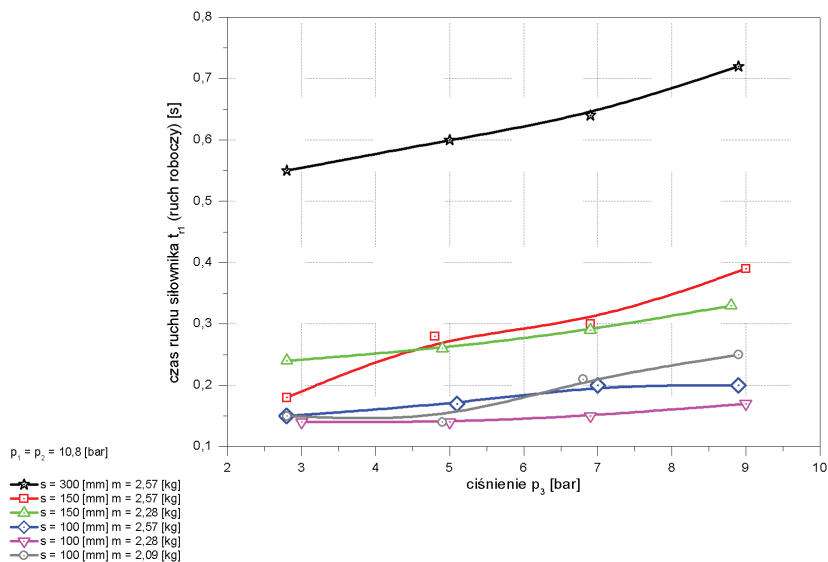
W trakcie badań zmieniano ciśnienia zasilania komór siłownika, ciśnienie w przeciwsilniku oraz masę elementów ruchomych. Wybrane wyniki badań przedstawiono poniżej.

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe przebiegi zmian wartości ciśnienia p_3 w zbiorniku przeciwsilownika w funkcji czasu. Widać (rys. 3), że podczas wykonywania ruchu roboczego przez siłownik wartość ciśnienia p_3 w zbiorniku przeciwsilownika liniowo wzrasta. Skutkiem tego jest wzrost siły obciążającej w granicy 5%.

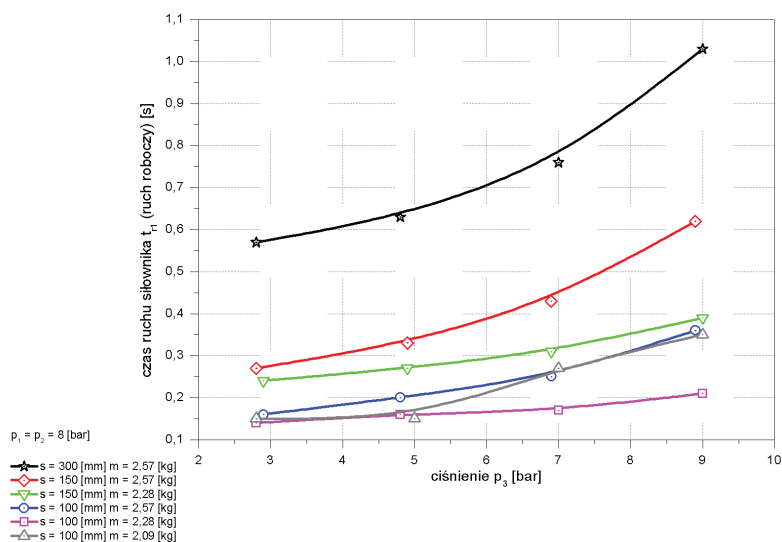
Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono zależność wartości czasu ruchu roboczego t_{r1} siłownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsilownika p_3 dla różnych konfiguracji badanego obiektu. Widać (rys. 4 i 5), że w sytuacji gdy ruch roboczy i ruch powrotny odbywały się przy tym samym ciśnieniu zasilania ($p_1=p_2$), wzrost siły obciążającej powoduje wzrost czasu ruchu roboczego t_{r1} siłownika.



Rys.3 Przykładowe przebiegi zmian ciśnień p_3 w zbiorniku przeciwsilownika w funkcji czasu



Rys.4 Zależność czasu ruchu roboczego t_r silownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsilownika p_3 przy ciśnieniu zasilania $p_1=p_2=10,8$ bar



Rys. 5 Zależność czasu ruchu roboczego t_r silownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsilownika p_3 przy jednakowych wartościach ciśnienia zasilania dla ruchu roboczego i powrotnego $p_1=p_2=8$ bar

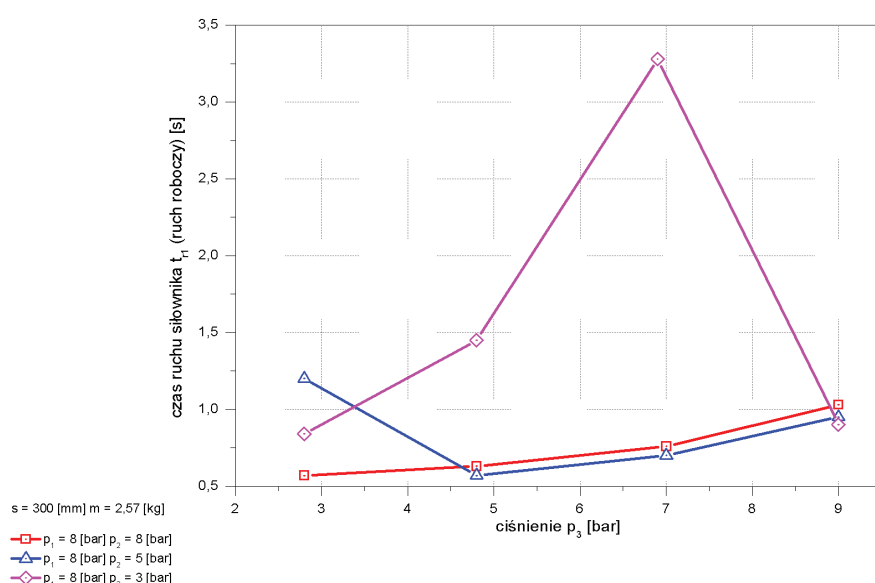
Zmniejszanie wartości ciśnienia p_2 w komorze powrotnej siłownika (ruch powrotny realizowany pod obniżonym ciśnieniem zasilania $p_2 < p_1$) w istotny sposób wpływa na ruch roboczy. Pojawiają się przypadki, w których występuje bardzo duży wzrost czasu ruchu roboczego t_{r1} (rys. 6).

Na rysunku 7 przedstawiono przebiegi sił działających na tłok i tłoczek siłownika podczas ruchu roboczego dla różnych wartości ciśnień p_2 i p_3 w funkcji przemieszczenia.

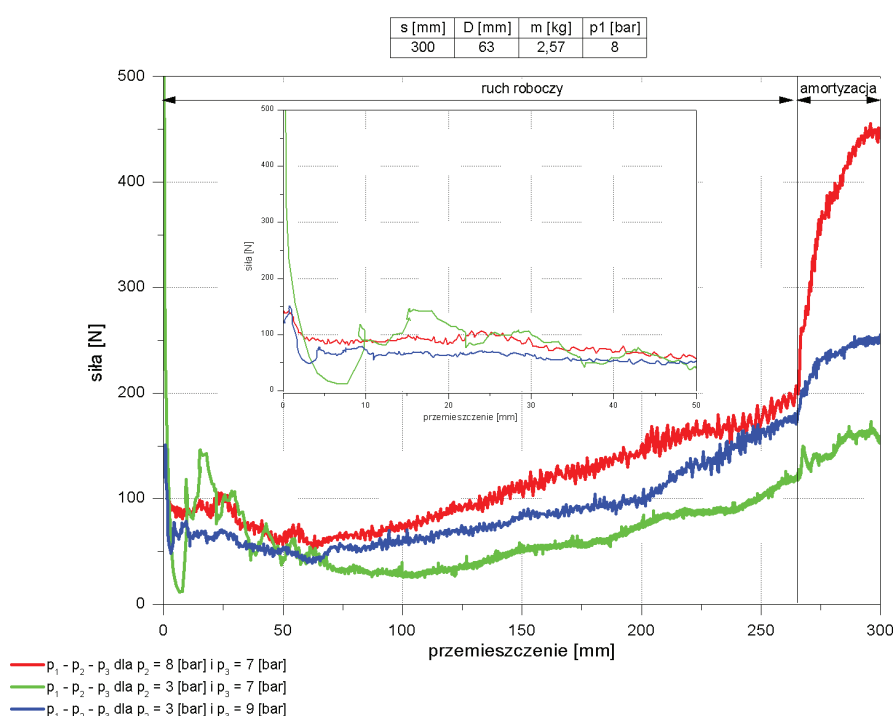
Dla przedstawionych przebiegów oszacowano wartości sił tarcia spoczynkowego (z równania równowagi sił dla chwili rozpoczęcia ruchu) i tarcia ruchowego (z równania sił dla prostoliniowego zakresu zmian położenia tłoka siłownika), które zamieszczono w tabeli 1.

Tab. 1. Oszacowane siły tarcia spoczynkowego i ruchowego w zależności od wartości ciśnienia p_2 i p_3 dla $p_1 = 8$ bar, $s = 300$ mm, $D = 63$ mm, $m = 2,57$ kg

wartości ciśnienia [bar]	tarcie spoczynkowe [N]	tarcie ruchowe [N]
$p_2=8$ $p_3=7$	155	138
$p_2=3$ $p_3=7$	103	105
$p_2=3$ $p_3=9$	119	87

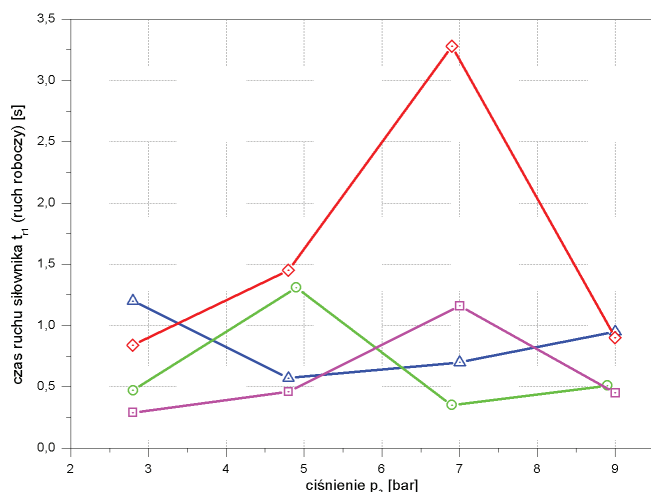


Rys. 6 Zależność czasu ruchu roboczego t_{r1} siłownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsiłownika p_3 dla różnych wartości ciśnienia zasilania p_2 dla ruchu powrotnego



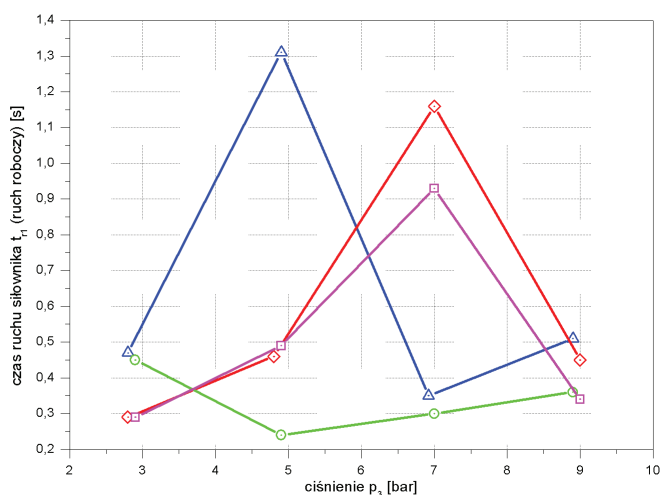
Rys. 7 Przebiegi wartości siły wypadkowej działającej na tłok siłownika w funkcji jego położenia

$m = 2,57 \text{ [kg]}$
 $s = 300 \text{ [mm]}$
 $\triangle p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 5 \text{ [bar]}$
 $\diamond p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 3 \text{ [bar]}$
 $s = 150 \text{ [mm]}$
 $\circ p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 5 \text{ [bar]}$
 $\square p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 3 \text{ [bar]}$



Rys. 8 Wartości czasu ruchu roboczego t_{r1} siłownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsilownika p_3 dla różnych wartości skoku s i wartości ciśnienia zasilania p_2 dla ruchu powrotnego

$s = 150 \text{ [mm]}$
 $m = 2,57 \text{ [kg]}$
 $\triangle p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 5 \text{ [bar]}$
 $\diamond p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 3 \text{ [bar]}$
 $m = 2,28 \text{ [kg]}$
 $\circ p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 5 \text{ [bar]}$
 $\square p_1 = 8 \text{ [bar]} p_2 = 3 \text{ [bar]}$

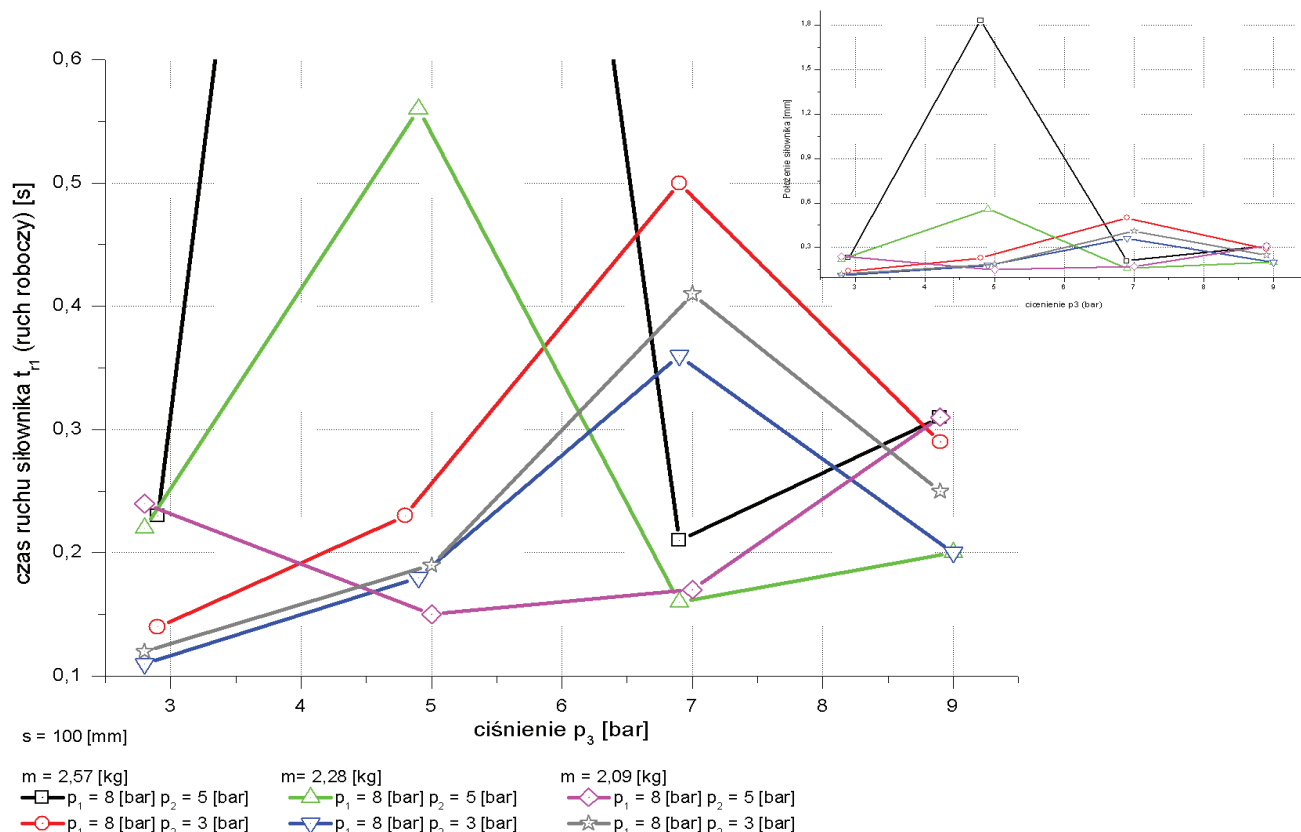


Rys. 9 Wartości czasu ruchu roboczego t_{r1} siłownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsilownika p_3 dla skoku $s = 150 \text{ mm}$, różnej masy elementów ruchomych i wartości ciśnienia p_2 dla ruchu powrotnego



Sprzedaż siłowników, zaworów, elementów pneumatyki. Projektowanie układów i systemów pneumatycznych. Automatyzacja procesów przemysłowych.

WWW.OBREIUP.COM.PL



Rys.10 Wartości czasu ruchu roboczego t_r siłownika w funkcji ciśnienia w zbiorniku przeciwsiłownika p_3 dla skoku $s = 100$ mm, różnych mas elementów ruchomych i wartości ciśnienia p_2 dla ruchu powrotnego

Możemy zauważyć (tab. 1), że siły tarcia dla poszczególnych pomiarów mają zbliżone wartości. Wzrost czasu ruchu roboczego t_r jest zatem spowodowany wykorzystaniem dostarczonej energii (rys.7).

Z przedstawionych wyników badań widać, że dynamika badanego układu obciążonego siłą przeciwdziałającą ruchowi zależy od:

- wartości tej siły (ciśnienia p_3 w zbiorniku przeciwsilownika – rys. 4 i 5),
- długości skoku siłownika (rys. 8),
- masy elementów ruchomych (rys. 9 i 10).

Badania potwierdziły również wcześniejsze obserwacje [Maluszycki, Kiczowski], iż realizacja ruchu powrotnego pod obniżonym, w stosunku do ruchu roboczego, ciśnieniem zasilania może mieć istotny wpływ na dynamikę liniowego napędu pneumatycznego.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawione wyniki wskazują na możliwość kształtowania charakteru ruchu roboczego pneumatycznego napędu liniowego poprzez dobór siły obciążającej (przeciwdziałającej ruchowi roboczemu) oraz parametrów pracy siłownika (wartości ciśnień zasilania dla komór siłownika). Wartości tych wielkości zależą od parametrów konstrukcyjnych napędu takich jak: długość skoku i masa elementów ruchomych siłownika

LITERATURA

1. Gerc E. W. (1973), Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie, WNT Warszawa.
2. Kiczowski T. (2005), Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych, Wyd. Politechniki Koszalińskiej, Koszalin.
3. Szenajch W. (1997), Napęd i sterowanie pneumatyczne, WNT Warszawa.
4. Maluszycki E., Kiczowski T. (2010), Oszczędzanie energii a dynamika napędu pneumatycznego Hydraulika i Pneumatyka 2/2010

AN INFLUENCE OF THE POWER LOAD ON THE DYNAMICS OF PNEUMATIC DRIVE

Abstract: The paper presents the experimental research results of an influence of the power load on the nature of the working motion of pneumatic linear actuator.

Układ sterowania filtra samoczyszczącego

Krzysztof Nieśpiałowski

kniespialowski@komag.eu

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

Streszczenie: Przemysłowe ciągi technologiczne wykorzystują znaczne ilości wody do płukania, transportu materiałów, chłodzenia, czy napędu i sterowania pracą maszyn i urządzeń. Dostarczana woda powinna charakteryzować się parametrami, umożliwiającymi ciągłe, długotrwałe i bezawaryjne korzystanie z zasilanych nią urządzeń. Parametry te zapewnia właściwa filtracja. Do tego celu służą między innymi filtry samoczyszczące. Jednym z nich jest (zaprojektowany w ITG KOMAG, a wykonany przez ZZM S.A.) sterowany pneumatycznie filtr samoczyszczący FS-60. Pneumatyczny układ sterowania dystrybuje sprężone powietrze do siłowników zaworów wodnych, zaworu odpowiedzialnego za ochronę wkładów filtrujących przed zanieczyszczeniami zgrubnymi. Pozwala na monitorowanie różnicy ciśnień na „wlocie” i „wylocie” z filtra oraz powiadamia o stanach awaryjnych.

1. WPROWADZENIE

W artykule przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne filtra samoczyszczącego, opracowane przez zespół autorski ITG KOMAG. Prace związane z wykonaniem prototypu oraz wdrożeniem do produkcji realizują Zabrzeńskie Zakłady Mechaniczne S.A. w ramach projektu celowego współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego (działanie 1.4-4.1 – Program Operacyjny Innowacyjna Gospodarka). Filtr, sterowany pneumatycznie, zapewnia uzdatnianie wody przez niedopuszczanie do wytrącania się węglanu wapnia na ściankach instalacji oraz zapobiega przedostawaniu się zanieczyszczeń zgrubnych bezpośrednio na wkłady filtracyjne. Takie rozwiązanie zapewnia wydłużony okres bezawaryjnej eksploatacji filtra oraz urządzeń zasilanych wodą, szczególnie w środowisku panującym w podziemiach kopalń [4,5].

Na rynku polskim i zagranicznym istnieje szereg firm produkujących i dostarczających filtry samoczyszczące dla przemysłu [7,8,9]. Przeznaczone są one do oczyszczania wody i innych cieczy o niskiej lepkości z cząstek stałych, za wyjątkiem zanieczyszczeń włóknistych i lepkich. Często konstrukcja tego typu filtrów przewiduje czyszczenie wkładów filtracyjnych rozmieszczonych na obrotowej płycie, znajdującej się wewnątrz filtra, bądź poprzez obrót ramienia odprowadzającego zanieczyszczenia, ustawiając go pod wybranym, nieruchomym wkładem. Takie rozwiązania konstrukcyjne powodują, że w trakcie normalnej pracy filtra wylot zanieczyszczeń połączony jest zawsze z jednym wkładem filtracyjnym, wyłączając go z procesu filtracji. Urządzenie opracowane w ITG KOMAG, a wykonane w ZZM S.A. oparto na zastosowaniu zaworów wodnych, zapewniających wykorzystanie w procesie filtracji wszystkich wkładów filtracyjnych równocześnie, z krótkotrwałym wyłączeniem kolejnych wkładów na czas oczyszczania.

Do sterowania procesem filtracji, producenci filtrów samoczyszczących wykorzystują sterowanie ręczne, elektryczne, hydrauliczne bądź pneumatyczne. W podziemnych wyrobiskach

zakładów górniczych, w których istnieją instalacje sprężonego powietrza, stosowane są często filtry sterowane pneumatycznie. Przedstawicielem takiego rozwiązania jest zaprojektowany w ITG KOMAG, a wykonany przez ZZM S.A., filtr samoczyszczący FS-60. Pneumatyczny układ sterowania tego filtra dystrybuje (w założonej sekwencji) sprężone powietrze do siłowników zaworów wodnych, uruchamiając tym samym proces oczyszczania kolejnych wkładów filtracyjnych. Uruchamia zawór odpowiedzialny za ochronę wkładów filtrujących przed zanieczyszczeniami zgrubnymi. Pozwala na monitorowanie różnicy ciśnień na „wlocie” i „wylocie” z filtra oraz powiadamia o stanach awaryjnych.

2. BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA FILTRA SAMOCZYSZCZĄCY FS-60

Konstrukcja filtra samoczyszczącego FS-60 uwzględnia szereg założeń, które dotyczą między innymi: ogólnej budowy filtra, zastosowanych komponentów oraz medium sterującego (sprężone powietrze). Uwzględniono potrzebę ochrony wkładów filtrujących przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń. Przewidziano zastosowanie urządzenia uzdatniającego wodę, poprzez eliminację wytrącającego się węglanu wapnia. Takie rozwiązanie zapewni zwiększenie trwałości całego układu filtracyjnego oraz urządzeń zasilanych wodą. Istotnym założeniem konstrukcji była taka budowa pneumatycznego układu sterowania, która zapewni równoczesne wykorzystanie wszystkich wkładów filtrujących w procesie filtracji wody, z krótkim wyłączeniem kolejnych wkładów na czas przepłukiwania [5].

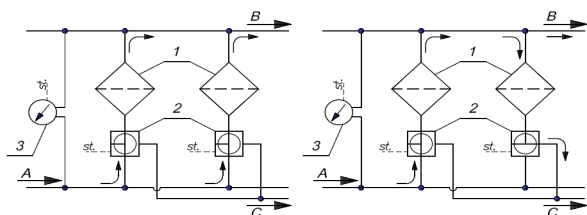
2.1. Budowa filtra

Filtr FS-60 (Rys. 1) zbudowany jest z materiałów odpornych na działanie środowiska wodnego, oraz środowiska panującego w podziemiach zakładów górniczych.

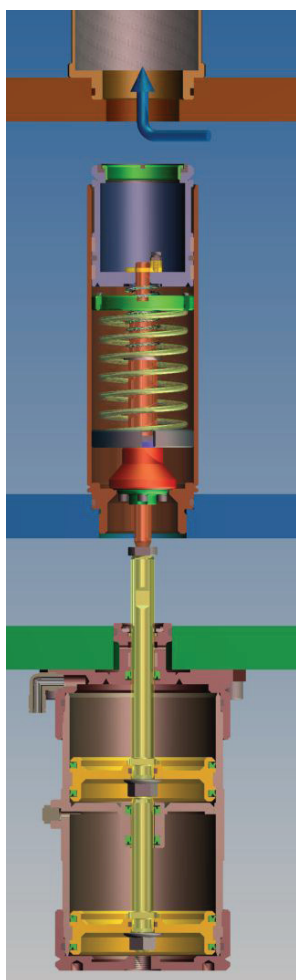
Istotnym elementem filtra jest zespół uzdatniania wody, zapobiegający osadzaniu się kamienia na powierzchni wkładów

Na Rys. 4 przedstawiono uproszczony schemat oczyszczania wkładów filtracyjnych strumieniem wstecznym.

Układ czyszczenia zbudowano w oparciu o autorskie rozwiązanie zaworu wodnego (Rys. 5). Sterowanie pneumatyczne umożliwia wykorzystanie wszystkich wkładów filtrujących w trakcie normalnej pracy filtra. Elementem sterującym zaworu jest dwutłokowy siłownik pneumatyczny dwustronnego działania. Elementami wykonawczymi, kierującymi przepływem wody, są: grzybek oraz tuleja zamykająca ze sprężyną dociskową.



Rys. 4. Uproszczony schemat działania filtra: 1-wkłady filtracyjne, 2-zawory wodne, 3-manometr różnicowy, A-dopływ wody zanieczyszczonej, B-wypływ wody przefiltrowanej, C-wypływ zanieczyszczeń, st.-sterowanie pneumatyczne (źródło: opracowanie własne)



Rys. 5. Zawór wodny (źródło: opracowanie własne)

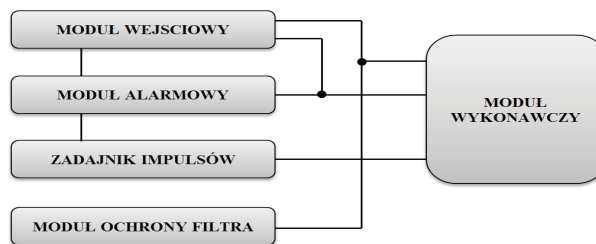
3. UKŁAD STEROWANIA PRACĄ FILTRA

W rozwiązaniu filtra samoczyszczącego zastosowano pneumatyczny układ sterowania [1,2] odpowiedzialny za:

- przesyłanie sygnałów sterujących (w określonej sekwencji) do cylindrów zaworów wodnych,
- przesyłanie sygnału sterującego do zaworu odpowiedzialnego za ochronę wkładów filtrujących przed zanieczyszczeniami zgrubnymi,
- monitorowanie różnicy ciśnień na wlocie i wylocie z filtra,
- informowanie o stanach awaryjnych.

Układ sterowania filtra (Rys. 6) zbudowany jest z następujących modułów wykonawczych:

- wejściowego (zbiera informacje oraz uruchamia procedury czyszczenia filtra),
- alarmowego (informuje o sytuacji awaryjnej),
- zadajnika impulsów (generuje impulsy sterujące modułem wykonawczym),
- ochrony filtra (pozwala na jednoczesne otwarcie wszystkich zaworów wodnych),
- wykonawczego (steruje kolejnością pracy siłowników pneumatycznych).



Rys. 6 Schemat blokowy układu sterowania (źródło: [3])

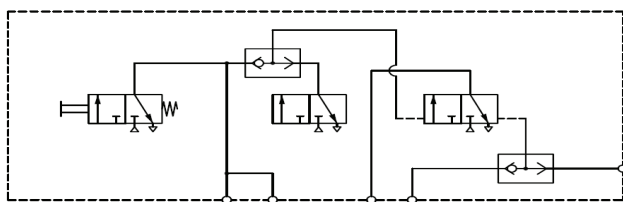
Tab.2 Parametry techniczne układu sterowania (źródło: [1])

Obudowa	stal nierdzewna
Wymiary	wysokość 380 mm szerokość 380 mm głębokość 210 mm
Szybkozłącza siłowników	6 mm
Przyłącza zasilające	8 mm
Przyłącza czujnika różnicowego	G½
Ciśnienie zasilania	0,4 ÷ 1 MPa
Różnica ciśnień uruchamiająca funkcje czyszczące	regulowana (maksymalnie 0,5 MPa)
Dop. temperatura pracy	80 °C
Czas czyszczenia wkładów	regulowany (każdy osobno)
Funkcja ochrony filtra	manualna
Oczyszczanie wkładów	automatyczna / manualne

3.1. Moduł wejściowy

Przedstawiony na Rys. 7 moduł wejściowy jest podstawowym elementem układu sterowania. Jego zadaniem jest „zbieranie informacji” o stanie zanieczyszczenia wkładów filtracyjnych oraz uruchomienie procedury ich oczyszczania. Moduł ten zbudowany jest z:

- zaworu uruchamiającego procedurę czyszczenia filtra,
- przetwornika różnicy ciśnień wody (w komorze górnej i dolnej filtra) z pneumatycznymi stykami, załączającymi procedurę oczyszczania wkładów filtracyjnych,
- zaworu sterującego, uruchamianego sygnałem z przycisku lub z przetwornika różnicy ciśnień,
- dwóch zaworów logicznych, zbierających sygnały pneumatyczne doysterowania i resetowania zaworu sterującego.

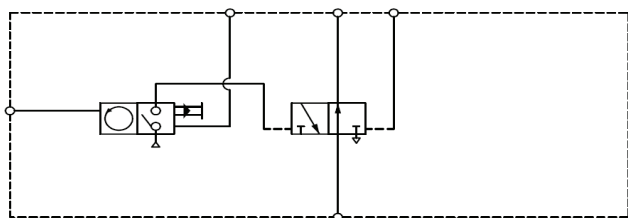


Rys. 7. Moduł wejściowy (źródło: [1])

3.2. Moduł alarmowy

Podczas płukania (oczyszczania strumieniem wstecznym) wkładów filtracyjnych, różnica ciśnień wody na wlocie i wylocie filtra powinna zmniejszać się sukcesywnie. W przypadku występowania różnicy ciśnień (większej od założonej), po zakończeniu pierwszej procedury czyszczenia, uruchamiana jest następna. Gdy po drugim cyklu oczyszczenia różnica ciśnień, monitorowana na manometrze różnicowym, nie uzyska założonej nastawy wartości, czyszczenie filtra zostanie zatrzymane (filtr będzie normalnie pracował), dzięki zastosowaniu modułu alarmowego (Rys. 8)

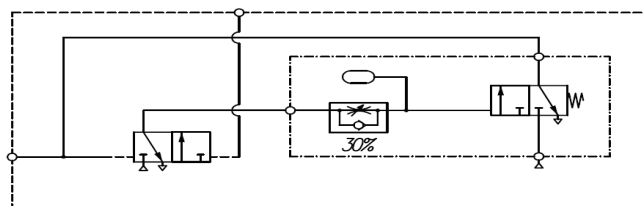
Moduł alarmowy ściśle współpracuje z modułem wejściowym oraz zadajnikiem impulsów. Zlicza on ilość cykli oczyszczenia wkładów filtracyjnych i po określonej ich liczbie „wyświetla” informację alarmową.



Rys. 8. Moduł alarmowy (źródło: [1])

3.3. Zadajnik impulsów

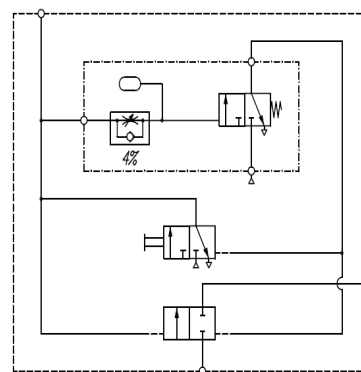
Zadajnik impulsów (Rys. 9) jest podukładem, który ma za zadanie generowanie impulsów sterujących modułem wykonawczym. Czas pomiędzy generowanymi impulsami jest regulowany za pomocą układu czasowego, który sterowany jest przez pneumatyczny zawór 3/2.



Rys. 9. Zadajnik impulsów (źródło: [1])

3.4. Moduł ochrony filtra

W szczególnych przypadkach, po zabudowie filtra w nowej lokalizacji, w środowisku silnie zanieczyszczonym, może wystąpić konieczność wstępnego przepłukania filtra celem ochrony wkładów filtracyjnych przed zanieczyszczeniami zgrubnymi. Taka konieczność może również wystąpić po dłuższym czasie przestoju filtra. W tym celu układ sterowania uzupełniono o moduł ochrony filtra (Rys. 10). Zadaniem tego modułu jest wysunięcie wszystkich siłowników (zamknięcie filtra) oraz otwarcie zaworu wody i swobodny wypływ jej do miejsca zrzutu.



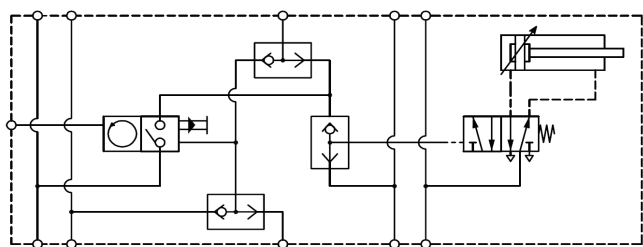
Rys. 10. Moduł ochrony filtra (źródło: [1])

3.5. Moduł wykonawczy

Moduł wykonawczy składa się z 6 kanałów połączonych pneumatycznie. Na każdy kanał przypada licznik odejmujący, siłownik pneumatyczny wraz z zaworem 5/2 oraz zawory logiczne „OR”, zbierające sygnały resetujące liczniki poprzednich kanałów. Za ostatnim, 6-tym kanałem, zastosowano dodatkowy licznik oraz układ czasowy pozwalający na prawidłową pracę tego kanału.

Sygnałysterowania każdego zaworu siłownika przechodzi przez zawór logiczny. Dzięki takiemu rozwiązaniu uzyskano możliwość niezależnego wysunięcia wszystkich siłowników podczas pracy w trybie ochrony filtra przed grubymi frakcjami zanieczyszczeń.

Zastosowanie jednego układu czasowego umożliwia sterowanie poszczególnymi siłownikami w ustalonej kolejności. Sterowanie z wykorzystaniem liczników jest rozwiązaniem zapewniającym prawidłowe działanie filtra w sytuacjach awaryjnych. W przypadku uszkodzenia elementów jednego kanału, pozostałe siłowniki będą działać poprawnie. Na Rys. 11 przedstawiono jeden kanał modułu wykonawczego.



Rys. 11 Pojedynczy kanał modułu wykonawczego (źródło: [1])

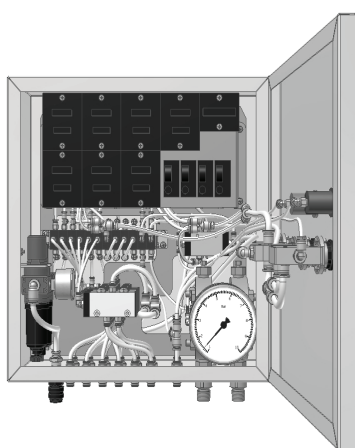
4. ZABUDOWA UKŁADU STEROWANIA

Moduły wykonawcze, tworzące układ sterowania, umieszczono w skrzynce sterowniczej (Rys. 12). W górnej części skrzynki umieszczono liczniki pneumatyczne oraz elementy czasowe. Poniżej zabudowano zawory logiczne oraz manometr różnicy ciśnień. Zespół przygotowania powietrza znalazł swoje miejsce na ścianie bocznej skrzynki sterowniczej. Drzwi skrzynki (Rys. 13) zaopatrzone w zawory pneumatyczne, służące do:

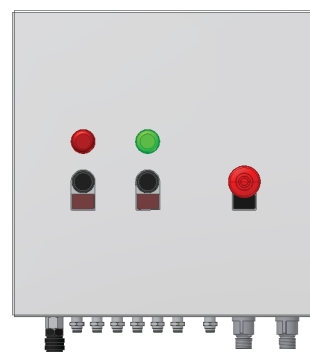
- manualnego uruchomienia funkcji oczyszczania wkładów filtracyjnych,
- manualnego uruchomienia funkcji ochrony filtra przed zanieczyszczeniami zgrubnymi,
- awaryjnego zatrzymania wyżej opisanych funkcji.

Na drzwiach umieszczono wskaźniki pneumatyczne, informujące o włączeniu filtra do pracy oraz o wystąpieniu stanów awaryjnych.

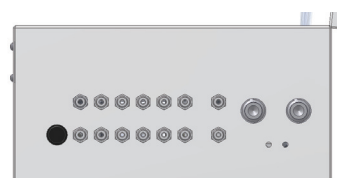
Na spodniej płycie skrzynki sterowniczej (Rys.14) umieszczono szereg przyłączy pneumatycznych, łączących układ sterowania ze źródłem zasilania (sprężone powietrze) oraz z zespołami roboczymi filtra.



Rys. 12. Skrzynka sterownicza (źródło: [2]): 1-liczniki pneumatyczne oraz elementy czasowe, 2-zawory logiczne, 3-zespół przygotowania powietrza, 4-manometr różnicy ciśnień

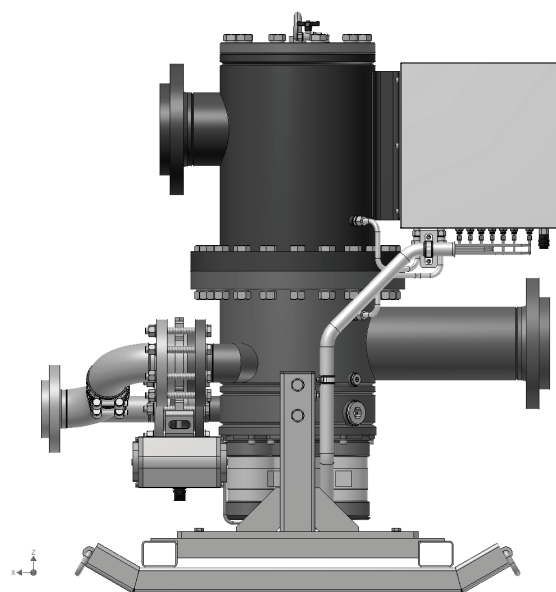


Rys. 13. Drzwi skrzynki sterowniczej z widocznymi przyciskami zaworów pneumatycznych (źródło: [2]): 1-wskaźnik – PRACA, 2-wskaźnik – AWARIA, 3-oczyszczanie wkładów filtracyjnych, 4-ochrona filtra, 5-STOP

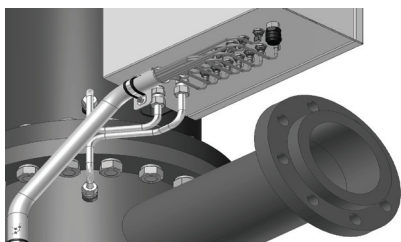


Rys. 14. Spodnia płyta skrzynki sterowniczej (źródło: [2]): 1-szybkozłącze pneumatyczne (wyjście sprężonego powietrza do odbiorników), 2- szybkozłącze pneumatyczne (wejście sprężonego powietrza z źródła zasilania), 3-przyłącze manometru różnicy ciśnień

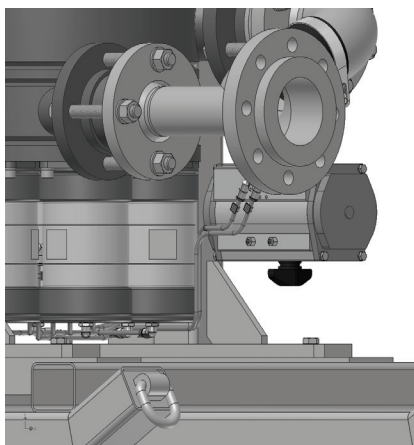
Połączenia pneumatyczne skrzynki sterowniczej z odbiornikami (siłownikami oraz zaworem otwierającym w celu ochrony wkładów filtrujących przed zanieczyszczeniami zgrubnymi) przedstawiono na Rys. 15-18. Przewody poprowadzono wewnątrz stalowej rury, która stanowi z jednej strony zabezpieczenie przed ich uszkodzeniem, a z drugiej strony zbiera je w jedną wiązkę.



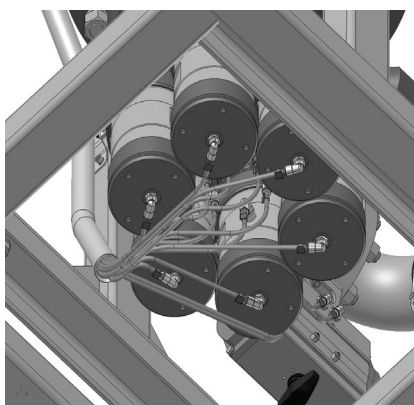
Rys.15 Model 3D filtra (źródło: [2]): 1-filtr, 2- skrzynka sterownicza, 3-rura



Rys.16 Model 3D połączeń pneumatycznych – połączenie skrzynki (źródło: [2])



Rys.17 Model 3D połączeń pneumatycznych – połączenie przepustnicy (źródło: [2])



Rys.18 Model 3D połączeń pneumatycznych – połączenie siłowników (źródło: [2])

4. PODSUMOWANIE

Budowa filtra samoczyszczącego FS-60 stanowi efekt współpracy jednostki badawczo rozwojowej (ITG KOMAG) z partnerem przemysłowym (ZSM S.A.). Opracowane rozwiązanie stanowi alternatywę dla podobnych wyrobów istniejących na rynku. Zrealizowane zostało w ramach projektu celowego współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Filtr posiada szereg innowacyjnych rozwiązań takich jak:

- realizacja funkcji czyszczenia, poprzez system pneumatycznie sterowanych zaworów wodnych,
- zapobieganie osadzania węglanu wapnia na wkładach filtrujących oraz wewnętrznych powierzchniach filtra w procesie filtracji wody,
- ochrona filtra przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń, mogącymi przedostać się do wkładów filtrujących podczas rozruchu (bądź po dłuższym przestoju) urządzenia.

Rozwiązanie pozwoliło na zastąpienie obrotowego elementu sterującego kolejnością czyszczenia wkładów filtrujących, łatwo wymiennymi zaworami wodnymi. Uproszczenie budowy i dostępu do zespołu przepływającego skraca czas ewentualnej naprawy.

Modułowa budowa pneumatycznego układu sterowania umożliwia:

- wykorzystanie wszystkich wkładów filtrujących podczas normalnego cyklu filtracji wody (w oferowanych na rynku produktach, jeden wkład wyłączony jest zawsze z cyklu filtracji),
- pozwala na monitorowanie pracy filtra.

Wykorzystanie do budowy układu sterowania podzespołów pneumatycznych pracujących przy niskich ciśnieniach zasilania umożliwia stosowanie filtra w instalacjach, w których może występować jego wanie.

LITERATURA

1. Praca niepublikowana (2010a), Filtr samoczyszczący z funkcją uzdatniania wody i ochroną przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń. Opracowanie założeń konstrukcyjnych i wstępnego rozwiązania konstrukcyjnego filtra samoczyszczącego, ITG KOMAG, Gliwice.
2. Praca niepublikowana (2010b), Filtr samoczyszczący z funkcją uzdatniania wody i ochroną przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń. Wirtualne prototypowanie wstępnego rozwiązania konstrukcyjnego filtra samoczyszczącego, ITG KOMAG Gliwice
3. Nieśpiłowski K. i inni (2011a), Innowacyjny filtr samoczyszczący do instalacji wodnych, Maszyny Górnicze, Nr 3, 74-80.
4. Nieśpiłowski K. i inni (2011b), Filtr samoczyszczący do wody i cieczy nisko lepkich, W: XXI Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna CYLINDER 2011, Monografia ITG KOMAG, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, 65-76
5. Nieśpiłowski K. i inni (2011c), Filtr samoczyszczący z funkcją uzdatniania wody, W: 12. Konferencja Naukowo-Techniczna KOMTECH 2011, Monografia ITG KOMAG, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo-efektywność-niezawodność, 85-97
6. <http://www.filtertech.com.pl>
7. <http://www.ekopil.pl>
8. <http://www.seebach.com>
9. <http://www.hydac.com.pl>

CONTROL SYSTEM OF SELF-CLEANING FILTER

Abstract: Industrial technological lines consume a significant amount of water for washing, transportation of materials, cooling or for drive and control of operation of machines and equipment. Supplied water should have parameters enabling continuous, long lasting and failure-free operation of equipment using water. Proper filtration of water ensures these parameters. Self-cleaning filters are, among others, used for that purpose. FS 60 pneumatically controlled self-cleaning filter (designed at the KOMAG Institute of Mining Technology and manufactured by Zabzarskie Mechanical Works, JSC) is one of them. Pneumatic control system distributes compressed air to the cylinders of water valves and to the valve responsible for protection of filter inserts against coarse contaminants. That enables monitoring of difference of pressure on filter "inlet" and "outlet" and it reports emergency states.

System komunikacji bezprzewodowej w sterowaniu serwonapędów elektropneumatycznych

Sebastian Mazur, Ryszard Dindorf, Piotr Woś

mazurs@tu.kielce.pl, dindorf@tu.kielce.pl, wos@tu.kielce.pl

Katedra Urządzeń Mechatronicznych, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

Streszczenie: Rozwiązaniem wielu problemów w sterowaniu serwonapędów elektropneumatycznych może być sieć bezprzewodowa. Najprostszym przykładem takiej sieci jest Wireless Local Area Network (WLAN), która może zostać wykorzystana do zdalnego sterowania serwonapędów elektropneumatycznym w oparciu o aplikację uruchamianą na mobilnym komputerze. Aby w praktyce sprawdzić możliwości wykorzystania tej aplikacji zbudowano stanowisko laboratoryjne do zdalnego sterowania serwonapędu elektropneumatycznego.

1. WPROWADZENIE

Sieci bezprzewodowe na przełomie kilku ostatnich lat zyskują na coraz większej popularności. Ciągły rozwój tej technologii sprawia, że stają się one coraz szybsze, bezpieczniejsze oraz niezawodne. Komunikacja bezprzewodowa ze względu na łatwość instalacji powszechna jest w użytku domowym jak również staje się coraz bardziej popularna w przemyśle. W ostatnim raporcie Głównego Urzędu Statystycznego można przeczytać, że aż 81,9% dużych przedsiębiorstw korzysta z bezprzewodowej łączności do sieci Internet [1]. Sieci te można jednak oprócz dostępu do sieci Internet wykorzystać także do komunikacji z urządzeniami wykorzystywanymi w przemyśle.

Celem pracy jest pokazanie jak można wykorzystać sieć bezprzewodową WiFi w sterowaniu serwomechanizmem elektropneumatycznym. W tym celu zostało zbudowane stanowisko laboratoryjne i napisana aplikacja do komunikacji między operatorem a serwomechanizmem.

2. KOMUNIKACJA W SIECIACH

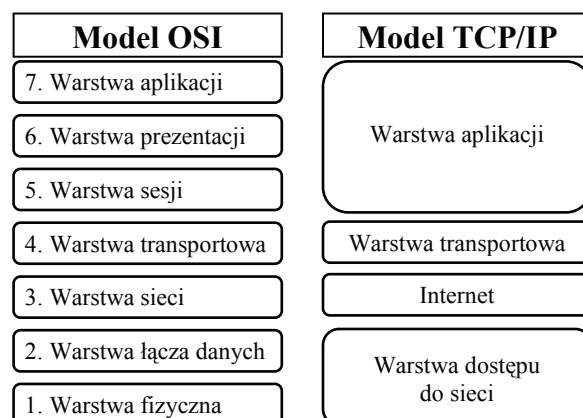
Wymiana informacji między urządzeniami za pośrednictwem sieci musi odbywać się według ściśle określonych zasad zwanych protokołami, które są specyficzne dla każdego rodzaju stosowanej komunikacji. Każdy protokół ma przeznaczone do wykonania zadania, wśród których można wyróżnić:

- określenie formatu i struktury przesyłanej wiadomości,
- sposób wymiany wiadomości pomiędzy urządzeniami sieciowymi,
- metody wymiany informacji systemowych i błędów między urządzeniami sieciowymi,
- nawiązywanie i kończenie połączeń.

Protokoły zazwyczaj nie opisują jak realizować określoną funkcję, dzięki czemu implementacja danego protokołu jest niezależna od konkretnej technologii. Pozwala to na dostęp do danej usługi świadczonej przez urządzenie w sieci przez dowolne inne urządzenie, którym może być komputer, telefon komórkowy, telefon VoIP czy też tablet.

Pomyślna komunikacja zazwyczaj wymaga współdzielenia wielu różnych protokołów. Taką powiązaną ze sobą grupę protokołów nazywa się zestawem protokołów, którą często przedstawia się jako stos. Stos pokazuje warstwową hierarchię protokołów, gdzie każda usługa wyższego poziomu jest zależna od funkcjonalności warstwy niższego poziomu. Takie podejście do opisu protokołów sieciowych ma pewne korzyści. Przede wszystkim można łatwiej projektować protokoły, ponieważ pracują one na specyficznych warstwach, przez co mają dostęp do zdefiniowanych informacji, na których działają. Zwiększa się konkurencja wśród producentów sprzętu i oprogramowania, ponieważ produkty od różnych dostawców mogą ze sobą współpracować a także wprowadza się wspólny język do opisu funkcji sieci [2].

Istnieją dwa podstawowe modele sieci. Model TCP/IP (model protokołów) oraz model OSI (model odniesienia) [3]. Model odniesienia i model protokół wraz ich warstwami zamieszczono na rys. 1. Podstawowym zadaniem modelu odniesienia jest dostarczenie wspólnego punktu widzenia w celu utrzymania spójności wśród wszystkich typów protokołów i usług sieciowych. Model OSI wykorzystywany jest do projektowania sieci, tworzenia specyfikacji oraz do rozwiązywania problemów. Model TCP/IP opisuje funkcje występujące na każdej warstwie w ramach zestawu TCP/IP przez co jest modelem protokołów, którego zadaniem jest określenie hierarchicznego zbioru powiązanych protokołów, w celu określenia funkcjonalności wymaganej pomiędzy użytkownikiem sieci a siecią danych [2].



Rys. 1. Model odniesienia i model protokołów

Model TCP/IP uważany jest za model sieci Internet. Definiuje on cztery warstwy, które są odpowiedzialne za prawidłową komunikację w sieci. Warstwa dostępu do sieci odpowiedzialna jest za kontrolę urządzeń fizycznych i media tworzące sieć. Warstwa Internet określa najlepszą trasę pakietów w sieci natomiast warstwa transportowa zajmuje się komunikacją pomiędzy różnymi urządzeniami w różnych sieciach. Ostatnia warstwa (aplikacji) prezentuje oraz odczytuje dane od użytkownika. Proces komunikacji można przedstawić w następujących krokach:

1. Odebranie danych przez warstwę aplikacji urządzenia wysyłającego.
2. Przygotowanie danych do transportu przez podzielenie ich na fragmenty o określonej wielkości oraz powiązanie danych z aplikacją, od której pochodzą.
3. Przygotowanie danych do wysyłki przez nadanie odpowiednich adresów nadawcy i odbiorcy.
4. Generowanie danych do medium transmisyjnego na poziomie warstwy dostępu do sieci.
5. Transport danych przez sieć.
6. Odbiór danych przez urządzenie docelowe.
7. Odtworzenie danych z odebranych fragmentów i przekazanie do docelowej aplikacji.

Model OSI składający się z siedmiu warstw dostarcza listę funkcji oraz usług, które mogą zaistnieć w każdej z warstw, przez co ma on znaczący udział w rozwoju innych protokołów. Warstwa fizyczna opisuje transmisję bitów pomiędzy urządzeniami sieciowymi korzystającymi z określonego medium transmisyjnego. Warstwa łączy danych odpowiedzialna jest z wymianę ramek pomiędzy połączonymi urządzeniami. Kolejna warstwa sieci dostarcza usługi do wymiany pojedynczych fragmentów danych przez sieć natomiast warstwa transportowa określa, w jaki sposób dane dzielone są na fragmenty o odpowiedniej wielkości jak również, w jaki sposób są one składane. Warstwa sesji odpowiedzialna jest za sterowanie dialogiem oraz zarządza wymianą danych a warstwa prezentacji zapewnia wspólną reprezentację danych przesyłanych pomiędzy warstwami aplikacji. Ostatnia warstwa zapewnia usługi do komunikacji pomiędzy urządzeniem umieszczonym w sieci a użytkownikiem.

Porównując oba modele można zauważyć podobieństwa między nimi. Warstwy 3 i 4 modelu OSI można jednoznacznie porównać z warstwami Internet i transportową modelu TCP/IP. Warstwa 3 wykorzystywana jest do adresowania oraz procesu routingu danych przez sieć, natomiast protokół internetowy IP, który należy do modelu TCP/IP zawiera funkcjonalność opisaną w warstwie 3. Warstwy 1 i 2, opisujące procedury dostępu do medium oraz sposoby fizycznego wysyłania danych przez sieć można porównać z warstwą dostępu do sieci, która tylko opisuje sposób przekazania danych z warstwy Internetu do protokołów warstwy fizycznej, natomiast nie określa, który protokół należy użyć podczas transmisji danych. Warstwy 5, 6 i 7 modelu OSI wykorzystywane w celu zapewnienia aplikacji dostępu do sieci są tożsame z warstwą aplikacji modelu TCP/IP, który zawiera wiele protokołów, które udostępniają określone funkcje aplikacjom użytkowników końcowych [2, 3, 4]

2.1. Komunikacja bezprzewodowa – warstwa dostępu do sieci

Zaletą warstwowego modelu sieci jest to, że wymiana protokołu w danej warstwie nie wymusza zmiany użytych protokołów w pozostałych warstwach stosu. Pozwala nam to m.in. na pisanie uniwersalnych aplikacji sieciowych, które nie będą uzależnione od medium transmisyjnego. Obecnie w pierwszej warstwie modelu TCP/IP można wyróżnić trzy typy mediów transmisyjnych, łączących urządzenia i zapewniających transmisję danych:

- kable metalowe,
- światłowody,
- łączność bezprzewodowa.

Wymienione wyżej media posiadają różne właściwości, cechy, wady i zalety. Dla każdego medium wymagane jest inne kodowanie sygnału. W kablach metalowych bity zamieniane są na impulsy elektryczne, światłowody bazują na zamianie danych na impulsy światła w zakresie widzialnym lub podczerwonym natomiast transmisja bezprzewodowa wykorzystuje fale elektromagnetyczne.

Do zalet sieci kablowych można zaliczyć zapewnienie odpowiedniej mocy sygnału na całym odcinku kabla, ochronę przed oddziaływaniem sygnałów zewnętrznych czy też brak lokalnych regulacji i norm przy wykorzystaniu pasma częstotliwości. Dla sieci bezprzewodowych zalety sieci kablowych będą ich wadami, ponieważ bez dodatkowych norm prawnych można korzystać tylko z niektórych zakresów częstotliwości, sygnał użyteczny podatny jest na zewnętrzne zakłócenia oraz trudno jest zapewnić odpowiednią jakość sygnału wraz z oddalaniem się od jego źródła. Zaletami sieci bezprzewodowych niewątpliwie jest łatwy dostęp do medium transmisyjnego jak również łatwość budowy i rozbudowy takich sieci [2, 5].

Jedną z popularnych metod dostępu bezprzewodowego do sieci komputerowej jest sieć WLAN (Wireless Local Area Network). Sieci te zgodne są z grupą standardów 802.11, które określają reguły dla pierwszej i drugiej warstwy modelu OSI. Zakres częstotliwości fal radiowych wykorzystywanych przez standard nie wymaga koncesji, dlatego można z tego standardu korzystać bez specjalnych zezwoleń. W pierwszej wersji standardu transmisja odbywała się w paśmie 2,4 GHz oraz w podczerwieni przy długości fali od 850 nm do 950 nm. Podczerwień jednak nie przyjęła się ze względu na liczne ograniczenia tego typu transmisji. Obecnie wykorzystywane jest także pasmo 5 GHz.

Standardy z rodziny 802.11 oznaczane są kolejno 802.11a, 802.11b do 802.11z a następnie stosowana jest notacja dwuliterowa, tj. 802.11aa, 802.11ab do 802.11ai. Obecnie powszechnie korzysta się ze standardów 802.11a, 802.11b, 802.11g oraz 802.11n. Pozostałe wersje są to rozszerzenia usługi i poprawki innych standardów z grupy 802.11. Obecnie najszybszym standardem powszechnie dostępnym jest 802.11n, który był projektowany z przeznaczeniem dla rozległych sieci bezprzewodowych. W standardzie tym wykorzystano technologię Multiple Input Multiple Output (MIMO), która wykorzystuje wiele anten do nadawania i odbierania sygnału.

Dodatkowo urządzenia pracujące w tym standardzie potrafią wykorzystywać wiele kanałów transmisyjnych do stworzenia jednego połączenia [6].

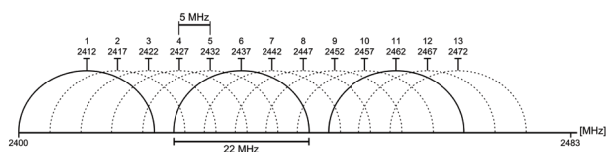
W tabeli 1 zestawiono szybkości, jakie może osiągać dany standard oraz wykorzystywane przez niego pasmo częstotliwości.

Tabela 1. Standardy 802.11

Standard	Szybkości [Mb/s]	Pasmo [GHz]
802.11	1; 2	2,4
802.11a	6; 9; 12; 18; 24; 36; 48; 54	5
802.11b	1; 2; 5,5; 11	2,4
802.11g	1; 2; 5,5; 6; 9; 11; 12; 18; 24; 36; 48; 54	2,4
802.11n	100; 150; 300; 450; 600	2,5 lub 5

Standard 802.11 określa schemat podziału pasm na kanały dla przedziału częstotliwości między 2,4 GHz a 2,483 GHz. Pasmo to nie podlega licencjonowaniu i dzielone jest na 11 kanałów dla Ameryki Północnej oraz 13 kanałów dla Europy. Odległości między środkowymi częstotliwościami dla poszczególnych kanałów wynoszą 5 MHz a szerokość kanału wynosi 22 MHz.

Na rys. 2 widoczne są kolejne kanały nakładają się na siebie, co może powodować zakłócanie się nawzajem urządzeń. Dlatego w sieciach bezprzewodowych, w których występuje więcej niż jeden punkt dostępowy, powinno używać się pasm nienakładających się tj. 1, 6 i 11. W celu ułatwienia budowy sieci bezprzewodowej obecne urządzenia potrafią automatycznie oraz dynamicznie wybierać kanał na podstawie kanału wykorzystywanego w sąsiedztwie [5, 6, 7, 8, 9, 10].



Rys. 2. Kanały w paśmie 2,4GHz

2.2. Protokoły sieciowe – warstwa internetowa

Warstwa sieci odpowiedzialna jest za wymianę fragmentów danych poprzez sieć pomiędzy określonymi urządzeniami końcowymi. Warstwa ta odpowiedzialna jest za adresowanie, enkapsulację, routing i dekapulację przesyłanych danych. Najbardziej popularnym protokołem wykorzystywanym w warstwie sieci jest protokół IP (Internet Protocol). Obecnie wykorzystywany jest w wersji 4 oraz sukcesywnie wprowadzana jest wersja 6 tego protokołu. Ponadto w warstwie sieci zaimplementowane są takie protokoły jak: IPX (Internetwork Packet Exchange), Apple Talk czy też bezpołączeniowa usługa sieci CLNS/DECNet.

Protokół IP jest protokołem bezpołączeniowym, przez co komunikacja z jego wykorzystaniem jest szybka i elastyczna, lecz zarazem może być zawodna. Zadanie niezawodności transmisji spoczywa, zatem na warstwach wyższego poziomu w sieciowym modelu. W protokole IP w wersji 4 adresowanie jest hierarchiczne. W 32 bitowej części przeznaczony na adres docelowy oraz źródłowy wyróżnia się część sieciową i część hosta. Dzięki takiemu podejściu sieć można łatwo dzielić na podsieci oraz wykorzystując część sieciową adresu przekazywać pakiety w kierunku ich przeznaczenia, niezależnie od indywidualnego adresu urządzenia w sieci. Cała pula adresów ($2^{32} = 4\ 294\ 967\ 296$) podzielona jest na klasy A, B, C, D, E gdzie klasy od A do C są adresami typu unicast z przeznaczeniem do adresacji urządzeń sieciowych. Na podstawie tabeli 2 łatwo zauważyć, że na początku rozwoju sieci organizacja która otrzymywała klasowe adresy z puli A, czy też B często nie wykorzystywała ich wszystkich. W latach 90-tych porzucono adresację klasową przechodząc na adresację bezklasową (zmienna maska) [2].

Tabela 2 Klasy IPv4

Klasa adresu	Zakres pierwszego oktetu	Część adresu: sieciowa (N) i hosta (H)	Maska podsieci	Liczba sieci i hostów w sieci
A	1-127	N.H.H.H	255.0.0.0 /8	Sieci: 128 (2^7) Hostów: 16 777 214 ($2^{16}-2$)
B	128-191	N.N.H.H	255.255.0.0 /16	Sieci: 2097150 (2^{21}) Hostów: 254 (2^8-2)
C	192-223	N.N.N.H	255.255.255.0 /24	-
D	224-239	Adres grupowy	-	-
E	240-255	Adres eksperymentalny	-	-

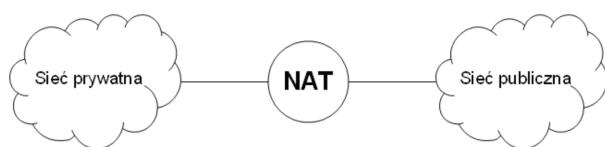
Usługodawca usług sieciowych przedziela użytkownikowi zakres adresów z wybranej puli a ten z kolei może podzielić przydzielony zakres na mniejsze podsieci wykorzystując maskę podsieci. Z uwagi, że w sieci znajduje się coraz więcej urządzeń przydzielanie całych klas użytkownikom końcowym spowodowało szybkie wyczerpanie puli dostępnych adresów. Aby to ograniczyć wprowadzono podział na adresy publiczne oraz prywatne a także klasowe adresy dzieli się na mniejsze podsieci z wykorzystaniem zmiennej maski (VLSM) [2]. Pierwszy i ostatni adres z podsieci jest adresem zarezerwowanym. Adres pierwszy przeznaczony jest na adres sieci, natomiast ostatni przeznaczony jest na adres rozgłoszeniowy. Pozostałe adresy przeznaczone są dla urządzeń w danej podsieci.

Aby urządzenia mogły się komunikować z wykorzystaniem sieci publicznej muszą posiadać adresy publiczne. W większości adresy IP są adresami publicznymi, natomiast wyróżnia się też adresy prywatne dla urządzeń, które nie wymagają dostępu do sieci publicznej. Dla klasy A, B i C zostały takie adresy wyodrębnione (tabela 3) w celu adresacji urządzeń niewymagających dostępu do Internetu.

Tabela 3 Adresy prywatne IPv4

Klasa adresu	Zakres adresów prywatnych	Maska podsieci
A	10.0.0.0 - 10.255.255.255	255.0.0.0 /8
B	172.16.0.0 - 172.31.255.255	255.240.0.0 /12
C	192.168.0.0 - 192.168.255.255	255.255.0.0 /16

Adresy prywatne wykorzystywane są do adresowania urządzeń w sieciach firmowych czy też domowych (sieci lokalne). Jeżeli istnieje konieczność połączenia sieci lokalnej z siecią publiczną wówczas stosuje się usługę translacji adresów (NAT) przedstawioną na rys. 3, w celu zamiany adresu prywatnego na adres publiczny. Usługę NAT instaluje się na bramie domyślnej, czyli routerze, który jest na granicy obu sieci.



Rys. 3. Schemat usługi NAT

2.3. Protokoły transportowe – warstwa transportowa

Przesyłanie w sieci dużych i ciągłych strumieni danych mogło by uniemożliwić dokonywanie w tym samym czasie innych transmisji z powodu zajęcia całego kanału transmisyjnego. Innym problemem byłoby naprawianie błędów transmisji oraz ponowne przesłanie uszkodzonych danych. Z tego względu dane dzieli się na mniejsze fragmenty (segmentacja), które przesyłane są pomiędzy urządzeniami w sieci. Zabieg taki pozwala także na równoczesną pracę w sieci wielu różnym aplikacjom przez umieszczanie w jednym kanale transmisyjnym części wiadomości pochodzących od różnych aplikacji (multipleksacja). Zadania segmentacji, scalania danych oraz multipleksowania komunikacji leżą po stronie warstwy transportowej [2].

W zależności od wymagań jakie stawia się przesyłanym danym wyróżnia się dwa podstawowe protokoły transmisyjne: TCP oraz UDP. Protokół TCP jest protokołem, który zapewnia niezawodne dostarczenie danych do odbiorcy przez śledzenie przesyłanych danych, potwierdzenie odbioru danych oraz powtórzenie

utraconych danych. Jest to protokół połączeniowy, co oznacza, że zanim zostaną przesłane dane przez sieć zostaje ustanowione połączenie między komunikującymi się urządzeniami. Ze względu na dodatkowe funkcje, jakie pełni ten protokół wprowadzany jest dodatkowy narzut informacji przesyłanej w sieci, który wynosi 20 bajtów na każdy segment danych. Drugim protokołem, który jest prostszy w budowie jest protokół UDP. Protokół ten przede wszystkim pełni mniej funkcji od TCP. Jest protokołem szybszym od TCP, nie wymaga potwierdzeń oraz nie zapewnia retransmisji utraconych danych, przez co nie zapewnia niezawodności. Charakteryzuje się małym narzutem dodatkowych danych (8 bajtów na każdy datagram danych). Jeżeli chodzi o zastosowanie wymienionych protokołów to tam, gdzie wymagana jest niezawodność transmisji danych stosowany jest protokół TCP. Przykładem mogą być aplikacje bazodanowe, poczta elektroniczna czy też strony internetowe, ponieważ utrata chociażby jednego fragmentu danych może spowodować zmianę sensu przesyłanej wiadomości lub utratę możliwości odczytania wiadomości. W przypadku danych mniej wrażliwych, gdzie aplikacje są tolerancyjne na stratę małych ilości danych stosowany jest protokół UDP. Przykładem może być transmisja video lub głosu, gdzie utrata nawet kilku datagramów spowoduje jedynie niewielkie zakłócenie obrazu lub rozmowy. W przypadku zapewnienia niezawodności transmisji danych odbiorca musiałby czekać na ich retransmisję, co mogło by skutkować zatrzymaniem obrazu video lub rozmowy głosowej [2, 11, 12].

2.4. Aplikacja – warstwa aplikacji

Zadaniem protokołów warstwy aplikacji jest zapewnienie interfejsu pomiędzy użytkownikiem urządzenia sieciowego a siecią danych. W warstwie tej można wyróżnić dwa typy oprogramowania: aplikacje oraz usługi. Usługi warstwy aplikacji zazwyczaj są transparentne dla użytkownika i są odpowiedzialne za połączenie aplikacji z siecią jak również przesłanie danych przez nią. Natomiast aplikacja zapewnia interfejs dla użytkownika oraz inicjuje proces przesyłania danych przez sieć. W warstwie aplikacji tak jak w pozostałych warstwach modelu sieci zaimplementowane są różnego rodzaju protokoły zdefiniowane przez standardy oraz formaty danych. Przykładem aplikacji, usługi i protokołu może być FTP, który jest zarówno interfejsem dla użytkownika (aplikacja), programem obsługującym połączenia do transmisji plików (usługa) oraz standardem wymiany komunikatów sieciowych (protokół).

Protokoły warstwy aplikacji określają sposób wymiany danych pomiędzy aplikacjami a usługami, które uruchomione są na urządzeniach biorących udział w komunikacji. Realizują to poprzez określenie typu oraz formatu wymienianej wiadomości jak również poprzez określenie sposobu wysyłania oraz odbierania wiadomości. Muszą także precyzować jak komunikować się z niższymi warstwami. W zależności od tego, jakie role pełnią urządzenia w sieci możemy wyróżnić dwa modele: klient-serwer oraz peer-to-peer (P2P). W modelu klient-serwer urządzenie, które żąda informacji nazywane jest klientem, natomiast urządzenie, które odpowiada na żądanie nazywa się serwerem. Przykładem takiego modelu może być sieć, w której umieszczony jest serwer stron internetowych (WWW).

Użytkownicy sieci za pośrednictwem przeglądarki wysyłają żądania do serwera w celu pobrania plików z treścią strony. Serwer podczas odpowiedzi wysyła żądany plik do klienta, którego następnie aplikacja interpretuje otrzymaną wiadomość i przedstawia ją użytkownikowi aplikacji. W przypadku modelu peer-to-peer dwa lub więcej urządzeń sieciowych mogą współdzielić swoje zasoby bez pomocy dedykowanego serwera. Zasadniczą różnicą w budowie modeli sieci jest to, że sieci P2P decentralizują swoje zasoby w przeciwieństwie do modelu klient-serwer, gdzie dane przechowywane są na dedykowanym serwerze. Z tego powodu w sieciach P2P trudno jest zapewnić wspólną politykę bezpieczeństwa i dostępu do zasobów sieci, ponieważ odpowiednie zasady trzeba wprowadzać na każdym urządzeniu w sieci [2].

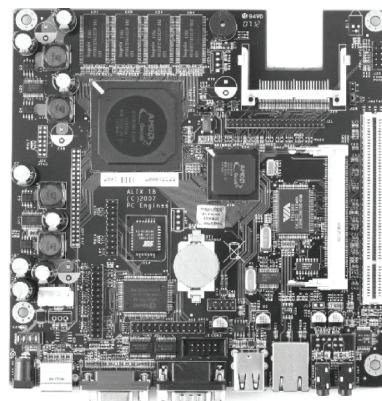
3. STEROWNIK SERWONAPĘDU ELEKTROPNEUMATYCZNEGO

Opierając się na modelu TCP/IP został zbudowany sterownik serwomechanizmu elektropneumatycznego. Na rys. 4 przedstawiono elementy, z których został wykonany sterownika.



Rys. 4. Budowa sterownika w oparciu o model TCP/IP

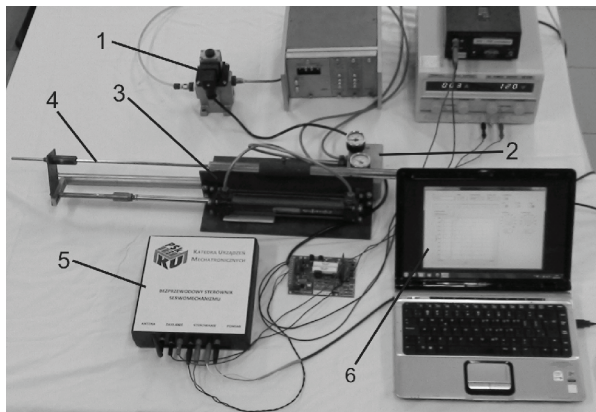
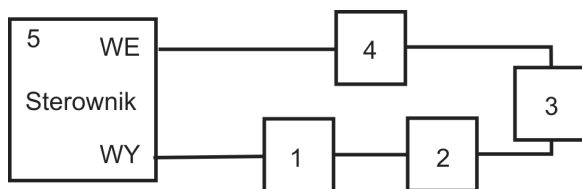
Sterownik serwomechanizmu został zbudowany w oparciu o płytę mikrokomputera ALIX.1D. Widok płyty ze sterownikiem zamieszczono na rys. 5. Płyta ta wyposażona jest w procesor AMD Geode 500 MHz oraz 256 MB pamięci RAM. Zasilana jest napięciem 12 V i charakteryzuje się małym poborem prądu, rzędu 0,4 do 0,5 A. Dodatkowo płyta zawiera Slot CF dla Compact Flash, port ethernet, slot minipci, wbudowany układ graficzny i dźwiękowy oraz dwa wyprowadzanie portu USB 2.0. Zadaniem płyty jest połączenie ze sobą karty bezprzewodowej, portu wejścia wyjścia oraz aplikacji dla operatora. W tym celu na karcie pamięci został zainstalowany system operacyjny Windows XP. System ten został wybrany, ponieważ wyposażenie płyty spełnia minimalne wymagania dla tego systemu jak również w systemie tym nie ma większych problemów z wykryciem zainstalowanego dodatkowego sprzętu oraz ze sterownikami do niego.



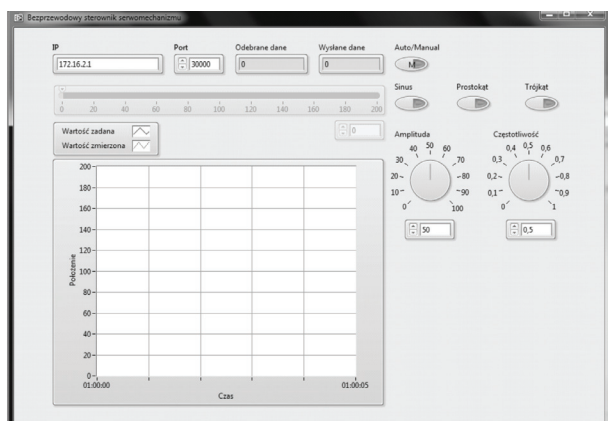
Rys. 5. Widok płyty sterownika w oparciu o model TCP/IP

Jako port wejścia/wyjścia dla sterownika został wybrany moduł do akwizycji danych MicroDAQ USB-1208FS. Układ ten posiada 4 wejścia analogowe w układzie symetrycznym (różnicowe) oraz 8 wejść w układzie asymetrycznym. Do generowania sygnałów wyjściowych są dostępne 2 wyjścia analogowe. Moduł ten połączony jest z płytą sterownika za pomocą interfejsu USB. Aby można było połączyć się z modulem z poziomu aplikacji w systemie należy zainstalować bibliotekę ULx. Do komunikacji z komputerem operatora wykorzystana jest karta Ubiquiti XR2. Zaletami tej karty są standard 802.11b oraz 802.11g, duża moc wyjściowa (26dB) oraz czułość odbiornika do -95dB. Zgodnie z modelem TCP/IP do prawidłowego działania urządzenia w sieci należy nadać im niepowtarzalne adresy sieciowe. W tym celu pula adresów IPv4 z klasy B została podzielona na podsieć składającą się z dwóch hostów. Podział na mniejszą podsieć został osiągnięty przez zmianę maski w taki sposób, aby tylko 2 najmniej znaczące bity zostały wykorzystane do wyznaczenia adresów urządzeń. Adresem wyjściowych był adres sieciowy 172.16.0.0/16. Po wyodrębnieniu podsieci wybrano adres 172.16.2.0/30 jako adres sieci. Adresem sterownika jest adres 172.16.2.1 a adresem operatora (komputer) jest 172.16.2.2. Pozostały adres w podsieci (172.16.2.3) jest zarezerwowanym adresem rozgłoszeniowym. Taka adresacja zwiększa bezpieczeństwo przed podłączeniem się do sieci „obcego urządzenia”, ponieważ kolejny adres 172.16.2.4/30 jest adresem już innej podsieci przez co urządzenia nie będą mogły się bezpośrednio komunikować ze sobą. Chcąc zapewnić niezawodność transmisji oraz z racji na małe ilości danych jakie są przesyłane przez sieć jako protokół transportowy wybrano TCP.

Do komunikacji sterownika z operatorem zostały napisane dwie aplikacje. Jedna dla samego sterownika oraz druga dla operatora. Aplikacja sterownika pełni rolę usługi. Zadaniem jej jest nasłuchiwanie i oczekiwanie na połączenie na wybranym porcie od operatora. W przypadku wykrycia połączenia usługa zaczyna pobierać i wysyłać dane. Gdy operator zakończy połączenia aplikacji ponownie przechodzi w stan nasłuchiwania i oczekiwania na połączenie. Schemat blokowy i widok stanowiska laboratoryjnego bezprzewodowego sterowania serwonapędu elektropneumatycznego pokazano na rys. 6, a widok panelu sterownika komunikacji bezprzewodowej na rys. 7.



Rys.6. Schemat blokowy i widok stanowiska laboratoryjnego bezprzewodowego sterowania serwonapędu elektropneumatycznego: 1 – proporcjonalny zawór ciśnieniowy typu SMC VEP3141, 2 – ustawnik pozycyjny, 3 – siłownik pneumatyczny dwustronnego działania, 4 – przetwornik przemieszczeń liniowych typu Peltron MPL 102, 5 – sterownik komunikacji bezprzewodowej, 6 – komputerowy panel sterownika.



Rys. 7. Widok panelu sterownika komunikacji bezprzewodowej

Rolą sterownika jest pośredniczenie w komunikacji między operatorem a zaworem ciśnieniowym i przetwornikiem przemieszczenia. Sterownik po odebraniu sygnału położenia siłownika od operatora przetwarza tę wartość i generuje odpowiednie napięcie na swoim wyjściu w celu wysterowania proporcjonalnego zaworu ciśnieniowego. Na wyjściu zaworu pojawia się ciśnienie proporcjonalne do jego napięcia sterującego, które podawane jest na ustawnik pozycyjny. Zadaniem tego elementu jest proporcjonalne wysunięcie siłownika do zadanej wartości ciśnienia. Przetwornik przemieszczeń liniowych mierzy wartość przesunięcia, która jest odczytywana przez sterownik i wysyłana do operatora. W ten sposób operator ma informację zwrotną czy siłownik osiągnął wartość zadaną czy też nie.

4. PODSUMOWANIE

Rozwój sieci komputerowych, a szczególnie sieci bezprzewodowych sprawia, że są one coraz bardziej wydajne i bezpieczne, przez co mogą być coraz częściej wykorzystywane w przemyśle. Komunikacja bezprzewodowa mimo swoich ograniczeń, takich jak podatność na zakłócenia czy też opóźnienia w transmisji daje nam duże możliwości wykorzystania tam, gdzie sieci kablowych nie można zastosować. Sterowanie bezprzewodowe może znacznie podnieść bezpieczeństwo operatora jak również zmniejszyć koszty budowy samej infrastruktury sieciowej. Przeprowadzone symulacje na stanowisku laboratoryjnym potwierdzają, że bezprzewodową sieć komputerową WiFi można wykorzystać bez przeszkód do komunikacji operatora z odległym urządzeniem. Ponadto należy zwrócić uwagę na to, że po wymianie oprogramowania można stosunkowo łatwo zaadaptować sterownik do innych zadań.

LITERATURA

1. Główny Urząd Statystyczny (2012), Wykorzystanie technologii informacyjno - (tele)komunikacyjnych w przedsiębiorstwach i gospodarstwach domowych w 2011 r.
2. Mark A. Dye i inni (2007) Network Fundamentals, CCNA Exploration Companion Guide Cisco Press
3. Meyer, D. (1990) TCP/IP versus OSI Journals & Magazines Volume: 9, 16 – 19
4. Charfi, W. (2009) A layered model for wireless sensor networks Systems, Signals and Devices, 2009. SSD '09. 6th International Multi-Conference, Conference Publications, 1-5
5. Wayne Lewis LAN Switching and Wireless: CCNA Exploration Companion Guide Cisco Press
6. Bai Mindang (2011) Core technology and analysis of 802.11N Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference, Conference Publications 1261 – 1265
7. IEEE 802.11a-1999
8. IEEE 802.11b-1999
9. IEEE 802.11g-2003
10. IEEE 802.11n-2009
11. RFC 793 - Transmission Control Protocol
12. RFC 768 - User Datagram Protocol

CONTROL OF AN ELECTRO-PNEUMATIC SERVO DRIVES USING AN WIRELESS COMMUNICATION SYSTEM

Abstract: The solution of many problems in controlling electro-pneumatic servo-drives can be wireless network. The simplest example of such a network is a Wireless Local Area Network (WLAN), which can be used to remote control of electro-pneumatic servo drives by an application running on the mobile computer. In order to check practical possibilities of using this application the laboratory for remote control of electro-pneumatic servo drive was built.

Program komputerowy do wizualizacji działania liniowego napędu pneumatycznego

Aleksandra DOMASZK*, Tomasz KICZKOWIAK*

tomasz.kiczkowski@tu.koszalin.pl

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

Streszczenie: W pracy przedstawiono opis programu komputerowego wspomagającego obróbkę wyników pomiarowych oraz umożliwiającego wizualizację działania napędu pneumatycznego.

1. WPROWADZENIE

W ramach zajęć dydaktycznych prowadzonych w Laboratorium Napędów Pneumatycznych Zakładu Napędów i Sterowań Politechniki Koszalińskiej studenci wykonują między innymi badania eksperymentalne dynamiki elementów pneumatycznych. W pomiarach wykorzystywane są systemy komputerowe i studenci uzyskują wyniki w postaci plików tekstowych zawierających surowe wartości zmierzone nie uwzględniające charakterystyk czujników pomiarowych. Chcąc ułatwić obróbkę wyników pomiarowych (przeliczenie wyników pomiarów na wartości fizyczne mierzonych wielkości, czy wykonanie wykresów przebiegów tych wielkości) oraz pokazać, w postaci animacji komputerowej, działanie elementów zdecydowano się na stworzenie specjalnej aplikacji. Ponieważ w ramach Pracowni Komputerowej studenci budują modele komputerowe elementów pneumatycznych, uznano za celowe, aby tworzony program był w stanie przetwarzać również wyniki uzyskane w badaniach symulacyjnych.

W pracy przedstawiono efekty wstępnych prac nad aplikacją umożliwiającą prezentację wyników eksperymentów dla pneumatycznego napędu liniowego.

2. ZAŁOŻENIA

Przyjęto, że w pierwszym etapie prac program będzie umożliwiał wykonanie wykresów przebiegów wybranych wielkości w funkcji czasu oraz pozwalał na animację działania siłowników pneumatycznych jednostronnego i dwustronnego działania prezentując, oprócz ruchu tłoka, również zmiany wartości ciśnienia w komorach siłownika.

Dla wykresów zdecydowano się:

- na usuwanie szumów i błędów grubych (wygładzanie) z przebiegów wielkości poprzez zastosowanie aproksymacji,
- umożliwienie Użytkownikowi usuwanie zbędnych fragmentów przebiegów, przykładowo postępu tłoka siłownika przed rozpoczęciem czy po zakończeniu badania.

Ponieważ pneumatyczny napęd liniowy może uzyskiwać prędkości powyżej 1m/s, a badane siłowniki mogą mieć krótkie – rzędu 100 mm – skoki, za celowe uznano zapewnienie możliwości zmiany szybkości animacji. To natomiast w przypadku małej

częstotliwości próbkowania podczas pomiarów pociąga za sobą konieczność doliczenia danych (sztucznego zwiększenia tejże częstotliwości) po to, aby animacja realizowana była w sposób płynny.

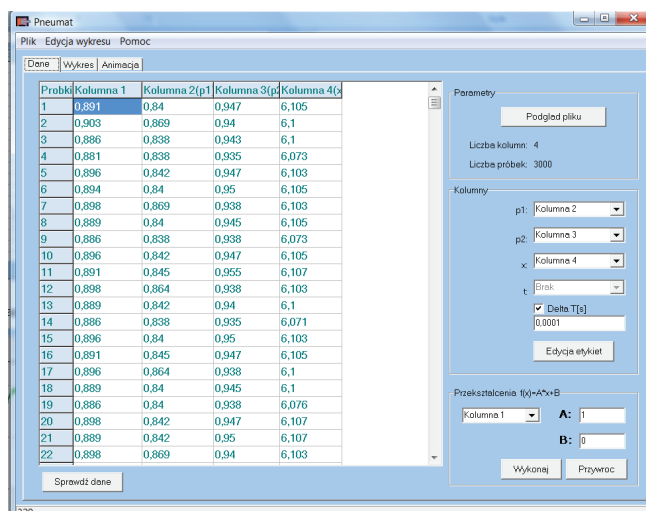
Wielkościami mierzonymi w trakcie badań liniowego napędu pneumatycznego w Laboratorium Zakładu Napędów i Sterowań są: ciśnienia w komorach siłownika pneumatycznego oraz przemieszczenie tłoka. Napięcia uzyskiwane z przetworników próbkowane są ze stałą częstotliwością i zapisywane w pliku tekstowym. Przed wykonaniem wykresów wartości napięcia muszą zostać przeliczone na wartości rzeczywiste mierzonych wielkości. Program zapewnia możliwość uwzględnienia charakterystyk czujników (obecnie jedynie charakterystyk liniowych). Ponieważ próbkowanie sygnałów realizowane jest ze stałym krokiem, dane pomiarowe nie muszą zawierać wektora czasu, a jedynie informacje o wartości tego kroku. W przypadku badań symulacyjnych wektor czasu może być niezbędny w sytuacji, gdy równania różniczkowe tworzące model elementu bądź układu pneumatycznego całkowano z wykorzystaniem metod zmiennie krokowych.

Obecna wersja programu nazwanego Pneumat napisana została w języku C [2] i pracuje pod kontrolą systemu Microsoft Windows, wersji 2000, 2003, XP, Vista i zajmuje około 1,8MB przestrzeni dyskowej. Wymagane jest, aby wszystkie pliki znajdowały się w jednym katalogu. Wymagania sprzętowe ograniczone zostały do komputera klasy PC z procesorem taktowanym z częstotliwością 1 GHz.

Podkreślić należy, że celem prowadzonych prac było przede wszystkim określenie problemów, które należy rozwiązać, aby uzyskać aplikację zapewniającą uzyskanie wysokiej jakości wizualizacji.

3. OPIS PROGRAMU KOMPUTEROWEGO Pneumat

Na rysunku 1 przedstawiono okno prezentowanego programu po wczytaniu pliku z danymi. Kolumny 2 i 3 zawierają surowe wartości danych uzyskane z czujników ciśnienia, natomiast kolumna 4 z czujnika położenia tłoka. Ponieważ wyniki uzyskano na stanowisku badawczym zamiast czasu zapisanego w kolumnie podano krok czasowy próbkowania Delta T.



Rys. 1. Okno programu po wczytaniu danych

Sekcja Przekształcenie (prawy dolny róg okna) pozwala na wprowadzenie liniowych charakterystyk czujników ciśnienia i przemieszczenia.

Zakładka Wykres pozwala na prezentację graficzną danych pomiarowych. Jedną z opcji testowanych podczas tworzenia oprogramowania było usuwanie z danych szumów pomiarowych.

Usuwanie błędów i szumów z danych pomiarowych jest problemem trudnym do zautomatyzowania, szczególnie w przypadku braku modeli aproksymacyjnych przebiegów mierzonych wielkości. Po analizie, jako pierwszą zdecydowano się zastosować pięciopunktową aproksymację liniową metodą najmniejszych kwadratów [3]. Efekt działania procedury pokazano na rysunku 2. Na podstawie wstępnych badań stwierdzić można skuteczność przyjętego rozwiązania. Przewiduje się testy innych sposobów usuwania szumów oraz sprawdzenie oprogramowanej procedury dla dużej liczby wyników eksperymentalnych.

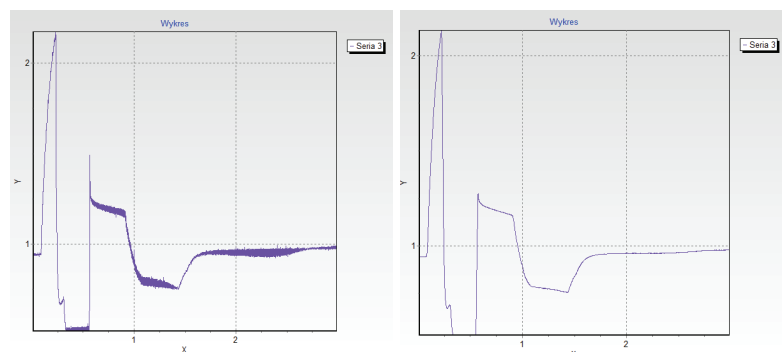
Na rysunku 3 pokazano okno, w którym prezentowana jest animacja napędu. Przemieszcza się tłok z tłoczyskiem, a zmiany wartości ciśnienia w komorach, tutaj siłownika dwustronnego działania, obrazuje zmiana koloru od koloru 1 do koloru 2 barwy, których wybrać może Użytkownik. Poniżej okna animacji prezentowany jest wykres przebiegu wybranych wielkości w funkcji czasu (tutaj częściowo przysłonięty przez panel wyboru kolorów). W trakcie animacji na tym wykresie przemieszcza się kursor wskazujący aktualne wartości prezentowanych wielkości. Istnieje również możliwość zmiany szybkości animacji.

4. PODSUMOWANIE

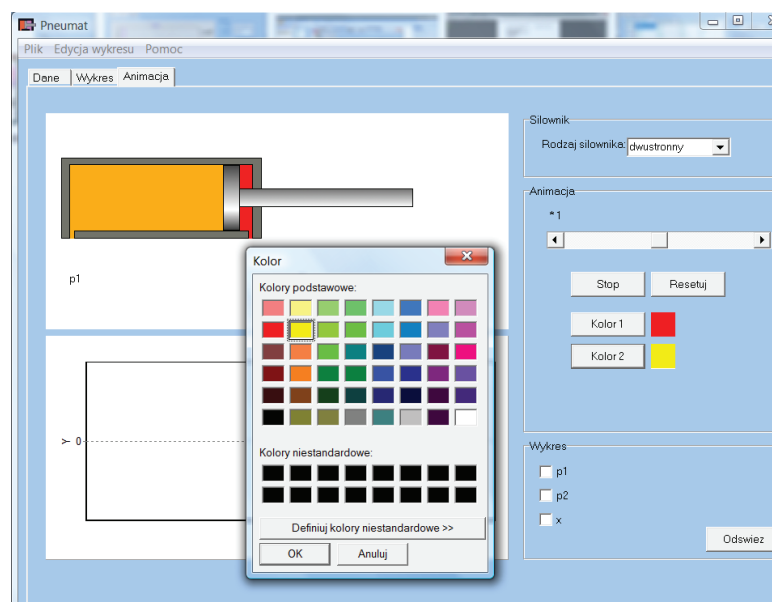
Prezentowana aplikacja realizuje postawione przed nią zadania. Proces jej tworzenia pozwolił na usystematyzowanie czynności wykonywanych przez Użytkownika w trakcie przygotowywania danych do wizualizacji działania napędu pneumatycznego. W ramach dalszych prac planuje się przeprowadzenie testów aplikacji w ramach zajęć dydaktycznych. W kolejnym etapie przewiduje się:

- testy metod wygładzania wykresów dla szerokiego spektrum wyników pomiarowych i symulacyjnych,
- automatyzację prac przygotowujących dane do wizualizacji,

- zapewnienie możliwości nagrywania wizualizacji.
- Analizowana jest również możliwość rozbudowy bazy animowanych elementów i podniesienia szczegółowości ich rysunków wykorzystywanych w wizualizacji.



Rys. 2. Przebieg zmian mierzonej wielkości oraz przebieg po usunięciu szumów



Rys. 3. Okno Animacji

LITERATURA

1. Szenajch W. (1997), Napęd i sterowanie pneumatyczne, WNT Warszawa.
2. Prata S. Język C++. Szkoła programowania, Helion 2008
3. Rosołowski E. Cyfrowe przetwarzanie sygnałów w automatyce elektroenergetycznej. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, Warszawa 2002.

AN APPLICATION FOR THE VISUALISATION OF THE OPERATION OF PNEUMATIC LINEAR ACTUATOR

Abstract: A computer programme to assist in the analysis of measurements results as well as for the visualisation of the operation of linear pneumatic actuator is described in this paper.

Modelowanie metodą grafpol procedur sekwencyjnych z etapami czasowymi i implementacja równania schematowego w różnych realizacjach układu sterowania

Łukasz Dworzak, Tadeusz Mikulczyński

lukasz.dworzak@pwr.wroc.pl, tadeusz.mikulczynski@pwr.wroc.pl

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

Streszczenie: W pracy przedstawiono nowe zasady realizacji pamięci i syntezy równania schematowego metodą Grafpol w odniesieniu do procedur sekwencyjnych z etapami czasowymi. Nowe rozwiązanie charakteryzuje się brakiem konieczności analizy przebiegu sygnałów wejściowo-wyjściowych układu sterowania. Ponadto opracowane równanie schematowe może być zaimplementowane w układach sterowania realizowanych przez elementy stykowo-przełącznikowe, pneumatyczne i sterowniki PLC.

1. WPROWADZENIE

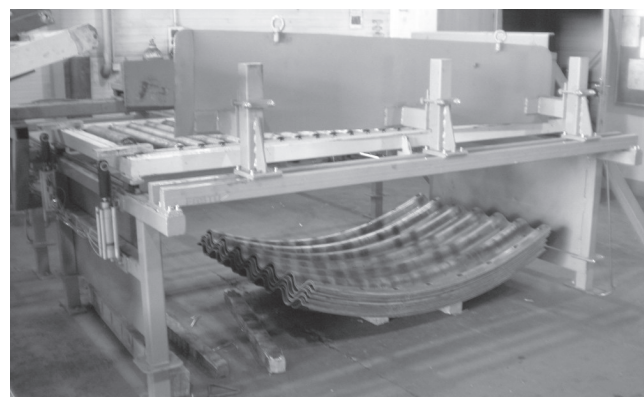
W dobie coraz krótszego czasu cyklu życia produktów istotnego znaczenia nabierają metody pozwalające w szybki i prosty sposób projektować nowe algorytmy sterowania urządzeń produkcyjnych. Metoda Transformacji Sieci (MTS) umożliwia syntezywanie rozwiązań o minimalnej liczbie komórek pamięci. Ze względu jednak na konieczność analizy sygnałów wejściowych i wyjściowych układu sterowania jest czasochłonna i uciążliwa w praktycznym stosowaniu. Ponadto opracowana pod kątem układów stykowo-przełącznikowych nie wykorzystuje podstawowej cechy sterowników PLC jaką jest zapis i kasowanie (ang. Set, Reset). Rozwiązaniem nie jest również metoda oraz język programowania Grafset i SFC. Choć języki te charakteryzują się niezwykłą prostotą i intuicyjnością to, pomimo znacznego zwiększenia możliwości technicznych sterowników PLC, nadal występują w niewielkiej ilości sterowników, często wymagają dopłaty oraz pochłaniają duże zasoby sterownika. Pewnego rodzaju rozwiązaniem tej niedogodności jest algorytm zaproponowany przez Z. Banaszaka i innych (1993) przyporządkowujący każdemu krokowi algorytmu sterowania elementarną komórkę pamięci. Dlatego też podjęto prace, których celem było opracowanie metody umożliwiającej proste, szybkie i intuicyjne modelowanie charakterystyczne dla Grafset i SFC przy jednoczesnym syntezyowaniu równania schematowego bez konieczności analizy sygnałów wejściowych i wyjściowych projektowanego układu sterowania. W rezultacie prowadzonych prac, bazując na sieciach Grafpol GP i GS, opracowano nowe zasady realizacji pamięci i syntezy równania schematowego metodą Grafpol.

2. SYNTEZA RÓWNANIA SCHEMATOWEGO - OD SCHEMATU FUNKcjONALNEGO PROCESU DO ALGORYTMU STEROWANIA

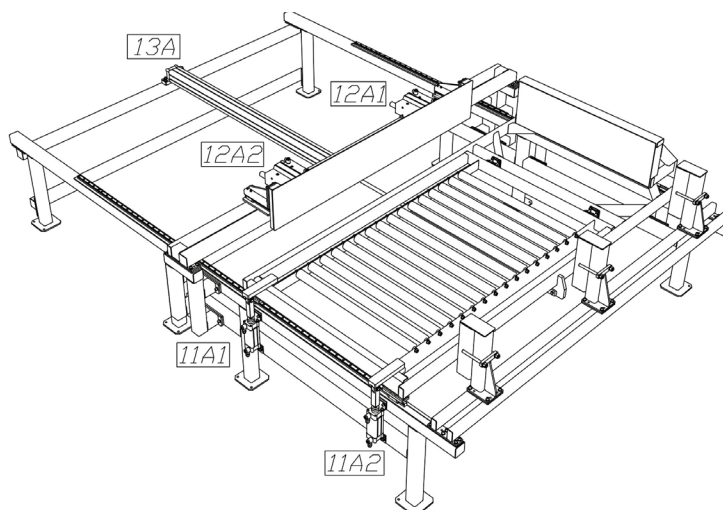
W niniejszej publikacji przedstawiono opracowane zasady realizacji pamięci i syntezy równania schematowego dotyczące procedur sekwencyjnych zawierających etapy czasowe. Dla podkreślenia ich praktycznych walorów przedstawiono je w odniesieniu do istniejącego urządzenia odbierającego blachy z walcarki.

2.1. Schemat funkcjonalny procesu i opis słowny realizacji procesu

Schemat funkcjonalny przedstawiający urządzenie w stanie początkowym, z wyszczególnionymi wszystkimi napędami oraz czujnikami, stanowi punkt wyjścia do opracowania algorytmu sterowania. Dla zobrazowania wymaganej pracy urządzenia schemat funkcjonalny uzupełnia się opisem słownym. Omawiane w artykule urządzenie składa się z pochyłanej (napędy 11A) i wysuwanej (napęd 13A) tzw. szuflady z rolkami na którą zjeżdża blacha oraz przesuwniej burty ściskającej blachę (napędy 12A). Ogólny wygląd urządzenia zaprezentowano na rys. 1. Na rysunku 2 przedstawiono schemat funkcjonalny, zaś na rys. 3 sposób sterowania i sygnalizacji stanu poszczególnych elementów wykonawczych.



Rys. 1.
Ogólny
wygląd
urządzenia



Rys. 2. Schemat funkcjonalny urządzenia

Algorytm procesu stanowi procedura sekwencyjna którą reprezentuje następujący opis słowny:

ETAP E1: *uniesienie szuflady*

Realizacja: 11A⁽¹⁾ (11Y2)

Sygnalizacja: 11S2=1

ETAP E2: *odmierzenie czasu*

Realizacja: Timer₁(2s)

Sygnalizacja: TON₁Q=1

ETAP E3: *uchwycenie blachy*

Realizacja: 12A⁽¹⁾ (12Y2)

Sygnalizacja: 12S2=1

ETAP E4: *odmierzenie czasu*

Realizacja: Timer₂(2s)

Sygnalizacja: TON₂Q=1

ETAP E5: *opuszczenie szuflady*

Realizacja: 11A⁽²⁾ (11Y2)

Sygnalizacja: 11S1=1

ETAP E6: *odmierzenie czasu*

Realizacja: Timer₃(2s)

Sygnalizacja: TON₃Q=1

ETAP E7: *wysunięcie szuflady*

Realizacja: 13A⁽¹⁾ (13Y2)

Sygnalizacja: 13S2=1

ETAP E8: *odmierzenie czasu*

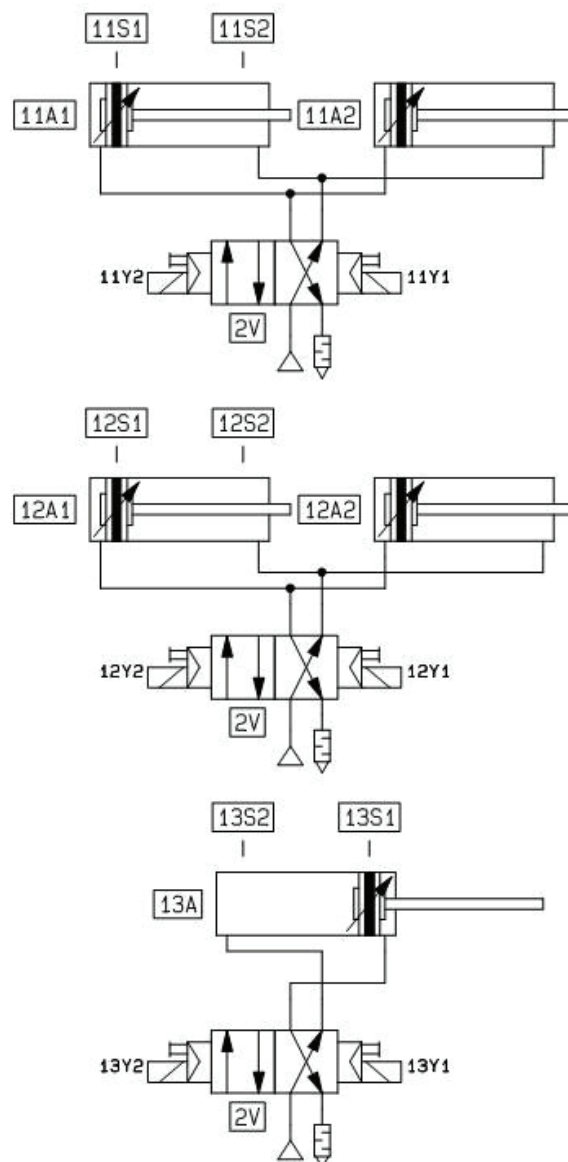
Realizacja: Timer₄(2s)

Sygnalizacja: TON₄Q=1

ETAP E9: *puszczenie blachy*

Realizacja: 12A⁽²⁾ (6Y1)

Sygnalizacja: 12S1=1



Rys. 3. Sterowanie oraz sygnalizacja stanów poszczególnych elementów wykonawczych

ETAP E10: *odmierzenie czasu*

Realizacja: Timer₅(2s)

Sygnalizacja: TON₅Q=1

ETAP E11: *wsunięcie szuflady*

Realizacja: 13A⁽²⁾ (13Y1)

Sygnalizacja: 13S1=1

ETAP E12: *odmierzenie czasu*

Realizacja: Timer₆(2s)

Sygnalizacja: TON₆Q=1

2.2. Algorytm procesu

Przedstawiony opis słowny pracy napędów zapisano jako algorytm procesu używając sieci Grafcop GP (rys. 4).

2.3. Algorytm sterowania

Na podstawie algorytmu procesu sporządzany jest algorytm sterowania, który powstaje przez odwzorowanie etapów elementarnych krokami. Algorytm sterowania stanowi podstawę do realizacji pamięci. Zapis i kasowanie elementarnych komórek pamięci realizowane jest według następującej zasady:

Zapis komórek pamięci, nazywanych komórkami sterującymi, następuje po zakończeniu wykonania kroków sterujących realizacją pierwszych etapów realizowanych przez poszczególne napędy. W algorytmie procesu etapy te oznaczane są przez $iA(1)$, gdzie i – numer napędu.

Stany, w których następuje zapis komórek pamięci opisują tranzycje t_i , które sygnalizują zakończenie wykonania kroku. Zależności opisujące zapis elementarnych komórek pamięci mają następującą postać:

$$\begin{aligned} M_1(S) &= t_1, \\ M_2(S) &= t_1 \cdot m_1 \cdot t_{1-1}, \\ M_i(S) &= t_j \cdot m_{i-1} \cdot t_{j-1}, \\ M_L(S) &= t_k \cdot m_{L-1} \cdot t_{k-1}, \end{aligned}$$

gdzie:

t_i – i -ta tranzycja której spełnienie zapisuje elementarną komórkę pamięci,

M_i – i -ta elementarna komórka pamięci,

m_i – sygnał wyjściowy i -tej elementarnej komórki pamięci.

Kasowanie wszystkich elementarnych komórek pamięci następuje w ostatnim stanie algorytmu sterowania, gdy spełniona jest tranzycja t_n^* o postaci:

$$t_n^* = t_n \cdot m_L$$

Tak więc zależność opisująca kasowanie wszystkich elementarnych komórek pamięci jest następująca:

$$M_{1,2,\dots,L}(R) = M_1(R) + M_2(R) + \dots + M_L(R) = t_n \cdot m_L$$

gdzie:

t_n – tranzycja opisująca ostatni stan algorytmu sterowania

Informacje przechowywane w komórkach pamięci są stosowane w algorytmie sterowania w taki sposób, że:

- wszystkie tranzycje t_i poprzedzające tranzycję w której nastąpił zapis j -tej komórki pamięci, aż do tranzycji w której została zapisana poprzednia komórka pamięci włącznie lub tranzycji zerowej, mają postać:

$$t_i^* = t_i \cdot \overline{m_j}$$

- wszystkie tranzycje t_i następujące po tranzycji w której nastąpił zapis j -tej komórki pamięci, aż do tranzycji w której została zapisana następna komórka pamięci włącznie lub ostatniej tranzycji, mają postać:

$$t_i^* = t_i \cdot m_j$$

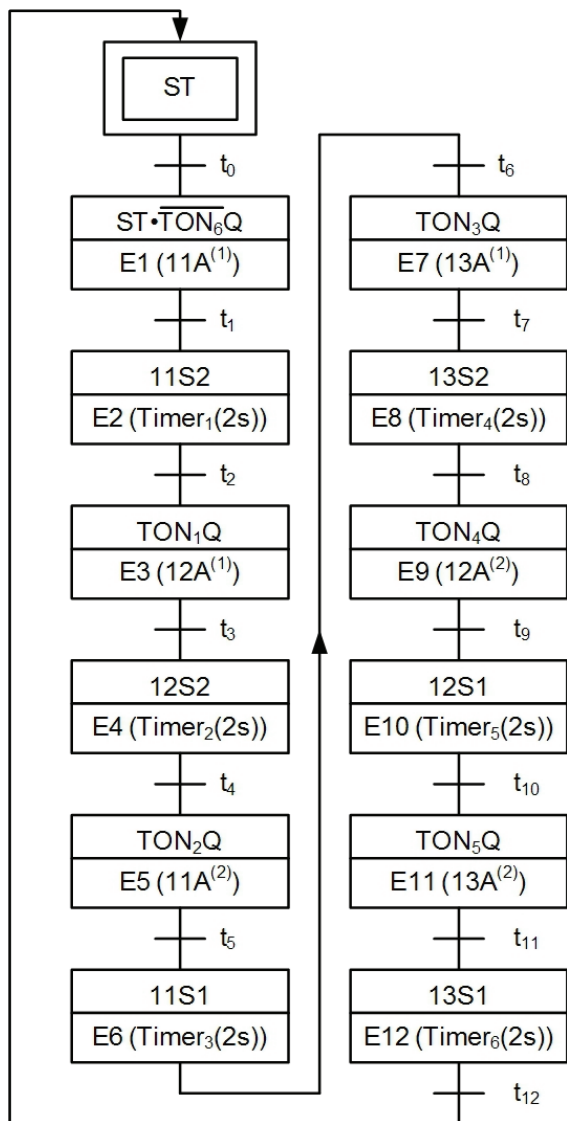
gdzie:

m_j – sygnał j -tej komórki pamięci,

$\overline{m_j}$ – zanegowany sygnał j -tej komórki pamięci.

W odniesieniu do etapów czasowych stosowany jest licznik czasu typu TON wg normy PN-EN 61131-3.

Ze względu na charakterystykę zastosowanego typu licznika czasu warunki, które reprezentuje tranzycja t_j poprzedzająca krok, w którym następuje inicjacja k -tego licznika czasu, zapisują tzw. skojarzoną z licznikiem czasu komórkę pamięci inicjującą licznik czasu.



Rys. 4. Algorytm procesu – sieć Grafcop GP

Jeśli z zasad realizacji pamięci dla procedur sekwencyjnych wynika, że w tranzycji t_j poprzedzającej krok, w którym następuje inicjacja licznika czasu:

- następuje zapis komórki pamięci, związany z pierwszym ruchem napędu z pozycji wyjściowej, wówczas sygnał tej komórki pamięci inicjuje licznik. Komórka ta jest jednocześnie komórką sterującą oraz komórką skojarzoną z licznikiem czasu.
- nie następuje zapis komórki pamięci, związany z pierwszym ruchem napędu z pozycji wyjściowej, wówczas należy ją zapisać przez warunki tranzycji t_j^* , a jej sygnał zastosować do inicjacji licznika czasu. Taką komórkę pamięci nazywamy skojarzoną z licznikiem czasu i oznaczamy MT_k , a jej sygnał mt_k .

Sygnał wyjściowy licznika czasu stosowany jest w następujący sposób:

W tranzycji występującej po kroku w którym nastąpiła inicjacja k-tego licznika czasu stosujemy sygnał wyjściowy tego licznika

$$t_{j+1} = TON_k Q \cdot \dots$$

gdzie: $TON_k Q$ – sygnał wyjściowy k-tego licznika czasu.

Jeśli w ostatniej tranzycji t_n^* występuje sygnał k-tego licznika czasu, wówczas w tranzycji t_0^* należy zastosować zanegowany sygnał wyjściowy k-tego licznika czasu.

$$t_n = \overline{TON_k Q} \cdot \dots$$

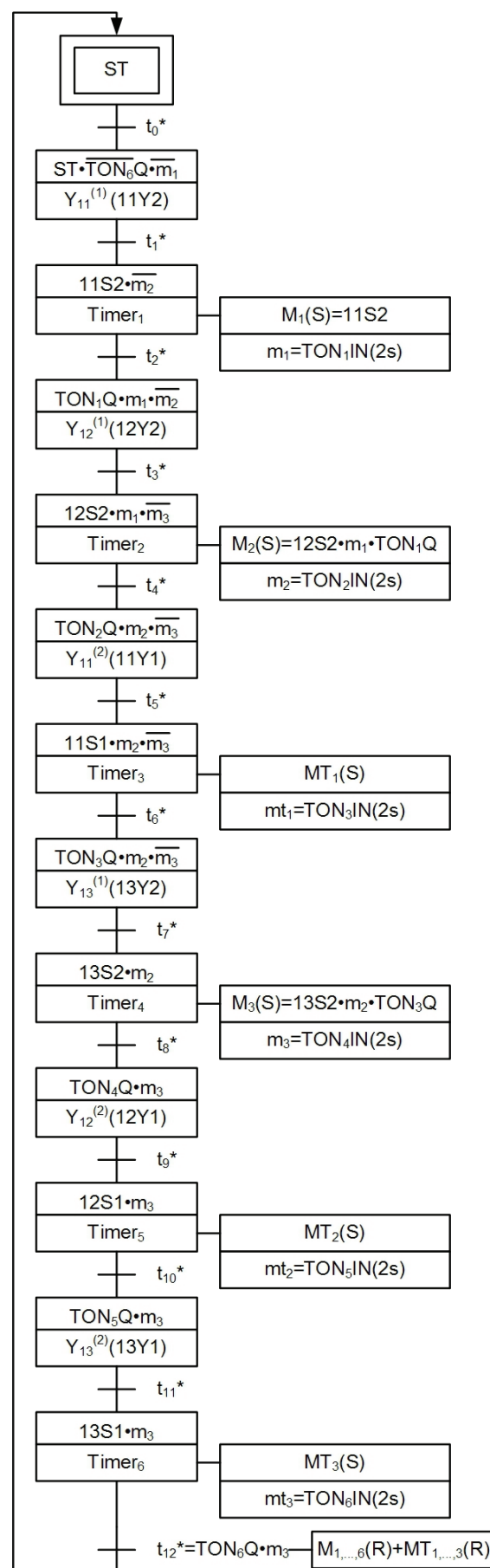
$$t_0 = ST \cdot \overline{TON_k Q} \cdot \dots$$

gdzie:

ST – sygnał wyjściowy elementu niezależnego od procesu (np. przycisku).

Stosując opracowane zasady zaprojektowano algorytm sterowania wraz ze zrealizowaną pamięcią dla omawianego urządzenia odbierającego blachy z walcarki reprezentowany siecią Grafpol GS (rys. 5). Na podstawie tej sieci dokonano syntezy równania schematowego (1).

$$F(Y, M) = \sum \begin{cases} ST \cdot \overline{TON_6 Q} \cdot \overline{m_1} = Y_{11}^{(1)} \\ TON_1 Q \cdot m_1 \cdot \overline{m_2} = Y_{12}^{(1)} \\ TON_2 Q \cdot m_2 \cdot \overline{m_3} = Y_{11}^{(2)} \\ TON_3 Q \cdot m_2 \cdot \overline{m_3} = Y_{13}^{(1)} \\ TON_4 Q \cdot m_3 = Y_{12}^{(2)} \\ TON_5 Q \cdot m_3 = Y_{13}^{(2)} \\ 11S2 = M_1(S) \\ 12S2 \cdot m_1 \cdot TON_1 Q = M_2(S) \\ 13S2 \cdot m_2 \cdot TON_3 Q = M_3(S) \\ 11S1 \cdot m_2 \cdot \overline{m_3} = MT_1(S) \\ 12S1 \cdot m_3 = MT_2(S) \\ 13S1 \cdot m_3 = MT_3(S) \\ TON_6 Q \cdot m_3 = M_{1, \dots, 6}(R) = MT_{1, \dots, 3}(R) \\ m_1 = TON_1 IN(2s) \\ m_2 = TON_2 IN(2s) \\ mt_1 = TON_3 IN(2s) \\ m_3 = TON_4 IN(2s) \\ mt_2 = TON_5 IN(2s) \\ mt_3 = TON_6 IN(2s) \end{cases} \quad (1)$$

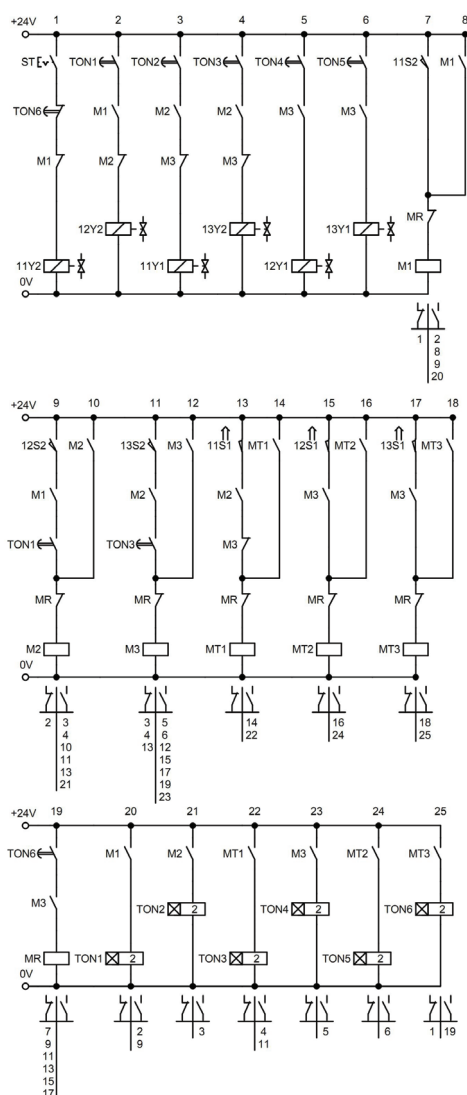


Rys.5. Algorytm sterowania ze zrealizowaną pamięcią zapisany siecią Grafpol GS

Ze względu na brak dostępu do rzeczywistego urządzenia poprawność opracowanego równania schematowego sprawdzono w programie symulacyjnym FluidSim. W programie tym utworzono model procesu oraz układów sterowania zrealizowanych za pomocą elementów stykowoprzełącznikowych oraz pneumatycznych. W odniesieniu do sterownika PLC równanie schematowe zaimplementowano w rzeczywistym sterowniku, który połączony za pomocą protokołu OPC z oprogramowaniem FluidSim, sterował zamodelowanym procesem.

Implementację równania schematowego dla realizacji za pomocą elementów stykowo-przełącznikowych przedstawiono na rys. 6.

W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych stwierdzono poprawność opracowanego algorytmu sterowania względem zakładanego algorytmu procesu. Modelowane urządzenie pracowało zgodnie z założonym algorytmem procesu dla trzech realizacji układu sterowania (stykowo-przełącznikowego, realizowanego za pomocą elementów pneumatycznych i sterownika PLC).



Rys. 6. Realizacja równania schematowego za pomocą układu stykowo-przełącznikowego

3. PODSUMOWANIE

Nowe zasady realizacji pamięci oraz wyznaczania postaci równania schematowego metodą Grafpol pozwalają na skrócenie czasu opracowywania rozwiązania w porównaniu z dotychczas stosowaną Metodą Transformacji Sieci wynikające z braku konieczności analizowania sygnałów wejściowych i wyjściowych układu sterowania przedstawianych w postaci graficznej. Metoda charakteryzuje się także stosowaniem mniejszej nawet o 50%, w porównaniu z metodą Grafcet/SFC, liczby elementarnych komórek pamięci. Ponadto opracowane nową metodą Grafpol równanie schematowe może być zaimplementowane do realizacji układów sterowania stykowo-przełącznikowych, realizowanych za pomocą elementów pneumatycznych lub jako program użytkowy sterownika PLC.

LITERATURA

1. Banaszak Z., Drzazga A., Kuś J. (1993), Metody interakcyjnego modelowania i programowania procesów dyskretnych, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
2. Dworak Ł., Mikulczyński T. (2010), Programowanie metodą Grafpol sterowników PLC sterujących procesami technologicznymi w odlewniach. Odlewnictwo XXI wieku - technologie, maszyny i urządzenia odlewnicze: XII Konferencja Odlewnicza TECHNICAL 2010, biuletyn konferencyjny, Nowa Sól.
3. Dzierżek K. (2007) Programowanie sterowników GE Fanuc. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok.
4. Mikulczyński T. (2006), Automatyzacja procesów produkcyjnych-metoda modelowania procesów dyskretnych i programowania sterowników PLC, WNT, Warszawa.
5. Norma PN-EN 60848:2003 Język specyfikacyjny GRAFCET do schematów funkcji sekwencyjnych.
6. Norma PN-EN 61131-3:2004 Sterowniki programowalne-część 3: Języki programowania.

MODELING SEQUENTIAL ALGORITHMS WITH TIMESTEPS AND IMPLEMENTATION SCHEMATIC EQUATION IN DIFFERENT REALIZATIONS OF THE CONTROL SYSTEM

Abstract: The paper presents new rules for set and reset memory and synthesis of schematic equation using Grafpol method in respect of sequential algorithms with time steps. The new solution is characterized by a lack of need for the analysis of control system input and output signals. Moreover, a schematic equation can be implemented in control systems realized by the relay, pneumatic components or PLC.



HPS 2012

IX MIĘDZYNARODOWE TARGI HYDRAULIKI,
PNEUMATYKI, STEROWANIA I NAPĘDÓW

23-25.10.2012

Katowice, ul. Bytkowska 1B

**Katowicki HPS – jedyne miejsce,
gdzie rozwiniesz swoje
kontakty handlowe**

**Najważniejsze w Polsce,
czołowe w Europie
spotkanie liderów
i specjalistów z branż**

**Weź udział w konkursie
i konferencjach
naukowo-technicznych**



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

www.hps.fairexpo.pl

mechanik

STAL

Patronat Medialny

UTRZYMANIE
RUCHU

FAUTOMATYKA
Przemysłowa

marketeo.com

HIP

GRUPA BUDOWY
PNEUMATYKA.com

AKTUALNOŚCI

MM Magazyn
Przemysłowy

www.energielektronika.com.pl

napędy
i sterowanie

metale24.pl

projektowanie
KONSTRUKCJE

SŁUŻBY
UTRZYMANIA
RUCHU

Pneumatyka

CONTROL
ENGINEERING

Transport
przemysłowy i maszyny robocze

4METAL.PL
PORTAL BRANŻY METALOWEJ

24h

INDUSTRIAL
monitor

Patronat Honorowy

cetop

Europejski Komitet Hydrauliki
i Pneumatyki

Korporacja Napędów i Sterowań
Hydraulicznych i Pneumatycznych

Korporacja Napędów i Sterowań
Hydraulicznych i Pneumatycznych





SERWIS BRANŻOWY PNEUMATYKA.com

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

SKONTAKTUJ SIĘ Z NAMI:

redakcja@pneumatyka.com

reklama@pneumatyka.com

Katalog firm

Nie czekaj! - wejdź na stronę pneumatyka.com i zapisz swoją firmę do darmowego katalogu.

Nowości branżowe

Sprężone powietrze

Pneumatyka i sterowanie

Informacje o targach i szkoleniach

Archiwum kwartalnika **Pneumatyka**

