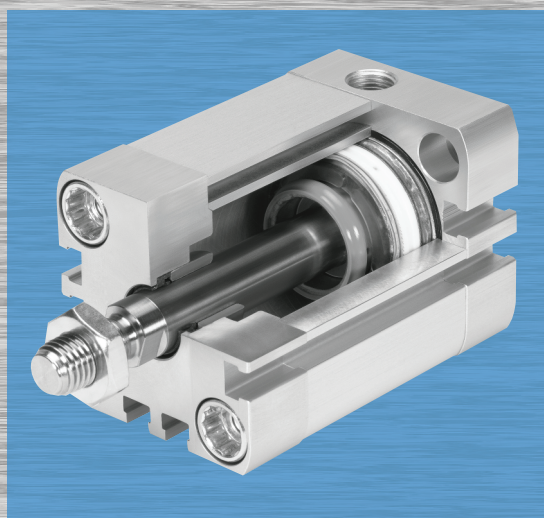


Bogdan Zastempowski  
Maciej Matuszewski  
Janusz Musiał  
Michał Styp-Rekowski

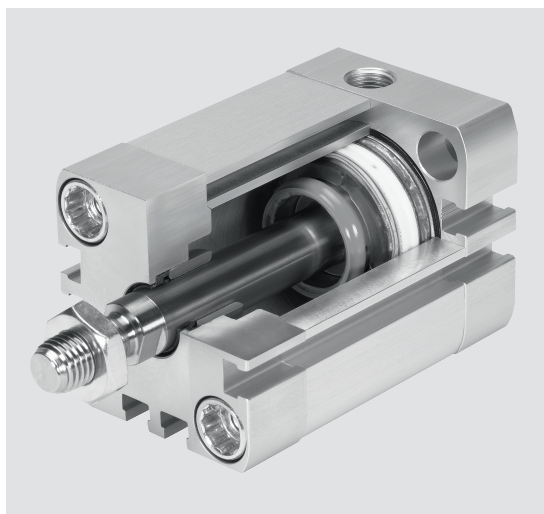
# ZAGADNIENIA HYDRAULIKI I PNEUMATYKI W UJĘCIU PRAKTYCZNYM



Wydawnictwa Uczelniane  
Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
w Bydgoszczy

Bogdan Zastempowski  
Maciej Matuszewski  
Janusz Musiał  
Michał Styp-Rekowski

# ZAGADNIENIA HYDRAULIKI I PNEUMATYKI W UJĘCIU PRAKTYCZNYM



Wydawnictwa Uczelniane  
Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
w Bydgoszczy

OPINIODAWCA

dr hab. inż. Donat Lewandowski, prof. nadzw. PŁ

REDAKTOR DZIAŁOWY

dr hab. inż. Tomasz Piątkowski, prof. nadzw. UTP

Opracowanie redakcyjne i techniczne  
mgr Michał Górecki, mgr inż. Tomasz Szałajda

Projekt okładki  
mgr inż. Daniel Morzyński

© Copyright

Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
Bydgoszcz 2013

Utwór w całości ani we fragmentach nie może być powielany  
ani rozpowszechniany za pomocą urządzeń elektronicznych, mechanicznych,  
kopiujących, nagrywających i innych bez pisemnej zgody  
posiadacza praw autorskich.

ISBN 978-83-61314-43-1

Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego  
Redaktor Naczelny  
prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski  
ul. Ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz, tel. 52 3749482, 52 3749426  
e-mail: [wydawucz@utp.edu.pl](mailto:wydawucz@utp.edu.pl) <http://www.wu.utp.edu.pl>

---

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark. aut. 6,0. Ark. druk. 7,1. Zamówienie nr 4/2013  
Oddano do druku i druk ukończono maju 2013 r.  
Zakład Małej Poligrafii UTP Bydgoszcz, ul. Ks. A. Kordeckiego 20

## SPIS TREŚCI

Od Autorów .....	7
1. WYTWARZANIE ENERGII HYDRAULICZNEJ .....	9
1.1. Wprowadzenie teoretyczne .....	9
1.2. Budowa i działanie zasilacza hydraulicznego – ćwiczenie 1 .....	12
1.2.1. Wiadomości podstawowe .....	12
1.2.2. Pompy wyporowe .....	12
1.2.3. Zbiornik .....	15
1.2.4. Filtracja cieczy roboczej .....	16
1.2.5. Chłodnice i nagrzewnice .....	17
1.2.6. Manometry w układzie hydraulicznym .....	17
1.2.7. Przewody i złącza .....	18
1.2.8. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	19
1.3. Bilans cieplny zasilacza hydraulicznego – ćwiczenie 2 .....	20
1.3.1. Wiadomości podstawowe .....	20
1.3.2. Sprawność układów hydraulicznych .....	20
1.3.3. Bilans cieplny zasilacza hydraulicznego .....	22
1.3.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	25
1.4. Sprawność objętościowa pompy wyporowej – ćwiczenie 3 .....	26
1.4.1. Wiadomości podstawowe .....	26
1.4.2. Wpływ prędkości obrotowej i ciśnienia na sprawność objętościową pompy .....	28
1.4.3. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	29
1.5. Moduł sprężystości objętościowej oleju – ćwiczenie 4 .....	31
1.5.1. Wiadomości podstawowe .....	31
1.5.2. Powietrze w układzie hydraulicznym .....	31
1.5.3. Moduł sprężystości objętościowej .....	32
1.5.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	34
1.6. Podsumowanie rozdziału 1 .....	35
2. ZAWORY HYDRAULICZNE .....	36
2.1. Wiadomości wprowadzające .....	36
2.2. Charakterystyka statyczna zaworu przelewowego – ćwiczenie 5 .....	39
2.2.1. Wiadomości podstawowe .....	39
2.2.2. Zawory przelewowe o sterowaniu bezpośrednim .....	40
2.2.3. Zawory przelewowe o sterowaniu pośrednim .....	42
2.2.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	43
2.3. Charakterystyka statyczna zaworu redukcyjnego – ćwiczenie 6 .....	44
2.3.1. Wiadomości podstawowe .....	44
2.3.2. Zawory redukcyjne o sterowaniu bezpośrednim .....	45
2.3.3. Zawory redukcyjne o sterowaniu pośrednim .....	47
2.3.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	48
2.4. Charakterystyka zaworu dławiącego – ćwiczenie 7 .....	49
2.4.1. Wiadomości podstawowe .....	49
2.4.2. Charakterystyka zaworu dławiącego .....	49
2.4.3. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	50



2.5. Charakterystyka zaworu śrubowego – ćwiczenie 8 .....	51
2.5.1. Wiadomości podstawowe .....	51
2.5.2. Zastosowanie zaworów z przepływem laminarnym .....	51
2.5.3. Geometria śrubowego zaworu dławiącego .....	52
2.5.4. Model teoretyczny przepływu .....	54
2.5.5. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	54
2.6. Podsumowanie rozdziału 2 .....	56
3. UKŁADY HYDRAULICZNE .....	57
3.1. Wiadomości ogólne .....	57
3.2. Sterowanie prędkością silnika hydraulicznego za pomocą zaworu dławiącego – ćwiczenie 9 .....	59
3.2.1. Wiadomości podstawowe .....	59
3.2.2. Układ sterowania z zaworem dławiącym na dopływie .....	60
3.2.3. Układ sterowania z zaworem dławiącym na odpływie .....	62
3.2.4. Układ sterowania z zaworem dławiącym na odgałęzieniu .....	63
3.2.5. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	64
3.3. Sterowanie prędkością silnika hydraulicznego za pomocą regulatora przepływu – ćwiczenie 10 .....	66
3.3.1. Wiadomości wprowadzające .....	66
3.3.2. Budowa regulatorów przepływu .....	66
3.3.3. Układy sterowania prędkością z regulatorem przepływu .....	68
3.3.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	70
3.4. Podsumowanie rozdziału 3 .....	51
4. ELEMENTY I UKŁADY PNEUMATYCZNE .....	72
4.1. Wiadomości ogólne .....	72
4.2. Konfigurowanie struktur układów pneumatycznych zawierających podstawowe elementy – ćwiczenie 11 .....	75
4.2.1. Wiadomości podstawowe .....	75
4.2.2. Blok przygotowania sprężonego powietrza .....	75
4.2.3. Zawory .....	77
4.2.4. Silniki .....	78
4.2.5. Tłumiki hałasu .....	79
4.2.6. Sterowanie prędkością siłowników .....	80
4.2.7. Bezpośrednie i pośrednie sterowanie pracą siłownika .....	81
4.2.8. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	82
4.3. Układy pneumatyczne z siłownikami pracującymi w cyklu automatycznym (projektowanie, budowa oraz działanie) – ćwiczenie 12 .....	82
4.3.1. Wiadomości podstawowe .....	82
4.3.2. Układ z dwoma siłownikami .....	82
4.3.3. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	85
4.4. Układ mechatroniczny z napędem pneumatycznym – ćwiczenie 13 .....	85
4.4.1. Wprowadzenie, budowa stanowiska .....	86
4.4.2. Budowa i działanie układu sterującego stanowiska .....	86
4.4.3. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	89
4.5. Podsumowanie rozdziału 4 .....	92

5. DYNAMIKA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH I PNEUMATYCZNYCH .....	93
5.1. Ocena właściwości dynamicznych elementów i układów hydraulicznych .....	93
5.2. Układ dynamiczny w przestrzeni stanów .....	94
5.3. Algorytm budowy modelu dynamicznego w przestrzeni stanów .....	95
5.4. Obszar stabilnej pracy podpory aerostaticznej – ćwiczenie 14 .....	98
5.4.1. Wiadomości wprowadzające .....	98
5.4.2. Drgania w układach hydraulicznych i pneumatycznych .....	99
5.4.3. Drgania w łożyskach aerostaticznych .....	99
5.4.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	100
5.5. Badania symulacyjne i eksploatacyjne tłumika hydraulicznego – ćwiczenie 15 .....	101
5.5.1. Wprowadzenie .....	101
5.5.2. Model matematyczny tłumika i jego badania symulacyjne .....	102
5.5.3. Stanowisko do badań eksploatacyjnych .....	105
5.5.4. Proponowany przebieg ćwiczenia .....	106
5.6. Podsumowanie rozdziału 5 .....	107
6. PODSUMOWANIE .....	108
ANEKS .....	109
LITERATURA .....	113



## OD AUTORÓW

Układy hydrauliczne i pneumatyczne występują licznie we wszelkiego rodzaju maszynach technologicznych. Ich zespoły oraz elementy stanowią w nich człony napędowe oraz wykonawcze. Szeroki zakres stosowania napędów hydraulicznych i pneumatycznych wynika z ich wielorakich możliwości kinematycznych i funkcyjnych. Po to, aby te potencjalne możliwości w pełni wykorzystać, niezbędna jest wiedza, którą w założeniach studenci nabywają w trakcie zajęć z *Hydrauliki i pneumatyki* oraz przedmiotów pokrewnych.

Zamierzeniem autorów pracy było, aby stanowiła ona materiał pomocniczy dla studentów, szczególnie w zakresie ćwiczeń laboratoryjnych, a także innych przedmiotów, których przedstawione zagadnienia również dotyczą (*Automatyka, Obrabiarki, Mechanika Płynów*). Zawarto w niej szerokie kompendium wiedzy z tego zakresu. Jednak z powodu ograniczonej względami formalnymi jej objętości, wiadomości są przedstawione w formie skrótowej. Na końcu pracy podano wybrane publikacje, które mogą stanowić literaturę uzupełniającą przedstawioną w celu poszerzenia wiedzy.

Ćwiczenia laboratoryjne stanowią bardzo istotny element nauczania wszelkich przedmiotów o charakterze praktycznym. Realizując ćwiczenia laboratoryjne w ramach *Hydrauliki i pneumatyki* student ma możliwość zapoznania się z budową i działaniem typowych elementów występujących w układach hydraulicznych i pneumatycznych, skonfigurować je tak, aby utworzyły układy wykonujące założone zadania. Poznaje także aparaturę pomiarową używaną w hydraulice i pneumatyce.

Wyposażenie laboratorium wydziałów różnych uczelni ze względów oczywistych jest zróżnicowane. Specyfika ta powoduje, że dla celów dydaktycznych przydatne jest opracowanie pomocy stanowiącej wyciąg z bardzo obszernej literatury przedmiotu, której zawartość dotyczyłaby zagadnień możliwych do praktycznej realizacji w danym laboratorium. Autorzy wykorzystali rezultaty badań własnych, dzięki czemu praca ma oryginalny charakter, pomimo że w pewnej części zawiera informacje zaczerpnięte z pozycji literaturowych innych autorów.

Oddając publikację do rąk PT Czytelników autorzy liczą przede wszystkim na przychylny jej odbiór. Oczekują także uwag zarówno merytorycznych, jak i redakcyjnych, które pozwoliłyby w przyszłości udoskonalić opracowanie prezentowanych w niej zagadnień.

*Bogdan ZASTEMPOWSKI  
Janusz MUSIAŁ  
Maciej MATUSZEWSKI  
Michał STYP-REKOWSKI*



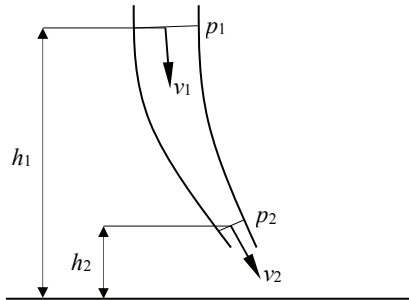


# 1. WYTWARZANIE ENERGII HYDRAULICZNEJ

## 1.1. WPROWADZENIE TEORETYCZNE

Energia hydrauliczna wykorzystywana jest do napędu i sterowania maszyn i urządzeń technicznych.

Równanie Bernoulliego (1.1) opisuje stan energetyczny elementarnego strumienia cieczy (rys. 1.1).



Rys. 1.1. Elementarny strumień cieczy

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} + \rho gh_1 = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + \rho gh_2 = \text{const} \quad (1.1)$$

gdzie:

- $p$  – ciśnienie w przekroju strumienia,
- $v$  – prędkość strumienia w przekroju,
- $\rho$  – gęstość cieczy,
- $g$  – przyspieszenie ziemskie.
- $h$  – wysokość usytuowania przekroju.

Równanie Bernoulliego dotyczy cieczy idealnej, pozbawionej lepkości i nieściślnej, przy dodatkowym założeniu, że pomiędzy dowolnymi dwoma przekrojami strumienia nie ma strat energetycznych. Każdy z członów równania (1.1) przedstawia inną postać energii hydraulicznej:

- człon  $p$  – energia ciśnienia,
- człon  $\rho \frac{v^2}{2}$  – energia kinetyczna,
- człon  $\rho gh$  – energia potencjalna.

Poszczególne człony równania (1.1) przedstawiają energię właściwą, odniesioną do jednostki objętości w  $\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$ . W celu uzyskania wartości energetycznych w J, należy pomnożyć człony równania Bernoulliego przez objętość przepływającej cieczy.

Rzeczywiste ciecze wykorzystywane w układach hydraulicznych są substancjami lepкими i dlatego równanie Bernoulliego dla celów praktycznych obliczeń modyfikuje się do postaci:

$$(p_1 - p_2) + \rho \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \rho g(h_1 - h_2) = \Delta p_s \quad (1.2)$$

gdzie:

$\Delta p_s$  – dodatkowa strata ciśnienia spowodowana lepkością cieczy przy przepływie między dwoma określonymi przekrojami.

Napęd hydrauliczny ze względu na sposób przenoszenia ruchu dzieli się na:

- napęd hydrostatyczny – w układach tych wykorzystywana jest energia ciśnienia. Udział energii kinetycznej cieczy jest pomijany. Do wytworzenia energii ciśnienia wykorzystuje się wysokociśnieniowe pompy wyporowe o stałej lub zmiennej wydajności. Elementem wykonawczym jest silnik ruchu obrotowego lub liniowego (siłownik),
- napęd hydrokinetyczny – w tym napędzie wykorzystuje się energię kinetyczną strumienia. Do jej wytworzenia wykorzystuje się pompy wirowe umożliwiające otrzymanie dużych prędkości strumienia. Elementem wykonawczym jest turbina. W sposób bezpośredni nie można uzyskać w tym napędzie ruchu liniowego. Stosowane są dwie odmiany tego napędu: sprzęgło hydrokinetyczne i przekładnia hydrokinetyczna.

Śród wymienionych wyżej rodzajów napędów szersze zastosowanie mają napędy hydrostatyczne z uwagi na następujące zalety:

- możliwość projektowania układów o sztywnej i podatnej charakterystyce napędowej w zależności od zastosowania napędu,
- mały stosunek momentu bezwładności silnika hydraulicznego do jego mocy. Dzięki tej właściwości napęd hydrostatyczny charakteryzuje się dobrymi właściwościami dynamicznymi, szczególnie w układach dużej mocy. Wymiary gabarytowe silnika hydraulicznego są wielokrotnie mniejsze od silnika elektrycznego tej samej mocy,
- łatwość przenoszenia energii na odległość,
- bezpośrednia możliwość uzyskania ruchu liniowego za pomocą siłowników charakteryzujących się bardzo prostą i niezawodną budową,
- możliwość uzyskania bardzo małych stabilnych posuwów.

Energia hydrauliczna w postaci energii ciśnienia cieczy, dla potrzeb napędu hydrostatycznego, wytwarzana jest w urządzeniach zwanych zasilaczami hydraulicznymi. Zasilacz jest indywidualnym źródłem energii dla jednej maszyny. Integralną jego częścią jest jego zbiornik, który powinien być odpowiednio zaprojektowany.

Centralne sieci energii hydraulicznej podobne do sieci pneumatycznych projektuje się rzadziej, co wynika z trudności akumulowania energii hydraulicznej i wiąże się z małą ściślnością cieczy. Centralne sieci hydrauliczne wymagają stosowania akumulatorów hydraulicznych – urządzeń o dużych gabarytach. W rozległych sieciach hydraulicznych występują dodatkowo duże straty przepływowe.

Drugi z wymienionych rodzajów napędów – napęd hydrokinetyczny ma niesztwną kinematykę napędu między wałem wejściowym a wyjściowym, dzięki czemu zapewnia:

- łagodny rozruch maszyn o dużym momencie bezwładności,
- samoczynne dostosowanie się prędkości maszyn do aktualnego obciążenia układu.

Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne znalazły zastosowanie w układach napędowych, m.in. pojazdów, maszyn roboczych.

Projektując układ hydrauliczny wykonuje się obliczenia przepływowe w celu wyznaczenia sprawności układu hydraulicznego. Część energii hydraulicznej zamieniana jest w ciepło, dlatego obliczenia przepływowe powinny być uzupełnione obliczeniami cieplnymi zasilacza hydraulicznego, które są podstawą do wyznaczenia:

- objętości zasilacza zbiornika,
- wymiarów chłodnicy oleju.

Efektywność działania układu hydraulicznego zależy od sprawności:

- pompy,
- instalacji hydraulicznej, określonej na etapie projektowania układu,
- silnika hydraulicznego.

Podstawowe właściwości fizyczne cieczy roboczej to:

- lepkość cieczy, zdolność przenoszenia naprężeń stycznych. Ciecz o małej lepkości zapewnia małe straty przepływowe w instalacji hydraulicznej, lecz jednocześnie duże straty wskutek przecieków wewnętrznych w pompie i silniku. Ciecz o dużej lepkości – odwrotnie: duże straty przepływowe w instalacji i małe, związane z przeciekami wewnętrznymi w pompie i silniku,
- ściśliwość cieczy. Cecha ta opisana jest modułem sprężystości objętościowej, który jest uzależniony od stopnia zapowietrzenia układu hydraulicznego. Moduł sprężystości objętościowej ma wpływ na własności dynamiczne układu hydraulicznego.

Podział cieczy hydraulicznych ujęty jest w normie ISO 6743/4. Zgodnie z tą normą dla układów hydrostatycznych wyróżnia się następujące grupy cieczy roboczych:

- oleje ogólnego stosowania (klasy: HH, HL, HR, HM, HV, HS). Olej HS jest olejem syntetycznym. Pozostałe ciecze są olejami mineralnymi, będące produktami destylacji i rafinacji ropy naftowej. Zastosowanie olejów tej grupy jest następujące:
  - HH – w układach o niskim ciśnieniu (słabo obciążonych),
  - HL – w układach o umiarkowanym ciśnieniu,
  - HR – w układach o umiarkowanym ciśnieniu, pracujących przy zmiennych temperaturach otoczenia,
  - HM – w układach o wysokim ciśnieniu,
  - HV – w układach o wysokim ciśnieniu, pracujących przy zmiennych temperaturach otoczenia.

Oleje mineralne wytwarzane są w szerokim asortymencie lepkościowym. W oznaczeniu oleju, poza jego klasą, podawana jest lepkość w cSt ( $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ) – np. HL 46 – olej ten ma lepkość 46 cSt w temperaturze 40°C.

Do grupy olejów mineralnych należy również olej klasy HG. Jest wytwarzany na bazie oleju HM poprzez wprowadzenie dodatków o specjalnych właściwościach smarujących. Stosowanie tego oleju zapobiega powstawaniu zjawisk stick-slip w parach kinematycznych o ruchu posuwowym;

- ciecze niepalne (HFA, HFB, HFC, HFD) – są to ciecze stosowane w następujących przypadkach:
  - niebezpieczeństwa pożaru (samozapłon),
  - zagrożenia ekologicznego,
  - dużej objętości cieczy w układzie hydraulicznym – duży koszt zakupu cieczy.



Ciecz HFA jest tańsza od olejów mineralnych. Ciecze HFA, HFB, HFC zawierają bardzo duże ilości wody, np. ciecz HFA – 0,95-0,98% H<sub>2</sub>O. Ciecz HFD nie zawiera wody, jest całkowicie syntetyczna;

- ciecze biodegradowalne (HETG, HEPG, HEES). Oleje te wytwarzane są na bazie olejów roślinnych, np. olej HETG na bazie rzepaku. Grupa tych cieczy jest najmniej rozpowszechniona.

Przedstawione powyżej zagadnienia można zweryfikować doświadczalnie, dysponując niezbędnym wyposażeniem laboratoryjnym. Możliwości te przedstawiono w dalszej części tego rozdziału jako ćwiczenia, rozszerzając zakres informacji z danego zakresu szczegółowego i opisując bazę niezbędną do ich przeprowadzenia. Zaproponowano także tok postępowania, który zapewni odpowiednią efektywność działań.

## **1.2. BUDOWA I DZIAŁANIE ZASILACZA HYDRAULICZNEGO – ĆWICZENIE 1**

Do praktycznego przeprowadzenia ćwiczenia niezbędne jest dysponowanie zasila-  
czem hydraulicznym wyposażonym w standardowe, opisane poniżej elementy składo-  
we. Po to, aby efektywnie zrealizować ćwiczenie, potrzebne są wiadomości dotyczące:

- znajomości podstawowych elementów zasilaczy hydraulicznych,
- zasad projektowania zbiorników hydraulicznych.

### **1.2.1. Wiadomości podstawowe**

Zasilacz hydrauliczny to urządzenie techniczne stanowiące źródło energii hydrau-  
licznej, które jest wykorzystywane do napędu i sterowania różnych maszyn i urządzeń.  
Źródłem energii hydraulicznej jest pompa wyporowa, która może być napędzana przez  
różnego rodzaju silniki (elektryczne, spalinowe).

Nośnikiem energii hydraulicznej jest ciecz robocza, najczęściej olej mineralny po-  
chodzący z destylacji ropy naftowej.

Zasilacz hydrauliczny składa się z następujących zespołów i elementów:

- pompy z silnikiem napędzającym,
- aparatury sterującej (zaworów),
- aparatury pomiarowej,
- zbiornika hydraulicznego,
- filtrów,
- chłodnicy lub nagrzewnicy,
- elementów łączących (przewody, złącza, płyty przyłączeniowe).

### **1.2.2. Pompy wyporowe**

Działanie pompy wyporowej polega na przetłaczaniu z przestrzeni ssawnej do  
przestrzeni tłocznej cieczy roboczej. Ilość przetłoczonej cieczy zależy od objętości ko-  
mór roboczych i prędkości obrotowej pompy. Przetłaczanie cieczy roboczej wykonuje  
element wyporowy, którego ruch zmienia objętość komory roboczej. Gdy komora robo-  
cza powiększa swoją objętość, w komorze powstaje podciśnienie, następuje proces ssa-  
nia cieczy. Następnie następuje tłoczenie cieczy wskutek zmniejszania komory roboczej  
przez element wyporowy.

Za pomocą pomp waporowych uzyskuje się duże ciśnienia – w niektórych konstrukcjach do 40 MPa [3, 8, 12]. W tym celu muszą być zapewnione odpowiednie warunki konstrukcyjne. Przede wszystkim szczelnie musi być oddzielona przestrzeń o niskim ciśnieniu od przestrzeni o wysokim ciśnieniu. Szczelność między powierzchniami ruchowymi zapewniają różnego rodzaju szczeliny. Szczeliny w pompach waporowych można traktować jako specyficzny element konstrukcyjny tych maszyn, technicznie trudny do wykonania.

Jako elementy waporowe wykorzystywane mogą być różne pary kinematyczne [9, 18]:

- zębate (o uzębieniu zewnętrznym i wewnętrznym) – pompy zębate,
- śrubowe – pompy śrubowe,
- łopatki – pompy łopatkowe,
- tłoczki – pompy tłokowe (promieniowe i osiowe).

Wymienione wyżej rodzaje pomp nie wyczerpują oczywiście zagadnienia – stanowią jedynie przykłady najczęściej stosowanych pomp waporowych.

Największe ciśnienie otrzymuje się z pomp tłoczkowych – 40 MPa. Pompy te charakteryzują się również największą sprawnością  $\eta = 0,95$ . Takie duże wartości parametrów eksploatacyjnych pomp tłoczkowych wynikają z prostoty geometrycznej pary kinematycznej tłoczek i tuleja. Jej elementy wykonywane są z dużą dokładnością wymiarowo-kształtową.

Pompy zębate charakteryzują się dużą trwałością i niezawodnością działania, małymi wymiarami i małą ceną. Z tego powodu najczęściej stosowanymi pompami waporowymi są pompy zębate o uzębieniu zewnętrznym. Parametry eksploatacyjne takiej pompy są jednak mniejsze niż tłoczkowej i wynoszą: ciśnienie maksymalne 25 MPa i sprawność  $\eta = 0,9$ .

Pompy łopatkowe i tłoczkowe mogą być budowane jako pompy o zmiennej wydajności. Takiej możliwości nie mają pompy zębate i śrubowe.

W pompie waporowej (rys. 1.2) następuje zamiana energii mechanicznej na energię hydrauliczną.

Na wejściu pompy, moc mechaniczna  $N_m$  na wale silnika:

$$N_m = M\omega \quad (1.3)$$

gdzie:

$M$  – moment na wale pompy,

$\omega$  – prędkość kątowna,

zamieniona zostaje na moc hydrauliczną  $N_h$  na wyjściu pompy:

$$N_h = Q \cdot p \quad (1.4)$$

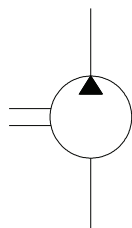
gdzie:

$Q$  – natężenie przepływu,

$p$  – ciśnienie.

Sprawność pompy waporowej określona jest zależnością:

$$\eta = \frac{Qp}{M\omega} \quad (1.5)$$

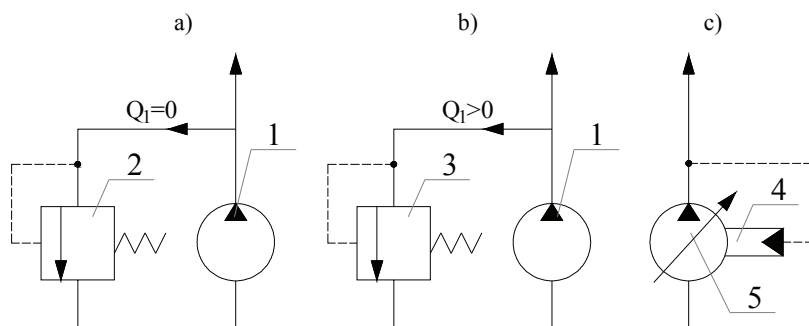


Rys. 1.2. Pompa wyporowa jako przetwornik energii

Podstawowe struktury zasilania przedstawiono na rys. 1.3. Symbole graficzne i schematy układów są zgodne z Polskimi Normami [6, 7].

Zasilacz hydrauliczny może pracować jako generator stałego natężenia przepływu  $Q = \text{const}$  (rys. 1.3a) lub jako generator stałego ciśnienia  $p = \text{const}$  (rys. 1.3b).

Przy strukturze  $Q = \text{const}$  pompa (1) zablokowana jest zaworem bezpieczeństwa (2). W warunkach normalnej pracy natężenie przepływu przez ten zawór  $Q_I = 0$ . Zawór bezpieczeństwa zabezpiecza pompę przed zbyt dużym wzrostem ciśnienia. Dla każdego rodzaju pompy producent określa wartość dopuszczalnego maksymalnego ciśnienia, przy którym może jeszcze pracować pompa. Zawór bezpieczeństwa powinien otworzyć przepływ, gdy ciśnienie pracy pompy osiągnie wartość ciśnienia maksymalnego.



Rys. 1.3. Struktury zasilania układów hydraulicznych: a) generator stałego natężenia przepływu, b) generator stałego ciśnienia, c) generator stałego ciśnienia – wersja ekonomiczna; 1 – pompa wyporowa, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – zawór przelewowy, 4 – regulator stałego ciśnienia pompy, 5 – pompa wyporowa o regulowanym natężeniu przepływu

Przy strukturze zasilania  $p = \text{const}$  pompa (1) zablokowana jest zaworem przelewowym (3). Jego zadaniem jest utrzymanie stałego ciśnienia przed zaworem, czyli za pompą. W warunkach normalnej pracy przez cały czas przez zawór przepływa ciecz  $Q_I > 0$ . Struktura zasilania  $Q = \text{const}$  jest ekonomicznie bardziej oszczędna niż struktura  $p = \text{const}$ . Przy strukturze  $p = \text{const}$  (rys. 1.3b) występują dwa rodzaje strat energetycznych:

- nadwyżka natężenia przepływu  $Q_I$  przelewa się bezużytecznie przez zawór przelewowy,
- pompa pracuje cały czas przy ciśnieniu  $p = \text{const}$ , ustalonym zaworem przelewowym, bez względu na aktualne obciążenie układu.

W celu zwiększenia sprawności struktury  $p = \text{const}$  (rys. 1.3b) stosuje się układ zasilania o większej sprawności (rys. 1.3c). W tym rozwiązaniu pompa (5) o zmiennej wydajności ma wbudowany regulator stałego ciśnienia (4). Wartość ciśnienia  $p$  ustala się za pomocą nastawy regulatora (4). Wzrost ciśnienia powyżej wartości nastawy powoduje kolejno:

- przesterowanie pompy w kierunku zmniejszenia jej wydajności,
- zmniejszenie wydajności pompy spowoduje zmniejszenie ciśnienia  $p$  (powrót do wartości nastawy).

W układzie z regulatorem ciśnienia (rys. 1.3c) wyeliminowano stratę energii związaną z nadwyżką natężenia przepływu.

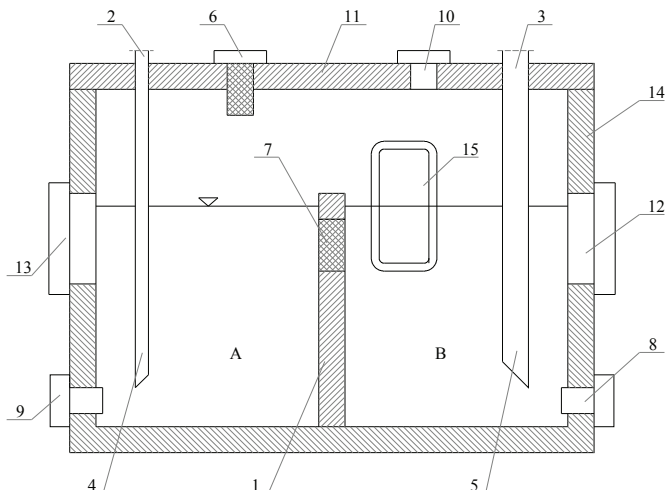
Pompy wraz z silnikiem napędzającym umieszcza się najczęściej na płycie zbiornika. Wał silnika i wał pompy powinien być połączony sprzęgłem podatnym. Zmniejszone zostają w ten sposób naprężenia powstające w trakcie montażu związane z odchyłką niewspółosiowości obu wałów.

### 1.2.3. Zbiorniki

Zbiornik cieczy roboczej w układach hydraulicznych bezpośrednio lub pośrednio spełnia w odniesieniu do cieczy roboczej liczne zadania, z których do najistotniejszych można zaliczyć [3, 8, 12]:

- gromadzenie,
- chłodzenie,
- oczyszczanie,
- odpowietrzenie.

Zbiornik jest podstawowym elementem układu hydraulicznego. Od jego konstrukcji (rys. 1.4) zależy w znacznym stopniu poprawne funkcjonowanie całego układu hydraulicznego.



1 – przegroda, 2 – przewód sphywowy, 3 – przewód ssawny, 4, 5 – ścięcia przewodów, 6 – filtr wlewowý, 7 – filtr magnetyczny, 8, 9 – korki spustowe, 10 – odpowietrznik, 11 – pokrywa, 12, 13 – włazy, 14 – korpus zbiornika, 15 – wskaźnik poziomu cieczy

Rys. 1.4. Zbiornik hydrauliczny: A – przestrzeń sphywowa, B – przestrzeń ssawna



Jednym z ważniejszych elementów zbiornika hydraulicznego jest przegroda (1) dzieląca zbiornik na część spływową *A* i część ssawną *B*. Przegroda ta zabezpiecza przed przedostawaniem się zanieczyszczeń dopływających do zbiornika przewodem spływowym (2) do części ssawnej *B*. Zanieczyszczenia te mogą mieć dwa źródła pochodzenia:

- produkty zużywania współpracujących ze sobą elementów układu hydraulicznego,
- zanieczyszczenie pochodzące ze środowiska, w którym znajduje się zasilacz.

Szczególne uwagi należy zwrócić na właściwe zaprojektowanie przewodu ssawnego (3). Opory przepływu w tym przewodzie powinny być możliwie najmniejsze, w związku z tym:

- średnica przewodu ssawnego jest większa od przewodu tłocznego,
- długość przewodu możliwie najmniejsza,
- przewód nie może mieć załamań (kolanek itp.).

Obydwa przewody – spływowy i ssawny – nie powinny znajdować się blisko dna, aby nie wzburzać i nie zasysać zanieczyszczeń gromadzonych na dnie zbiornika. Odległość od dna powinna być większa od dwóch średnic przewodu. Wskazane jest wykonanie na obu końcach przewodów ściąg (4) i (5), które odpowiednio kształtują kierunek strumienia spływu i strumienia ssawnego. Kierunek tych strumieni nie powinien być prostopadły do dna zbiornika. Minimalizuje się w ten sposób skutki:

- wzburzania zanieczyszczeń,
- zasysania zanieczyszczeń przez przewód ssawny.

Oddzielnym problemem jest instalowanie filtra ssawnego na przewodzie (3). Filtr ssawny nie zabezpiecza dokładnej filtracji. Uniemożliwia jedynie dostanie się do pompy dużych zanieczyszczeń. Filtr ten pogarsza warunki pracy pompy, potęguje zjawisko kawitacji. Ostatnio, licząc na kulturę techniczną osób obsługujących urządzenia hydrauliczne, odstępuje się od jego stosowania, dlatego też na rysunku 1.4 nie został on wyszczególniony.

W zbiorniku powinien być umieszczony filtr wlewowy (6) oraz filtr magnetyczny (7) wychwytyjący cząstki ferromagnetyczne będące produktem procesu zużywania współpracujących ze sobą elementów metalowych.

Filtr magnetyczny najkorzystniej zainstalować, np. w oknie przepływowym przegrody (1). Korki spustowe (8) i (9) mają bardzo często na końcach magnesy, spełniające rolę filtrów magnetycznych.

Ciecz w zbiorniku połączona jest z atmosferą odpowietrznikiem (10). Jeżeli układ hydrauliczny pracuje w środowisku o dużym zanieczyszczeniu, wskazane jest zainstalowanie zamiast odpowietrznika filtra powietrza.

Zbiornik musi mieć wskaźnik (15) poziomu cieczy. Przekroczenie stanu minimalnego jest niekiedy dodatkowo sygnalizowane przez zainstalowany czujnik.

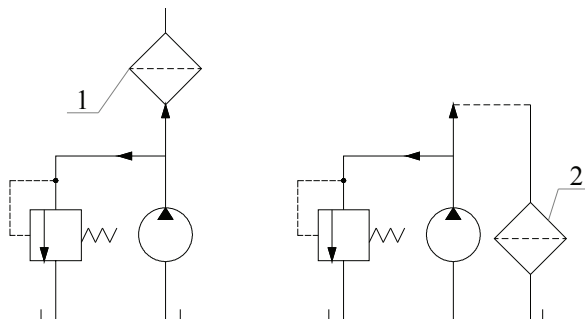
Część spływowa i ssawna zbiornika wyposażone są we włazy (12) i (13), umożliwiające dotarcie do wnętrza zbiornika po spuszczeniu cieczy bez konieczności demontażu pokrywy zbiornika (11).

#### 1.2.4. Filtracja cieczy roboczej

Poprawnie skonstruowany zbiornik hydrauliczny (rys. 1.4) spełnia m.in. funkcję filtra grawitacyjnego. Cięższe cząstki od cieczy roboczej osadzają się na dnie zbiornika. W zbiorniku usytuowany jest również filtr wlewowy, magnetyczny i ewentualnie ssaw-

ny. Wszystkie te elementy służą do oczyszczania cieczy roboczej, zabezpieczając także częściowo przed jej zanieczyszczeniem.

Główne filtry dokładnego oczyszczania cieczy roboczej mogą być instalowane w przewodzie tłocznym (rys. 1.5a) lub w przewodzie sphywowym (rys. 1.5b).



Rys. 1.5. Umieszczenie filtrów w instalacji hydraulicznej: 1 – filtr wysokociśnieniowy, 2 – filtr niskociśnieniowy

W przewodzie tłocznym musi być instalowany filtr wysokociśnieniowy. Taka filtracja jest wskazana wówczas, gdy w układzie hydraulicznym zainstalowane są zawory wymagające cieczy o bardzo dużej czystości, np. serwowawory elektrohydrauliczne.

W przewodzie sphywowym można instalować tańsze filtry niskociśnieniowe. Ten sposób filtracji stosowany jest powszechnie.

### 1.2.5. Chłodnice i nagrzewnice

W układach hydraulicznych mogą występować duże straty mocy. Tracona energia hydrauliczna zamieniana jest na energię cieplną. Zdolności chłodzące samego zbiornika mogą być niewystarczające do utrzymania określonej temperatury w zbiorniku. W takich przypadkach zasilacze hydrauliczne wyposażone są w chłodnice powietrzne lub wodne.

W urządzeniach stacyjnych dopuszcza się stosowanie znacznie większych zbiorników niż w urządzeniach trakcyjnych. Dlatego w urządzeniach stacyjnych przy odpowiednio dużych zbiornikach niekiedy nie ma konieczności stosowania chłodnic.

Właściwy dobór odpowiednich wymiarów zbiornika hydraulicznego i chłodnicy wymaga przeprowadzenia analizy bilansu cieplnego zasilacza hydraulicznego [15].

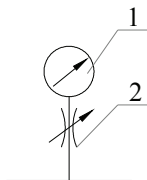
W nagrzewnice cieczy roboczej zasilacz wyposaża się rzadziej niż w chłodnice. Stosuje się je w następujących przypadkach:

- wstępnego podgrzewania cieczy roboczej – przyspiesza to rozruch urządzenia zasilanego z zasilacza,
- wyposażenia zasilacza w precyzyjny układ stabilizacji z chłodnicą i/lub nagrzewnicą.

### 1.2.6. Manometry w układzie hydraulicznym

W hydraulice z aparatury pomiarowej najczęściej instalowane są manometry sprężyste, często w kilku miejscach układu hydraulicznego. Wartości ciśnienia odczytywane z manometru charakteryzują aktualny stan obciążenia pompy. Manometry są również niezbędne do właściwej nastawy zaworów ciśnieniowych (bezpieczeństwa, przelewowych, redukcyjnych).

Z pompy wyporowej nie otrzymuje się stałego strumienia cieczy – ma on charakter pulsacyjny. Pulsacja wydajności wynika z niejednostajnej zmiany objętości komór roboczych pompy. Efektem pulsacji wydajności jest pulsacja ciśnienia. Z uwagi na pulsację ciśnienia bezpośrednie podłączenie manometru uniemożliwia dokładny pomiar ciśnienia. Z tego powodu manometr (1) powinien być podłączony do układu przez zawór dławiący (2) – rysunek 1.6.



Rys. 1.6. Podłączenie manometru sprężystego do układu hydraulicznego: 1 – manometr, 2 – tłumik manometryczny (dławik)

Ze względu na spełnianą funkcję zwany jest on tłumikiem manometrycznym. W przestrzeni między dławikiem a manometrem pulsacja ciśnienia zostaje w dużej części wytłumiona.

### 1.2.7. Przewody i złącza

Średnicę przewodów dobiera się na podstawie obliczeń przepływowych, oceniając sprawność instalacji hydraulicznej. Wykorzystane są przewody sztywne i giętkie. Przewody sztywne stosuje się wyłącznie do łączenia elementów, które w czasie pracy układu nie przemieszczają się względem siebie. Przewody sztywne wykonuje się ze stali, rzadziej z miedzi lub stopów aluminium.

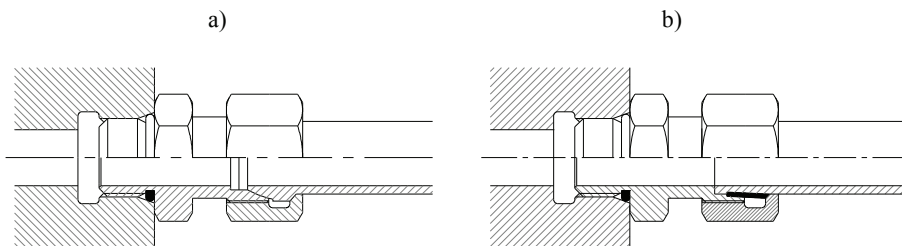
Do łączenia elementów zmieniających wzajemne położenie wykorzystuje się przewody giętkie. Często przewodami giętkimi łączy się również elementy względem siebie nieruchome, gdyż:

- eliminuje to przenoszenie drgań z jednego elementu na drugi,
- tłumi pulsację ciśnienia.

Na przewody giętkie wykorzystuje się węże z gumy olejoodpornej i innych materiałów elastycznych. Węże wzmocniane są odpowiednimi oplotami i zakończone końcówkami umożliwiającymi łączenie.

Przy bardzo małych prędkościach elementu wykonawczego (np. rzędu  $1 \text{ cm} \cdot \text{min}^{-1}$ ), stosowanie przewodów giętkich może być niekorzystne. Zmiana ciśnienia w przewodach zmienia ich objętość, zakłócając płynność ruchu.

Łączenie przewodów z elementami hydraulicznymi odbywa się za pomocą znormalizowanych złączy z końcówką kulistą (rys. 1.7a) lub pierścieniem zacinającym (rys. 1.7b).



Rys. 1.7. Złącza hydrauliczne wg PN-73/M-73028: a) złącze z końcówką kulistą, b) złącze z pierścieniem zacinającym

W miejscach, w których występuje częste rozłączanie przewodów, stosuje się specjalny rodzaj złączy – szybkozłącza. Umożliwiają one szybkie rozłączanie przewodów giętkich bez wypływu cieczy i zapowietrzania układu.

Elementy hydrauliczne mogą być przystosowane do:

- bezpośredniego montażu przewodowego – przewód łączony jest bezpośrednio z elementem układu hydraulicznego przez złącze,
- montażu płytowego – element hydrauliki mocowany jest pośrednio do odpowiednio zaprojektowanej płyty przyłączeniowej; płyta natomiast łączona jest przez złącze z przewodem; taki pośredni sposób montażu ma szereg zalet:
  - wymiana elementu hydrauliki jest prostsza – odkręca się ten element od płyty przyłączeniowej bez rozłączania przewodów, nie ma możliwości złego (odwrotnego) połączenia przewodów,
  - możliwy jest montaż blokowy kilku zaworów na jednej płycie przyłączeniowej,
- montażu w odpowiednio przygotowanych otworach w płytach przyłączeniowych – w takim przypadku stosowane są zawory o specjalnej konstrukcji, tzw. nabojoyej.

### 1.2.8. Proponowany przebieg ćwiczenia

Praktyczne poznanie budowy i działania zasilacza hydraulicznego wymaga zrealizowania kolejno poniższych działań.

1. Zapoznanie się z konstrukcją zasilacza hydraulicznego stanowiącego badany obiekt.

W tym celu należy:

- zidentyfikować jednostkę napędową: silnik elektryczny i pompę wporową,
- zweryfikować konstrukcję zbiornika hydraulicznego zgodnie z zasadami jego projektowania,
- zidentyfikować usytuowanie filtrów,
- rozpoznać rodzaj stosowanych złączy hydraulicznych.

2. Po to, aby praktycznie wykorzystać uzyskaną wiedzę, proponuje się dla wskazanej pompy i zaworu przelewowego zaprojektować wspólną płytę przyłączeniową. Płyta powinna zapewniać właściwe współdziałanie obu elementów i ich połączenie z zasilaczem.

Wyniki tych działań należy opisać w *sprawozdaniu*, które powinno zawierać:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych działań,
- niezbędne szkice i rysunki,
- spostrzeżenia i wnioski.



### 1.3. BILANS CIEPLNY ZASILACZA HYDRAULICZNEGO – ĆWICZENIE 2

Do przeprowadzenia tego ćwiczenia niezbędne jest również dysponowanie zasilaczem hydraulicznym wraz ze standardowym wyposażeniem. Od realizujących ćwiczenie wymagane są ponadto wiadomości z zakresu:

- sprawności układów hydraulicznych,
- wymiany ciepła,
- zasad projektowania zasilaczy hydraulicznych.

#### 1.3.1. Wiadomości podstawowe

Projektując zasilacz hydrauliczny, należy wyznaczyć jego wielkości charakterystyczne dokonując:

- obliczeń przepływowych przez instalację hydrauliczną,
- obliczeń cieplnych układu hydraulicznego.

Obliczenia przepływowe są niezbędne do zaprojektowania instalacji hydraulicznej i do oszacowania sprawności  $\eta_i$  tej instalacji.

Sprawność układów hydraulicznych jest mniejsza niż sprawność układów mechanicznych. Znaczna część przenoszonej energii hydraulicznej zamieniana jest na ciepło, dlatego obliczenia przepływowe powinny być uzupełnione cieplnymi (bilansem cieplnym zasilacza). Nadmiar ciepła powinien być odprowadzony z zasilacza, m.in. przez zbiornik. Zdolność odprowadzenia ciepła do otoczenia przez zbiornik zależy przede wszystkim od jego wymiarów. Bilans cieplny zasilacza hydraulicznego może być więc podstawą do określenia optymalnych gabarytów zbiornika [15]. Zbiorniki o większych wymiarach często stosuje się w urządzeniach stacjonarnych. W urządzeniach trakcyjnych dąży się do miniaturyzacji zbiorników hydraulicznych, wiąże się to jednak z instalacją dodatkowych urządzeń chłodzących, np. chłodnicy wodnej.

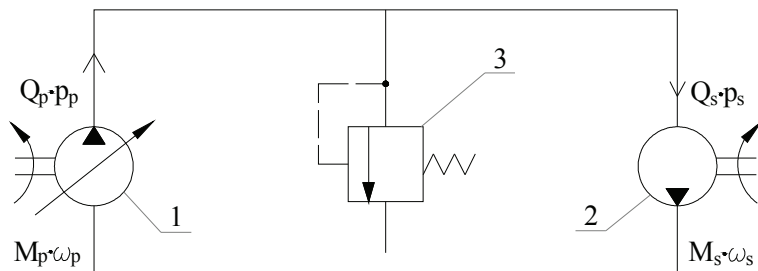
#### 1.3.2. Sprawność układów hydraulicznych

Główne źródła strat energetycznych w układach hydraulicznych to:

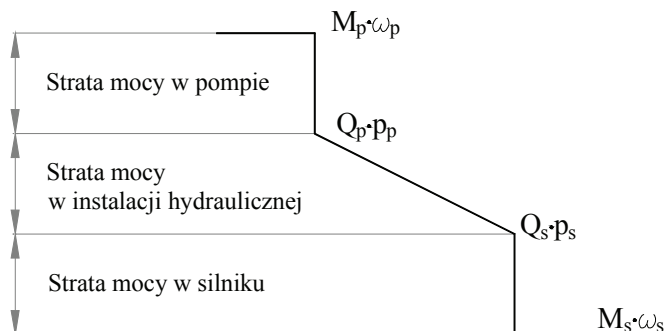
- straty w pompie wporowej,
- straty w silnikach hydraulicznych,
- straty przepływu w instalacji hydraulicznej.

Na rysunku 1.8 przedstawiono schemat układu hydraulicznego (przekładni hydrostatycznej), na którym zaznaczono kolejne etapy przenoszenia mocy począwszy od wału napędzającego pompę  $M_p \cdot \omega_p$ , aż do wału silnika hydraulicznego  $M_s \cdot \omega_s$ .

a)



b)



Rys. 1.8. Rozkład przenoszonej mocy w układ hydraulicznych: a) schemat strukturalny: 1 – pompa, 2 – silnik, 3 – zawór bezpieczeństwa; b) etapy przenoszenia mocy

Sprawność  $\eta$  całego układu hydraulicznego można przedstawić za pomocą zależności:

$$\eta = \frac{M_s \cdot \omega_s}{M_p \cdot \omega_p} \quad (1.6)$$

gdzie:

$M_s; \omega_s$  – moment i prędkość kątowna wału silnika,

$M_p; \omega_p$  – moment i prędkość kątowna wału pompy.

Po rozwinięciu, równanie (1.6) można przedstawić w postaci:

$$\eta = \frac{Q_p \cdot p_p}{M_p \cdot \omega_p} \cdot \frac{Q_s \cdot p_s}{Q_p \cdot p_p} \cdot \frac{M_s \cdot \omega_s}{Q_s \cdot p_s} \quad (1.7)$$

gdzie:

$Q_p; p_p$  – natężenie przepływu i ciśnienie za pompą,

$Q_s; p_s$  – natężenie przepływu i ciśnienie przed silnikiem.

Występujące w równaniach (1.6) i (1.7) iloczyny określają:

$M \cdot \omega$  – moc mechaniczną,

$Q \cdot p$  – moc hydrauliczną.

Poszczególne iloczyny w zależności (1.7) wyrażają sprawności cząstkowe układu, zatem można ją zapisać w postaci:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_i \cdot \eta_s \quad (1.8)$$

gdzie:

$\eta_p$  – sprawność pompy,

$\eta_i$  – sprawność instalacji hydraulicznej,

$\eta_s$  – sprawność silnika hydraulicznego,

przy czym:

$$\eta_p = \frac{Q_p \cdot p_p}{M_p \cdot \omega_p}, \quad \eta_i = \frac{Q_s \cdot p_s}{Q_p \cdot p_p}, \quad \eta_s = \frac{M_s \cdot \omega_s}{Q_s \cdot p_s} \quad (1.9)$$

całkowita moc  $N_c$  tracona na ciepło w układzie hydraulicznym wynosi:

$$N_c = M_p \cdot \omega_p - M_s \cdot \omega_s \quad (1.10)$$

Łącząc zależności (1.6) i (1.10) otrzymano równanie pozwalające obliczyć stratę mocy  $N_c$ , uwzględniające całkowitą sprawność układu hydraulicznego  $\eta$  i moc mechaniczną na wale pompy lub silnika:

$$N_c = (1 - \eta) M_p \cdot \omega_p \quad (1.11)$$

$$N_c = \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) M_s \cdot \omega_s \quad (1.12)$$

Do określenia całkowitej mocy  $N_c$  traconej w układzie można wykorzystać również zależności na moce hydrauliczne:

$$N_c = \frac{1 - \eta}{\eta_p} Q_p \cdot p_p \quad (1.13)$$

$$N_c = \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \cdot \eta_s \cdot Q_s \cdot p_s \quad (1.14)$$

### 1.3.3. Bilans cieplny zasilacza hydraulicznego

Wymiana ciepła między układem hydraulicznym a otoczeniem odbywa się przez ścianki zbiornika, wzdłuż przewodów oraz w pompach, silnikach i zaworach. W celu uproszczenia modelu wymiany ciepła przyjęto, że proces wymiany ciepła odbywa się tylko przez ścianki zbiornika. Po przyjęciu powyższych założeń upraszczających ogólne równanie bilansu cieplnego zasilacza w formie różniczkowej ma postać [15]:

$$N_c dt - \alpha_z A_z (T - T_o) dt - \alpha_h A_h (T - T_w) dt = (m_o c_o + m_s c_s) dT \quad (1.15)$$

gdzie:

- $N_c$  – moc tracona na ciepło,
- $\alpha_z$  – współczynnik przejmowania ciepła przez otoczenie od zbiornika,
- $A_z$  – czynna powierzchnia wymiany ciepła w zbiorniku,
- $\alpha_h$  – współczynnik przejmowania ciepła przez chłodnicę wodną,
- $A_h$  – czynna powierzchnia chłodnicy wodnej,
- $T$  – aktualna temperatura oleju w zasilaczu (zbiorniku),
- $T_o$  – temperatura otoczenia,
- $T_w$  – temperatura płynu chłodzącego (np. wody),
- $m_o$  – masa oleju,
- $c_o$  – ciepło właściwe oleju,
- $m_s$  – masa elementów układu hydraulicznego (stali),
- $c_s$  – ciepło właściwe stali,
- $dt$  – elementarny przyrost czasu,
- $dT$  – elementarny przyrost temperatury oleju.

Poszczególne wyrazy w równaniu bilansu przedstawiają kolejno:

- ciepło wytworzone w zasilaczu,
- ciepło przejmowane przez otoczenie zasilacza,
- ciepło przejmowane od oleju przez ciecz chłodzącą,
- ciepło zakumulowane w zasilaczu.

Przy założeniu, że temperatura początkowa cieczy roboczej (dla  $t = 0$ ) jest równa temperaturze otoczenia,  $T = T_o$ , równanie (1.15) ma postać:

$$T = T_o e^{-\frac{t}{\tau}} + T_u \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (1.16)$$

gdzie:

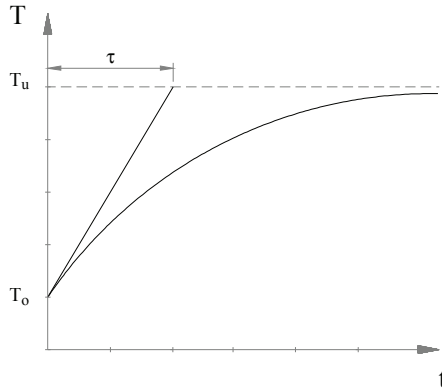
- $T_u$  – temperatura cieczy roboczej w stanie równowagi cieplnej,
- $\tau$  – stała czasowa zasilacza hydraulicznego.

przy czym:

$$T_u = \frac{N_c + \alpha_z A_z T_o + \alpha_h A_h T_w}{\alpha_z A_z + \alpha_h A_h} \quad (1.17)$$

$$\tau = \frac{m_o c_o + m_s c_s}{\alpha_z A_z + \alpha_h A_h} \quad (1.18)$$

Graficzną formę zależności (1.16) przedstawiono na rysunku 1.9.



Rys. 1.9. Zmiana temperatury cieczy w zasilaczu w funkcji czasu

Gdy zasilacz nie jest wyposażony w chłodnicę, równanie (1.16) przyjmuje prostszą postać:

$$T = T_o + \Delta T \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (1.19)$$

gdzie:

$$\Delta T = \frac{N_c}{\alpha_z A_z} \quad (1.20)$$

$$\tau = \frac{m_o c_o + m_s c_s}{\alpha_z A_z} \quad (1.21)$$

Temperatura zasilacza bez chłodnicy w stanie ustalonym opisana jest zależnością:

$$T_u = T_o + \Delta T = T_o + \frac{N_c}{\alpha_z A_z} \quad (1.22)$$

Współczynniki przyjmowania ciepła wynoszą:

- dla zbiorników stalowych:  $\alpha = 10 \div 14 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
- dla zbiorników żeliwnych:  $\alpha = 6 \div 9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
- dla chłodnic powietrznych bez nadmuchu:  $\alpha = 12 \div 18 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
- dla chłodnic powietrznych z nadmuchiem:  $\alpha = 46 \div 140 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

- dla chłodziw wodnych:

$$\alpha = 110 \div 175 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Wartości ciepła właściwego wynoszą:

- dla oleju:

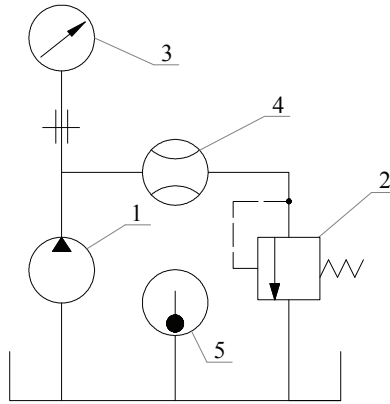
$$c = 1900 \frac{J}{kg \cdot K}$$

- dla stali:

$$c = 470 \frac{J}{kg \cdot K}$$

### 1.3.4. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest poznanie rzeczywistego przebiegu zmian temperatury cieczy roboczej w zbiorniku badanego zasilacza. Schemat przykładowego układu hydraulicznego umożliwiającego realizację ćwiczenia przedstawiono na rysunku 1.10. Wyszczególniono na nim elementy niezbędne do przeprowadzenia bilansu.



Rys. 1.10. Schemat układu pomiarowego do wyznaczania parametrów cieplnych zasilacza hydraulicznego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – manometr, 4 – przepływomierz, 5 – termometr

Pompa (1) tłoczy olej przez zawór przelewowy (2), powodując nagrzewanie się cieczy w zbiorniku. Rejestrację zmian temperatury za pomocą termometru (5) należy prowadzić od temperatury otoczenia  $T_o$ , aż do ustabilizowania się jej w zbiorniku  $T_u$ . Wyniki pomiarów należy przedstawić w postaci tabelarycznej i graficznej.

W układzie hydraulicznym przedstawionym na rysunku 1.10 nie ma silnika hydraulicznego. Sprawność tego układu  $\eta = 0$ . Moc  $N_c$  traconą na ciepło można wyznaczyć z zależności (1.13), która dla tego przypadku przyjmie następującą formę:

$$N_c = \frac{1}{\eta_p} Q_p \cdot p_p \quad (1.23)$$

W celu określenia mocy  $N_e$  należy:

- manometrem (3) dokonać pomiaru ciśnienia  $P_p$ ,
- za pomocą przepływomierza (4) wykonać pomiar natężenia przepływu  $Q_p$ ,
- określić sprawność  $\eta_p$  pompy (1) (wg katalogu).

W *sprawozdaniu* należy umieścić porównanie temperatury stanu ustalonego  $T_u$  oraz stałej czasowej uzyskanych doświadczalnie  $\tau_{doś.}$  i teoretycznie  $\tau_i$ , a wyniki przedstawić w formie tabelarycznej – tabela 1.1.

Tabela 1.1. Zestawienie wyników pomiarów i obliczeń

Lp.	$t$	$T$	$\tau_{doś.}$	$\tau_i$

*Sprawozdanie* ze zrealizowanych badań powinno zawierać następujące elementy:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych badań,
- obliczenia niezbędne do wykonania wykresów,
- kartę kontrolną wraz ze schematem badanego układu i protokołem pomiarów,
- spostrzeżenia i wnioski.

## 1.4. SPRAWNOŚĆ OBJĘTOŚCIOWA POMPY WYPOROWEJ – ĆWICZENIE 3

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędna jest pompa wyporowa. Do sprawnego przeprowadzenia ćwiczenia niezbędne są ponadto wiadomości z zakresu:

- sprawności układów hydraulicznych,
- czynników wpływających na sprawność objętościową pompy wyporowej, które poniżej zostały zamieszczone.

### 1.4.1. Wiadomości podstawowe

Sprawność układów hydraulicznych jest jedną z najistotniejszych miar opisujących ich własności [3, 8, 12, 17]. W układach hydraulicznych mogą być przenoszone bardzo duże moce, dlatego też nawet niewielki procentowo wzrost sprawności tych układów, przynosi znaczące korzyści ekonomiczne. Sprawność  $\eta$  całego układu hydraulicznego zależy przede wszystkim od sprawności występujących w nim maszyn hydraulicznych (pompy  $\eta_p$ , silnika  $\eta_s$ ), a także od sprawności instalacji hydraulicznej  $\eta_i$ :

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_i \quad (1.24)$$

Sprawność pompy przedstawia ogólna zależność:

$$\eta_p = \frac{N_h}{N_m} \quad (1.25)$$

gdzie:

$N_h$  – moc hydrauliczna otrzymywana z pompy,

$N_m$  – moc mechaniczna dostarczana do pompy,

i bardziej szczegółowa – w postaci:

$$\eta_p = \frac{Q \cdot p}{M \cdot \omega} \quad (1.26)$$

gdzie:

$Q$  – wydajność pompy,

$p$  – ciśnienie na wyjściu z pompy,

$M$  – moment obrotowy napędzający wał pompy,

$\omega$  – prędkość kątowa wału pompy.

Idealną pompą wyporową byłaby pompa o sprawności  $\eta_p = 1$ , którą umownie opisuje zależność:

$$\frac{Q_t \cdot p_t}{M_t \cdot \omega} = 1 \quad (1.27)$$

Występujące w zależności (1.26) wielkości ( $Q, p, M$ ) są wielkościami rzeczywistymi uzyskanymi z pomiarów, natomiast wielkości ( $Q_t, p_t, M_t$ ) w zależności (1.27) są wielkościami teoretycznymi dotyczącymi idealnej pompy wyporowej o sprawności  $\eta_p = 1$ . W pompie takiej zakłada się, że nie występują poniższe straty energetyczne:

- przecieki przez szczeliny pompy,
- opory tarcia,
- opory przepływu wewnątrz pompy.

Wielkości rzeczywiste i teoretyczne powiązane są następującymi zależnościami:

$$Q = Q_t - Q_s \quad (1.28)$$

$$p = p_t - p_s \quad (1.29)$$

$$M = M_t + M_s \quad (1.30)$$

gdzie:

$Q_s$  – strata wydajności pompy (strata objętościowa) związana z wewnętrznymi przeciekami pompy i wpływem ściśliwości oleju,

$p_s$  – strata ciśnienia związana z przepływem cieczy wewnątrz kanałów pompy,

$M_s$  – dodatkowy moment tracony na tarcie w mechanizmach pompy.



Dzieląc zależność (1.26) przez (1.27) otrzymuje się wzór na sprawność pompy w postaci:

$$\eta_p = \frac{Q \cdot M_t \cdot p}{Q_t \cdot M \cdot p_t} \quad (1.31)$$

Analiza zależności (1.28÷1.30) prowadzi do wniosku, że wszystkie ilorazy występujące we wzorze (1.31) są mniejsze od jedności. Można je zatem uznać za sprawności cząstkowe pompy:

- sprawność objętościową:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t} \quad (1.32)$$

- sprawność mechaniczną:

$$\eta_m = \frac{M_t}{M} \quad (1.33)$$

- sprawność hydrauliczną:

$$\eta_h = \frac{p}{p_t} \quad (1.34)$$

a całkowitą sprawność można przedstawić ostatecznie w postaci iloczynu:

$$\eta_p = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h \quad (1.35)$$

Badanie sprawności ogólnej pompy  $\eta_p$  jest bardzo pracochłonne i wymaga pomiaru czterech wielkości ( $Q$ ,  $p$ ,  $M$ ,  $\omega$ ). Mniej czasochłonny jest pomiar sprawności cząstkowych. Szczególnie często dokonuje się badania sprawności objętościowej pompy.

Pomiary sprawności pompy przeprowadza się najczęściej w funkcji:

- prędkości obrotowej pompy,
- ciśnienia pracy pompy.

Te dwie wielkości jednoznacznie określają warunki pracy pompy.

#### 1.4.2. Wpływ prędkości obrotowej i ciśnienia na sprawność objętościową pompy

Sprawność objętościową pompy opisuje zależność:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - Q_s}{Q_t} = 1 - \frac{Q_s}{Q_t} \quad (1.36)$$

Strata wydajności pompy  $Q_s$  zależy przede wszystkim od przecieków przez szczeliny pompy, w mniejszym stopniu od ściśliwości cieczy.

$$Q_s = \frac{p}{R} \quad (1.37)$$

gdzie:

$R$  – opór hydrauliczny szczelin pompy.

Wydajność teoretyczna pompy  $Q_t$  wynosi:

$$Q_t = q \cdot n \quad (1.38)$$

gdzie:

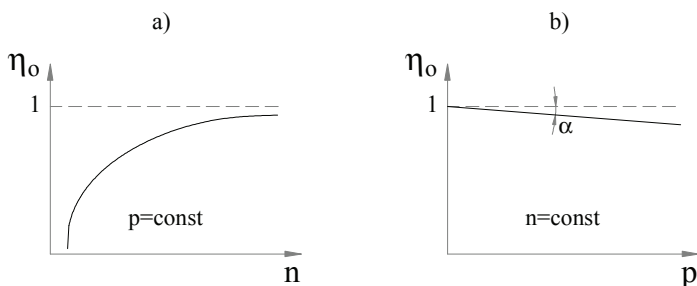
$q$  – wydajność jednostkowa pompy (można ją obliczyć z wymiarów geometrycznych elementów roboczych pompy),

$n$  – prędkość obrotowa.

Podstawiając zależności (1.37) i (1.38) do (1.36), otrzymano równanie (1.39) ujmujące wpływ prędkości  $n$  i ciśnienia  $p$  na sprawność objętościową  $\eta_o$  (rys. 1.11):

$$\eta_o = 1 - \frac{R}{q \cdot n} \quad (1.39)$$

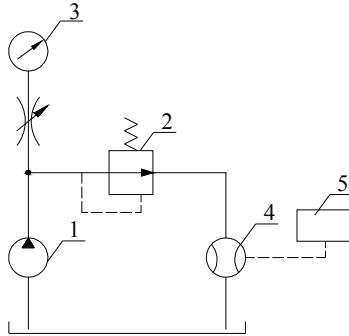
Wzrost przecieków wewnętrznych w pompie wpływa na nachylenie charakterystyki  $\eta_o = f(p) - \propto \alpha$  (rys. 1.11b).



Rys. 1.11. Sprawność objętościowa pompy wyporowej w funkcji: a) prędkości obrotowej, b) ciśnienia

### 1.4.3. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem proponowanego niżej ćwiczenia jest zapoznanie się z metodyką pomiaru sprawności objętościowej pompy w funkcji ciśnienia, przy stałej prędkości obrotowej. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 1.12.



Rys. 1.12. Schemat układu pomiarowego do badania sprawności objętościowej pompy:  
 1 – badana pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – manometr, 4 – przepływomierz,  
 5 – częstotliciosciomierz

Badanym obiektem jest pompa (1) zasilacza hydraulicznego. Wartość ciśnienia pompy nastawia się zaworem przelewowym (2) i mierzy manometrem (3). Rzeczywistą wartość natężenia przepływu odczytuje się z przepływomierza turbinkowego (4), mierząc częstotliwość  $f$ .

Wyniki badań należy przedstawić w postaci tabelarycznej – tabela 1.2 i graficznej – jako wykres funkcji  $\eta_o = f(p)$ .

Tabela 1.2. Zestawienie wyników pomiarów niezbędnych do wyznaczenia sprawności objętościowej pompy

Lp.	$p$	$f$	$Q_{rz}$	$Q_t$	$\eta_o$

- W karcie pomiarowej stanowiącej integralną część sprawozdania należy zamieścić:
- schemat stanowiska badawczego,
  - protokół pomiarów,
  - wyniki obliczeń,
  - wykres  $\eta_o = f(p)$ .

- Oprócz wymienionych wyżej elementów sprawozdanie powinno zawierać także:
- krótkie wprowadzenie,
  - opis przeprowadzonych czynności,
  - spostrzeżenia i wnioski z przeprowadzonych badań.

## 1.5. MODUŁ SPRĘŻYSTOŚCI OBJĘTOŚCIOWEJ OLEJU – ĆWICZENIE 4

Do przeprowadzenia ćwiczenia o tej tematyce należy dysponować stanowiskiem do badania modułu sprężystości objętościowej oleju. Niezbędna jest ponadto wiedza z zakresu:

- podstawowych pojęć dotyczących hydraulicznych cieczy roboczych,
- układu pomiarowego do wyznaczania współczynnika ściśliwości oleju (jego struktury, metodyki badań).

### 1.5.1. Wiadomości podstawowe

W układach hydraulicznych nośnikiem energii jest ciecz robocza. Najczęściej stosowany jest olej mineralny będący produktem destylacji ropy naftowej.

Podstawowe wymagania, jakie musi spełniać ciecz robocza są następujące:

- mała zmienność lepkości w funkcji temperatury,
- mała ściśliwość (duży moduł sprężystości objętościowej),
- duże ciepło właściwe,
- dobre własności smarne,
- odporność na pienienie się,
- niska temperatura krzepnięcia,
- wysoka temperatura zapłonu.

### 1.5.2. Powietrze w układzie hydraulicznym

W układach hydraulicznych ciecz robocza nie jest substancją jednorodną, lecz mieszaniną cieczy i małych pęcherzyków powietrza. W praktyce przyjmuje się, że powietrze w postaci rozpuszczonej w oleju nie wpływa na ściśliwość cieczy.

W zdefiniowanych warunkach fizycznych, czyli przy danym ciśnieniu i temperaturze, w cieczy może rozpuścić się określona ilość powietrza (ewentualnie innego gazu). Wpływ temperatury na zdolność rozpuszczania powietrza jest niewielki. Znaczny jest natomiast wpływ ciśnienia: im jest ono niższe, tym mniej powietrza może rozpuścić się w cieczy [1, 3].

Najniższe ciśnienie występuje w przewodzie ssącym pompy. Obniża się tam znacznie granica nasycenia powietrza w postaci rozpuszczonej i nadmiar jego wydobywa się w postaci małych pęcherzyków powietrza (o średnicy 0,25÷0,50 mm). W ten sposób powstaje mieszanina cieczy i małych pęcherzyków powietrza. Obecność pęcherzyków powietrza znacznie zwiększa ściśliwość cieczy. Wpływa to niekorzystnie na własności całego układu hydraulicznego, pogarszając przede wszystkim jego własności dynamiczne.

Pęcherzyki powietrza po przejściu przez pompę docierają do przewodu tłocznego, gdzie nie od razu zanikają. Pod wpływem gwałtownego przyrostu ciśnienia zmniejsza się ich objętość. Powoduje to znaczny wzrost temperatury wewnątrz pęcherzy i miejscowe przyspieszone utlenianie oleju. Intensyfikuje to starzenie się oleju.

Zanik pęcherzy jest procesem gwałtownym, odbywa się w czasie rzędu 1 ms. W czasie zaniku powstaje fala uderzeniowa. Zjawisko tworzenia się i nagłego zaniku pęcherzy nazywane jest kawitacją. Gdy zanik pęcherzy odbywa się przez dłuższy czas w pobliżu powierzchni, może to powodować erozję materiału, przyspieszając proces zużywania. Jest to zjawisko losowe co do miejsca i czasu, dlatego też zapobieganie jemu na drodze konstrukcyjnej jest trudne.

Nie wszystkie pęcherzyki powietrza w przewodzie tłocznym ulegają absorpcji, czyli ponownemu przejściu w postać rozpuszczoną – część z nich powraca z powrotem do zbiornika. W związku z mniejszą ich gęstością, pęcherzyki powietrza w zbiorniku przemieszczają się w kierunku zwierciadła cieczy i łączą z atmosferą. Pozostała część pęcherzy, razem z nowo powstałymi w przewodzie ssącym, jest z powrotem tłoczona do układu przez pompę. W ten sposób w układzie hydraulicznym tworzy się mieszanina oleju i pewnej ilości pęcherzyków powietrza (zwykle do ~2% objętości).

### 1.5.3. Moduł sprężystości objętościowej

Zależność między odkształceniem a naprężeniem dla ciał stałych opisuje ogólnie znane prawo Hooke'a:

$$\varepsilon = \frac{1}{E} \cdot \sigma \quad (1.40)$$

gdzie:

- $\varepsilon$  – odkształcenie względne,
- $\sigma$  – naprężenie,
- $E$  – moduł Younga.

Prawo Hooke'a obowiązuje również dla cieczy i ma postać:

$$\varepsilon = \frac{1}{B} \cdot \Delta p \quad (1.41)$$

gdzie:

- $\varepsilon$  – względna zmiana objętości, przy czym  $\varepsilon = \frac{\Delta V}{V}$ ,
- $\Delta p$  – różnica ciśnień wywołująca zmianę objętości  $\Delta V$ ,
- $V$  – objętość początkowa,
- $B$  – moduł sprężystości objętościowej.

Zależność na ściśliwość cieczy można przedstawić w postaci:

$$\Delta V = \frac{V}{B} \cdot \Delta p \quad (1.42)$$

Po przekształceniu zależności (1.42), otrzymuje się równanie stanowiące definicję modułu sprężystości objętościowej:

$$B = \frac{V}{\Delta V} \cdot \Delta p \quad (1.43)$$

Równanie (1.42) można przekształcić do postaci różniczkowej:

$$dV = -\frac{V}{B} \cdot dp \quad (1.44)$$

Moduł sprężystości objętościowej  $B$  oleju bez pęcherzyków powietrza można uznać za wartość stałą, gdyż dla stosowanych w układach hydraulicznych olejów mineralnych moduł ten zmienia się od 1700 MPa przy ciśnieniu 7 MPa do 1800 MPa przy

ciśnieniu 70 MPa. Nawet niewielka liczba pęcherzy powietrznych znacznie zmniejsza wartość modułu  $B$ .

Całkowita objętość cieczy  $V$  to suma:

$$V = V_o + V_p \quad (1.45)$$

gdzie:

$V_o$  – objętość oleju,

$V_p$  – objętość pęcherzyków powietrza.

Przy założeniu przemiany izotermicznej oraz stałej masy powietrza równanie stanu gazu ma postać:

$$V_p \cdot p_* = \text{const} \quad (1.46)$$

$$p_* = p + p_a$$

gdzie:

$p_*$  – ciśnienie absolutne w pęcherzykach powietrza,

$p_a$  – ciśnienie atmosferyczne.

Ponieważ  $p \gg p_a$ , równanie stanu (1.46) można zapisać w postaci:

$$V_p \cdot p = \text{const} \quad (1.47)$$

Po zróżniczkowaniu równania (1.45) i uwzględnieniu równań (1.44) i (1.47) otrzymuje się:

$$dV = -\frac{V_o}{B_o} dp - \frac{V_p}{p} dp \quad (1.48)$$

gdzie:

$B_o$  – moduł sprężystości objętościowej cieczy bez pęcherzyków powietrza.

Przyjmując, że objętość powietrza  $V_p = \kappa V$  ( $\kappa$  – zawartość powietrza w oleju), a objętość oleju  $V_o = (1-\kappa)V$ , równanie (1.48) przyjmie postać:

$$dV = -V \left( \frac{1-\kappa}{B_o} + \frac{\kappa}{p} \right) dp \quad (1.49)$$

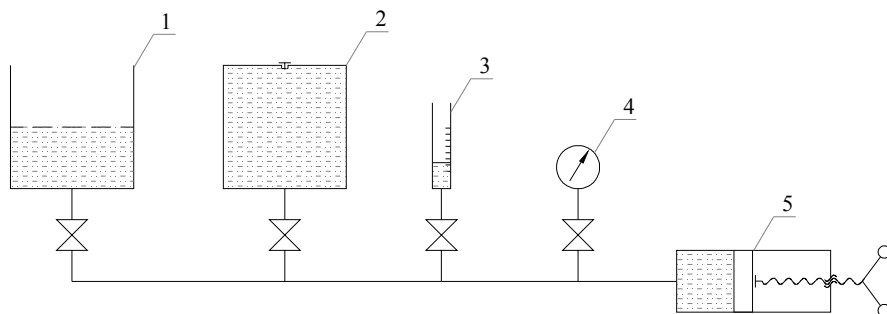
Moduł sprężystości objętościowej oleju z pęcherzykami powietrza zależy od zawartości powietrza  $\kappa$  w oleju i jego ciśnienia  $p$ :

$$\frac{1}{B} = \frac{1-\kappa}{B_o} + \frac{\kappa}{p} \quad (1.50)$$

Analizując zależność (1.50), wyraźnie widoczny jest bardzo duży wpływ zawartości powietrza w oleju w postaci pęcherzyków na moduł  $B$ . Zawartość 1% pęcherzyków powietrza w całej objętości cieczy ( $\kappa = 0,01$ ) zmniejsza moduł sprężystości objętościowej od ok. 1700 MPa do wartości około 950 MPa, a zatem prawie dwukrotnie.

### 1.5.4. Przebieg ćwiczenia

Na rysunku 1.13 przedstawiono schemat stanowiska badawczego wraz z układem pomiarowym, wykorzystywanego do badania współczynnika ściśliwości oleju. Stanowisko składa się z dwóch zbiorników oleju: otwartego (1) i zamkniętego (2), menzurki pomiarowej (3), manometru (4) i ręcznej pompki (5). Zbiornik (2) ma kształt walca o średnicy  $D = 72$  mm i wysokości  $H = 73$  mm.



Rys. 1.13. Schemat stanowiska badawczego (opis w tekście)

Badanie polega na pomiarze przyrostu objętości oleju po rozprężeniu oleju znajdującego się w zbiorniku (2) o znanej objętości  $V$  i pod zadanym ciśnieniu  $p$ . Rozprężony olej spowoduje zmianę wysokości słupa oleju w menzurce pomiarowej (3) o średnicy  $d = 21$  mm – jej wartość wzrośnie o  $\Delta h$ .

Poprawne zrealizowanie pomiarów wymaga przeprowadzenia kolejno następujących czynności:

1. Odpowietrzyć zbiornik zamknięty (2).
2. Napełnić pompę (5) olejem. W tym celu należy zostawić otwarty zawór odcinający przy zbiorniku (1) i zassać olej do pompy (5).
3. Zamknąć zawór przy zbiorniku otwartym (1) i otworzyć zawory odcinające przy zbiorniku zamkniętym (2) i manometrze (4), a następnie sprężyć olej do zadanego ciśnienia.
4. Odczytać początkową wysokość poziomu oleju w menzurce pomiarowej (3).
5. Zamknąć zawór odcinający przy manometrze (4) i powoli otwierać zawór odcinający przy menzurce pomiarowej (3).
6. Odczytać przyrost poziomu oleju w menzurce pomiarowej (3).

Czynności wg punktów 2÷6 należy powtórzyć dla różnych zadanych wartości ciśnienia. Wyniki pomiarów należy przedstawić w postaci tabelarycznej – tabela 1.3, a na podstawie uzyskanych rezultatów pomiarów sporządzić wykres funkcji  $B = f(p)$ .

*Karta kontrolna* stanowiąca niezbędną część *sprawozdania* powinna zawierać poniższe elementy:

- schemat stanowiska badawczego,
- protokół pomiarów,
- wyniki obliczeń.

- Oprócz nich w *sprawozdaniu* powinny być zawarte:
- krótkie wprowadzenie,
  - opis przeprowadzonych czynności,
  - spostrzeżenia i wnioski z pomiarów i badań.

Tabela 1.3. Wyniki pomiarów zrealizowanych podczas badań współczynnika ściśliwości oleju

Lp.	$p$	$h_1$	$h_2$	$\Delta h = h_2 - h_1$	$\Delta h_{sr}$
1	5				
2	10				
3	15				
4	20				
5	25				
6	30				

## 1.6. PODSUMOWANIE ROZDZIAŁU 1

W tej części opracowania zawarto podstawowe informacje o zasilaczu hydraulicznym – zespole występującym w każdym napędowym układzie hydraulicznym. Zidentyfikowano elementy tworzące strukturę zasilacza. Informacje uzupełniono wiadomościami niezbędnymi przy projektowaniu układów hydraulicznych w ogólności, a zasilaczy – szczególnie. Bez umiejętności dokonania bilansu energetycznego zaprojektowanie lub dobór właściwego zasilacza nie są praktycznie możliwe. Nie jest także możliwe oszacowanie efektywności jego działania.

W każdym zasilaczu obligatoryjnie występuje pompa, stanowiąca element umożliwiający zamianę energii – najczęściej elektrycznej – na energię hydrauliczną, dlatego też w rozdziale przedstawiono syntezę wiadomości o budowie i cechach użytkowych pomp wyporowych.

Zamiana jednego rodzaju energii na inną nie byłaby możliwa bez udziału cieczy hydraulicznej, dlatego końcową część rozdziału poświęcono cechom olejów hydraulicznych – najczęściej występujących jako media robocze w układach hydraulicznych. Uwzględniono także wiadomości dotyczące metodyki określania jednej z wielkości charakterystycznych oleju – modułu sprężystości objętościowej.

Cztery ćwiczenia, które proponuje się przeprowadzić w oparciu o wiedzę nabytą w wyniku lektury tego rozdziału, pozwalają na praktyczne jej wykorzystanie w sferze projektowania i konstruowania, a także w ograniczonym zakresie w fazie użytkowania.

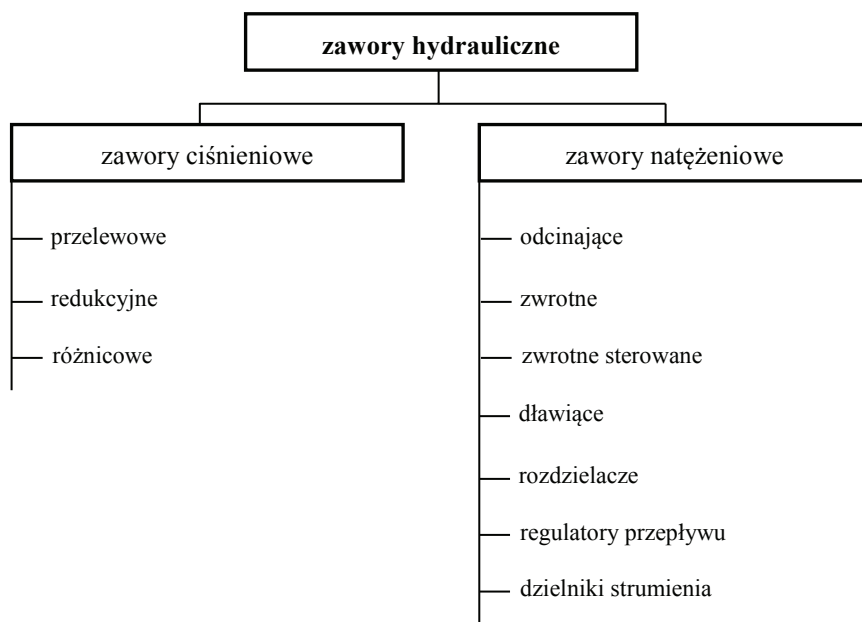


## 2. ZAWORY HYDRAULICZNE

### 2.1. WIADOMOŚCI WPROWADZAJĄCE

Elementy sterujące pracą układów hydraulicznych nazywa się zaworami. Są one biernymi elementami układów hydraulicznych. Następuje w nich zamiana części energii hydraulicznej na ciepło. Strumień hydrauliczny charakteryzują dwie wielkości fizyczne: ciśnienie i natężenie przepływu. Zawory hydrauliczne można zatem podzielić na dwie grupy (rys. 2.1):

- sterujące ciśnieniem (ciśnieniowe),
- sterujące natężeniem przepływu (natężeniowe).



Rys. 2.1. Klasyfikacja zaworów hydraulicznych

*Zawory przelewowe* sterują wartością ciśnienia na wejściu (przed zaworem). Najczęściej instalowane są równolegle z pompą, ustalając tym samym wartość ciśnienia na wyjściu z pompy na stałym poziomie. Nadmiar cieczy roboczej przepływa przez zawór przelewowy do zbiornika. Pompa zachowuje się wówczas jak generator stałego ciśnienia. Często układ hydrauliczny wymaga innej struktury zasilania. W zakładanych warunkach pracy układu, zawór przelewowy jest zamknięty i otwiera się tylko w przypadku wzrostu ciśnienia pracy pompy ponad wartość ciśnienia nominalnego (ciśnienia dopuszczalnego). Pompa zachowuje się wówczas jako generator stałego natężenia przepływu, a taki zawór nosi nazwę zaworu bezpieczeństwa.

*Zawory redukcyjne* – sterują wartością ciśnienia na wyjściu (za zaworem). Zawór ten jest stosowany, gdy część układu hydraulicznego ma być zasilana niższym ciśnieniem. Warunkiem poprawnej pracy tego zaworu jest, aby ciśnienie na wejściu było wyższe od ciśnienia na wyjściu.

*Zawory różnicowe* – utrzymują stałą różnicę ciśnienia między wejściem a wyjściem. Jest to rodzaj zaworów rzadko stosowanych samodzielnie – najczęściej są one elementem regulatora przepływu.

*Zawory odcinające* – służą do odcinania przepływu cieczy przez przewód.

*Zawory zwrotne* – umożliwiają przepływ cieczy tylko w jednym kierunku. Zawór powinien zapewniać szczelność w jednym kierunku przepływu oraz małe opory przepływu w drugim kierunku.

*Zawory zwrotne sterowane* – mają w porównaniu z zaworami zwrotnymi (zwykłymi) dodatkowe wejście sterujące. Jeżeli w przewodzie sterującym nie ma sygnału ciśnieniowego, zawór zwrotny sterowany działa identycznie jak zawór zwrotny. Pojawienie się sygnału sterującego umożliwi przepływ przez zawór również w kierunku zaporowym.

*Zawory dławiące* – umożliwiają sterowanie natężeniem przepływu przez zmianę parametrów geometrycznych szczeliny przepływowej. Kształt i parametry geometryczne szczeliny wpływają na właściwości zaworów dławiących. W zaworze, w którym droga przepływu jest mała w porównaniu z wymiarem charakteryzującym pole przekroju przepływu, wystąpi przepływ turbulentny. W zaworze, w którym droga przepływu jest duża w porównaniu z wymiarem pola przekroju, wystąpi natomiast przepływ laminarny. Przy pośrednim ukształtowaniu szczeliny dławiącej wystąpi przepływ częściowo sturbulizowany. Najczęściej tak kształtuje się zawory dławiące, aby wystąpił w nich przepływ turbulentny. Jeżeli występuje przepływ turbulentny, to wartość natężenia przepływu przez zawory dławiące nie zależy od lepkości oleju. Z tego powodu stosowane są w układach hydraulicznych zawory dławiące z przepływem turbulentnym. Zawory z przepływem laminarnym stosuje się tylko w szczególnych przypadkach. Szczeliny dławiące innych zaworów kształtuje się też tak aby wystąpił w nich przepływ turbulentny. W wolnobieżnych układach napędowych w instalacji hydraulicznej wystąpi przepływ laminarny, natomiast w szczelinach przepływowych zaworów zawsze pojawi się przepływ turbulentny.

*Rozdzielacze* – zawory umożliwiające przekierowywanie cieczy do odpowiednich przewodów. Stosowane są najczęściej do zmiany kierunku ruchu silników hydraulicznych. Rozdzielacz charakteryzuje:

- liczba dróg – liczba przewodów, które są przełączane,
- liczba połączeń – liczba kombinacji powiązań między przewodami.

Przykładowo, rozdzielacz z oznaczeniem 4/3 określa czterodrogowy zawór trójpołożeniowy.

*Zawory rozdzielczo-dławiące* – umożliwiają jednoczesne wypełnianie funkcji rozdzielacza i zaworu dławiącego.

*Regulatory przepływu* – są zaworami umożliwiającymi generowanie stałego natężenia przepływu niezależnie od warunków występujących w układzie hydraulicznym. Regulator przepływu to połączenie dwóch zaworów: dławiącego i różnicowego. Zadaniem zaworu różnicowego jest utrzymanie stałej różnicy ciśnień na zaworze dławiącym. W ten sposób stabilizuje się strumień cieczy przepływającej przez ten zawór.

*Dzielniki strumienia* – umożliwiają podział jednego strumienia cieczy z pompy na dwa lub więcej identycznych strumieni. Za pomocą tych zaworów można zsynchronizować jednoczesny ruch kilku siłowników.

Budowę i działanie ww. zaworów szczegółowo opisano w literaturze, np. [3, 8].

Na obecnym etapie rozwoju napędów hydraulicznych rozróżnia się trzy klasy zaworów:

- konwencjonalne,
- proporcjonalne,
- serwozawory.

W zaworach konwencjonalnych nastawa dokonywana jest przez zmianę:

- położenie suwaka:
  - nastawa bezstopniowa, sterowanie ręczne
  - nastawa dwu- lub wielostanowa, sterowanie: ręczne, mechaniczne, elektryczne i elektrohydrauliczne,
- siły oddziałującej na suwak. Siłę generuje się ugięciem sprężyny. Nastawa jest bezstopniowa, a sterowanie – ręczne.

Podstawowym elementem zaworów proporcjonalnych jest elektromagnes o liniowej charakterystyce będącej funkcją [12]:

- położenia i natężenia prądu; elektromagnesy proporcjonalne z wyjściem położeniowym stosowane są w zaworach natężeniowych,
- siły i natężenia prądu; elektromagnesy proporcjonalne z wyjściem siłowym stosowane są w zaworach ciśnieniowych.

Zawory proporcjonalne umożliwiają bezstopniową nastawę zaworów. Moc potrzebna do przesterowania elektromagnesów proporcjonalnych wynosi 10÷100 W.

Zasada działania serwozaworów hydraulicznych oparta jest o przetworniki elektromechaniczne typu [12]:

- dysza – przesłona,
- rurka strumieniowa.

Moc potrzebna do przesterowania serwozaworów wynosi 0,1÷1 W. W porównaniu z zaworami proporcjonalnymi serwozawory charakteryzują się:

- mniejszą histerezą,
- lepszymi własnościami dynamicznymi,
- mniejszą mocą potrzebną do sterowania,
- wymagają dokładniejszej filtracji cieczy (dokładność filtracji poniżej 5  $\mu\text{m}$ ),
- większą ceną niż zawory proporcjonalne.

Serwozawory elektrohydrauliczne, z uwagi na ich cenę oraz konieczność utrzymania czystości cieczy roboczej na wysokim poziomie, stosowane są głównie przy sterowaniu procesów szybkozmiennych.

Częściej stosowane są tańsze i łatwiejsze w eksploatacji zawory proporcjonalne. W porównaniu z zaworami konwencjonalnymi umożliwiają one:

- zdalne sterowanie parametrami układu hydraulicznego – układy hydrauliczne z zaworami proporcjonalnymi mogą być sterowane mikroprocesorowo,
- upraszczają układ hydrauliczny w porównaniu z analogicznym układem z zaworami konwencjonalnymi, gdyż jeden zawór proporcjonalny może niekiedy zastąpić kilka konwencjonalnych,
- eliminują zjawiska przejściowe pojawiające się na przykład przy rozruchu lub hamowaniu maszyn napędzanych hydraulicznie.

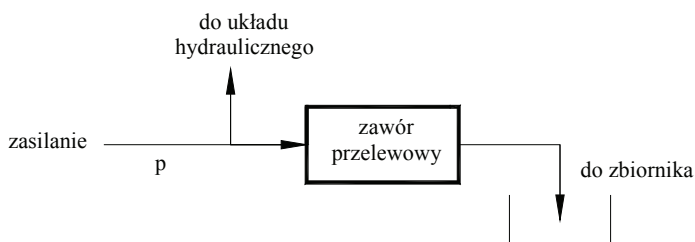
## 2.2. CHARAKTERYSTYKA STATYCZNA ZAWORU PRZELEWOWEGO – ĆWICZENIE 5

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędny jest zawór przelewowy zainstalowany w odpowiednio opomiarowanym układzie hydraulicznym. Wymagane są także wiadomości z zakresu:

- zaworów ciśnieniowych stosowanych w układach hydraulicznych,
  - podziału i budowy zaworów przelewowych o różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych.
- Są one przedstawione poniżej, a także w poprzednim rozdziale.

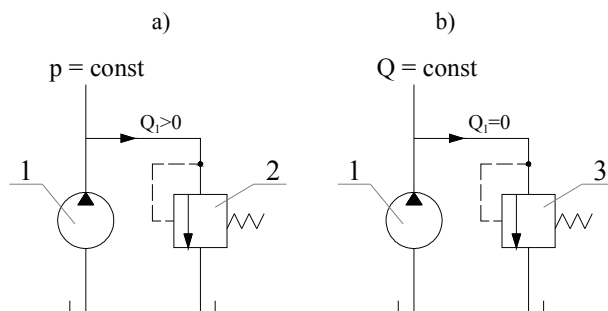
### 2.2.1. Wiadomości podstawowe

Zawory przelewowe należą do grupy zaworów ciśnieniowych [3, 8, 12], których zadaniem jest sterowanie ciśnieniem cieczy  $p$  przed zaworem (na wejściu do zaworu) – rysunek 2.2.



Rys. 2.2. Schemat usytuowania zaworu przelewowego w układzie

Najczęściej zawory przelewowe służą do utrzymania stałego ciśnienia zasilania pompy wyporowej (rys. 2.3a) lub stanowią zabezpieczenie pompy przed przeciążeniem (rys. 2.3b). W tym drugim przypadku zawór nosi nazwę zaworu bezpieczeństwa.



Rys. 2.3. Struktury zasilania układów hydraulicznych: 1 – pompa wyporowa, 2 – zawór przelewowy, 3 – zawór bezpieczeństwa

Skojarzenie pompy wyporowej i zaworu przelewowego tworzy dwie różne struktury zasilania. Układy hydrauliczne mogą być zasilane ze stałym ciśnieniem  $p = \text{const}$  lub stałym natężeniem przepływu  $Q = \text{const}$ . Obie te struktury zasilania stosowane są w różnych układach hydraulicznych. Jako zawory przelewowe i zawory bezpieczeństwa stosowane są najczęściej te same elementy. Różnica w nazewnictwie wynika jedynie z funkcji jaką spełniają one w układach hydraulicznych.

Zawór przelewowy utrzymuje stałe ciśnienie zasilania pompy (rys. 2.3a). Przez zawór ten przepływa ciecz z natężeniem  $Q_1$ . Wzrost ciśnienia  $p$  ponad wartość nastawy zaworu przelewowego (2) powoduje kolejno:

- większe otwarcie zaworu,
- wzrost natężenia  $Q_1$ ,
- zmniejszenie ciśnienia  $p$  do wartości nastawy.

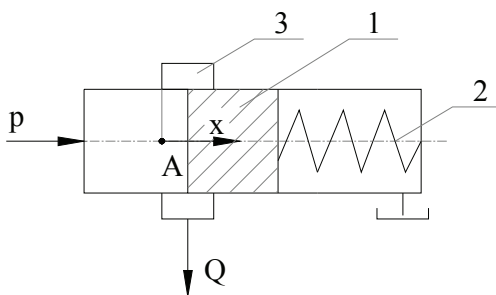
Analogicznie, obniżenie ciśnienia  $p$  poniżej wartości nastawy zaworu przelewowego wywołuje kolejno:

- mniejsze otwarcie zaworu,
- zmniejszenie natężenia  $Q_1$ ,
- wzrost ciśnienia  $p$  do wartości nastawy.

Zawór bezpieczeństwa zabezpiecza pompę przed przeciążeniem. W warunkach stabilnej pracy układu hydraulicznego nie ma przepływu przez ten zawór ( $Q_1 = 0$ ). Zawór otwiera się, gdy ciśnienie w układzie wzrośnie ponad wartość nastawy tego zaworu, która nie może być większa od ciśnienia maksymalnego, przy której może pracować dana pompa wyporowa.

### 2.2.2. Zawory przelewowe o sterowaniu bezpośrednim

Zawory przelewowe sterują wartością ciśnienia na wejściu do układu hydraulicznego (przed zaworem). Na rysunku 2.4 przedstawiono schemat zaworu przelewowego o sterowaniu bezpośrednim (zawór jednostopniowy).



Rys. 2.4. Zawór przelewowy o sterowaniu bezpośrednim: 1 – tłoczek, 2 – sprężyna, 3 – podtoczenie

Zadaniem zaworu jest utrzymanie nastawionej stałej wartości ciśnienia  $p$ . Wartość tego ciśnienia ustala się napięciem sprężyny (2).

Wzrost ciśnienia  $p$  ponad wartość nastawy spowoduje kolejno:

- wzrost siły działającej na tłoczek (1),
- przemieszczenie tłoczka w kierunku osi  $x$  i większe otwarcie szczeliny w podtoczeniu (3),
- wzrost natężenia przepływu  $Q$  przez zawór,
- zmniejszenie ciśnienia do wartości nastawy  $p$ .

Równanie równowagi tłoczka ma postać:

$$p \cdot A = S_0 + k \cdot x \quad (2.1)$$

gdzie:

- $p$  – ciśnienie,
- $A$  – pole powierzchni tłoczka,
- $S_0$  – napięcie wstępne sprężyny przy  $x = 0$ ,
- $k$  – sztywność sprężyny,
- $x$  – przemieszczenie tłoczka (wartość otwarcia szczeliny wypływowej).

W równaniu (2.1) pominięto siły tarcia i siły bezwładności elementów zaworu. Po przekształceniu otrzymuje się poniższą postać równania:

$$p = \frac{S_0}{A} + \frac{k}{A} x \quad (2.2)$$

Natężenie przepływu  $Q$  płynu przez szczelinę wypływową zaworu można opisać zależnością:

$$Q = \alpha \cdot A_s \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (2.3)$$

gdzie:

- $\alpha$  – współczynnik przepływu zależny od postaci szczeliny,
- $A_s$  – pole przepływu przez szczelinę,
- $\rho$  – gęstość cieczy.

Wzór na pole przepływu przez szczelinę ma postać:

$$A_s = \pi \cdot d \cdot x \quad (2.4)$$

gdzie:

$d$  – średnica tłoczka.

Podstawiając zależność (2.4) do równania (2.3), otrzymuje się zależność opisującą przepływ płynu przez szczelinę zaworu:

$$Q = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot x \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (2.5)$$

W zależności (2.5) są dwie wielkości zmienne: otwarcie szczeliny  $x$  i ciśnienie  $p$ . Przy określonej nastawie zaworu przelewowego ciśnienie  $p$  w tej zależności uznać można za wartość stałą. Decydujący wpływ na natężenie przepływu  $Q$  ma więc wymiar szczeliny  $x$ , a ostatecznie przepływ  $Q$  opisać można uproszczoną zależnością (2.6):

$$Q = w \cdot x \quad (2.6)$$

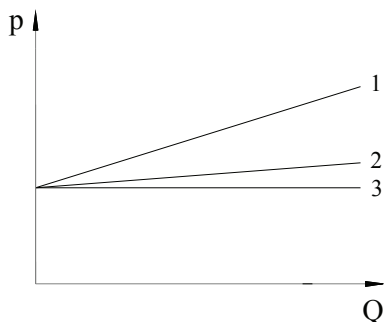
gdzie:

$w$  – stała zaworu dla określonej jego nastawy.

Uwzględniając zależności (2.2) i (2.6) uzyskano równanie pozwalające wyznaczyć wartość ciśnienia ustalonego przez zawór przelewowy:

$$p = \frac{S_0}{A} + \frac{k}{w \cdot A} \cdot Q \quad (2.7)$$

Zależność (2.7), a zatem ciśnienia  $p$  od natężenia przepływu  $Q$  nazywana jest charakterystyką statyczną zaworu przelewowego. Graficzną postać charakterystyk, dla różnych sposobów sterowania, ilustruje rysunek 2.5. Dla porównania na rysunku tym przedstawiono także charakterystykę idealną.



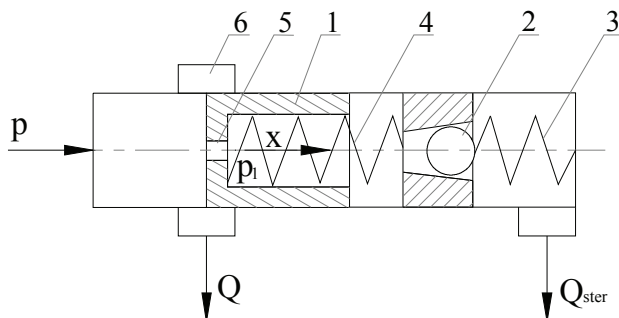
Rys. 2.5. Charakterystyki statyczne zaworów przelewowych: 1 – zawór ze sterowaniem bezpośrednim, 2 – zawór ze sterowaniem pośrednim, 3 – zawór o charakterystyce idealnej

W zaworze idealnym ustalone ciśnienie  $p$  jest stałe i nie zależy od natężenia przepływu  $Q$ , jego charakterystyka jest więc prostą równoległą do osi  $x$ . Dla zaworów rzeczywistych, zgodnie z równaniem (2.7), otrzymuje się charakterystyki także w postaci prostej, lecz o różnym kącie nachylenia do osi  $Q$ . Analiza zależności (2.7) wskazuje, że kąt nachylenia charakterystyki zależy od sztywności sprężyny  $k$ . W zaworze przelewowym o sterowaniu bezpośrednim (rys. 2.4) sztywność sprężyny ma dużą wartość. Charakterystykę dla takiego zaworu przedstawiono poglądowo linią 1 o dużym nachyleniu, znacznie różniącą się od charakterystyki zaworu idealnego.

### 2.2.3. Zawory przelewowe o sterowaniu pośrednim

Polepszenie własności zaworów przelewowych uzyskuje się w konstrukcji ze sterowaniem pośrednim, w której stosowane są sprężyny o mniejszej sztywności  $k$ .

Zawór sterowany pośrednio to zawór dwustopniowy, np. tłoczkowo-kulkowy (rys. 2.6). Wartość ciśnienia nastawy zadawana jest napięciem sprężyny (3). Komory zaworu połączone są dławikiem w postaci małego otworu (5).



Rys. 2.6. Schemat funkcjonalny zaworu przelewowego o sterowaniu pośrednim: 1 – tłoczek, 2 – kulka, 3, 4 – sprężyny, 5 – dławik, 6 – podtoczenie

Wzrost ciśnienia  $p$  ponad wartość nastawy spowoduje kolejno:

- zwiększenie ciśnienia  $p_1$  w drugiej komorze zaworu,
- przemieszczenie kulki (2),
- zwiększenie natężenia przepływu  $Q_{ster}$  (przepływ sterujący o małym natężeniu),
- zwiększenie różnicy ciśnień na tłoczku  $\Delta p = p - p_1$ ,
- przemieszczenie tłoczka w kierunku osi  $x$  i zwiększenie wymiaru szczeliny wypływowej przez podtoczenie (6),
- zwiększenie głównego natężenia przepływu  $Q$  przez zawór,
- zmniejszenie ciśnienia  $p$  do wartości nastawy.

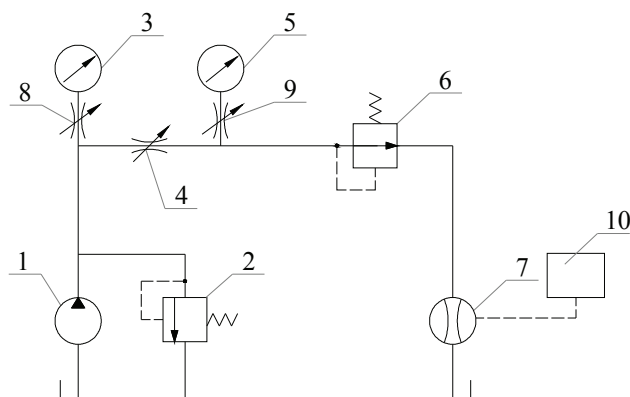
Charakterystyka statyczna zaworu przelewowego o sterowaniu pośrednim jest zależna od sztywności sprężyny (4). Jej sztywność jest wielokrotnie mniejsza niż sztywność analogicznej sprężyny w zaworze o sterowaniu bezpośrednim (rys. 2.4). Sztywności sprężyny w tej konstrukcji zaworu przyjmuje się w zależności od różnicy ciśnień  $\Delta p = p - p_1$ , a analogiczną sprężynę w zaworze z rysunku 2.4 dobiera się w zależności od ciśnienia  $p$ , stąd też sztywności sprężyn w zaworach o sterowaniu pośrednim są mniejsze niż w zaworach sterowanych bezpośrednio.

Mała sztywność sprężyny (4) w zaworze o sterowaniu pośrednim zbliża charakterystykę tego zaworu do charakterystyki zaworu idealnego.

#### 2.2.4. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie charakterystyki statycznej zaworu przelewowego. Schemat układu hydraulicznego pozwalającego na osiągnięcie tego celu przedstawiono na rysunku 2.7. Źródłem stałego ciśnienia jest pompa (1) zablokowana zaworem przelewowym (2). Wartość ciśnienia na wejściu do układu pomiarowego mierzona jest manometrem (3), który spełnia w układzie jedynie funkcję kontrolną.

W celu wyznaczenia charakterystyki statycznej  $p = f(Q)$  zaworu przelewowego (6), należy zmierzyć ciśnienie manometrem (5) i natężenie  $Q$ , które określa się przepływomierzem turbinkowym (7), mierząc częstotliwość  $f$ . Natężenie przepływu zmienia się zaworem dławicym (4).



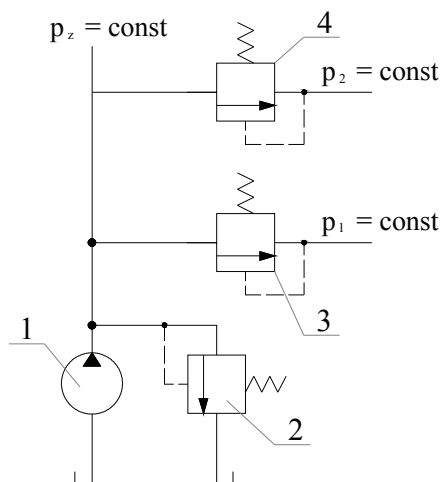
Rys. 2.7. Schemat układu hydraulicznego do badania zaworu przelewowego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – manometr kontrolny, 4 – zawór dławiczy, 5 – manometr pomiarowy, 6 – badany zawór przelewowy, 7 – przepływomierz, 8, 9 – tłumiki manometryczne, 10 – częstotliwościomierz





Zawory redukcyjne stosowane są najczęściej w takich przypadkach, gdy z jednej pompy wyporowej zasila się jednocześnie kilka odbiorników energii hydraulicznej.

Na rysunku 2.9 przedstawiono układ hydrauliczny, w którym z jednej pompy zasilane są trzy odrębne układy hydrauliczne.

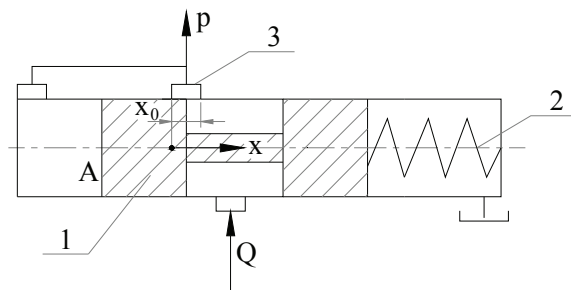


Rys. 2.9. Układ hydrauliczny z zaworami redukcyjnymi: 1 – pompa, 2 – zawór przelewy, 3 i 4 – zawory redukcyjne

Do każdego z tych układów może być podłączony inny silnik hydrauliczny. Ciśnienia w układach wynoszą odpowiednio  $p_z$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ . Ciśnienie zasilania pompy  $p_z$  ustalone jest za pomocą zaworu przelewowego (2). Zawory redukcyjne (3) i (4) umożliwiają ustalenie odpowiednio ciśnień  $p_1$  i  $p_2$ , które muszą być mniejsze od ciśnienia  $p_z$  ( $p_1 < p_z$ ,  $p_2 < p_z$ ).

### 2.3.2. Zawory redukcyjne o sterowaniu bezpośrednim

Na rysunku 2.10 przedstawiono schemat zaworu redukcyjnego o sterowaniu bezpośrednim (zawór jednostopniowy). W celu uproszczenia schematu zaworu podtoczenie zaznaczono tylko z jednej strony.



Rys. 2.10. Schemat funkcjonalny zaworu redukcyjnego o sterowaniu bezpośrednim: 1 – tłoczek, 2 – sprężyna, 3 – podtoczenie

Zadaniem zaworu jest utrzymywanie stałej wartości ciśnienia  $p$  za zaworem. Wartość tego ciśnienia ustala się napięciem sprężyny (2). Wzrost ciśnienia  $p$  ponad wartości nastawy spowoduje kolejno:

- wzrost siły działającej na pole  $A$  tłoczka (1),
- przemieszczenie tłoczka w kierunku osi  $x$  i zmniejszenie szczeliny wypływowej w podtoczeniu (3),
- zmniejszenie przepływu  $Q$  przez zawór,
- zmniejszenie ciśnienia do wartości nastawy  $p$ .

Równanie równowagi tłoczka, w którym, podobnie jak poprzednio (dla zaworu przelewowego ze sterowaniem bezpośrednim) pominięto siły tarcia i siły bezwładności ma postać:

$$p \cdot A = S_0 + k(x_0 - x) \quad (2.8)$$

gdzie:

- $p$  – ciśnienie,
- $A$  – pole powierzchni tłoczka,
- $S_0$  – napięcie wstępne sprężyny przy  $x = 0$ ,
- $k$  – sztywność sprężyny,
- $x$  – przemieszczenie tłoczka,
- $x_0$  – szerokość podtoczenia.

Po jego przekształceniu otrzymano:

$$p = \frac{S_0}{A} + \frac{k}{A}x_0 - \frac{k}{A}x \quad (2.9)$$

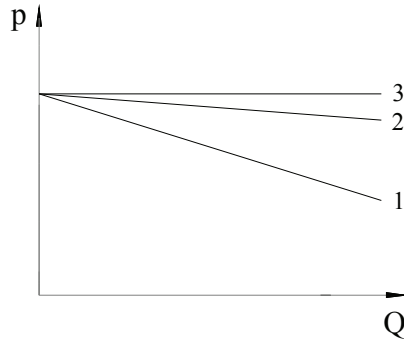
Przeprowadzając analizę, analogiczną jak w ćwiczeniu 5, dotyczącą przepływu płynu przez szczelinę, otrzymuje się następującą zależność, stanowiącą charakterystykę statyczną zaworu redukcyjnego:

$$p = \frac{S_0}{A} + \frac{k}{A}x_0 - \frac{k}{wA}Q \quad (2.10)$$

gdzie:

- $w$  – stała zaworu dla określonej jego nastawy.

W formie graficznej charakterystyki te przedstawiono na rysunku 2.11.

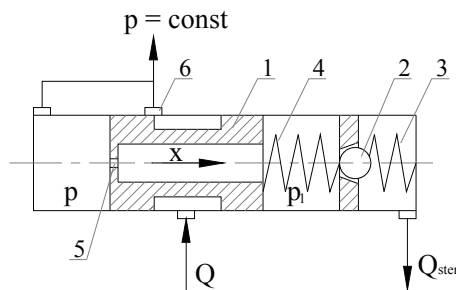


Rys. 2.11. Charakterystyki statyczne zaworów redukcyjnych: 1 – zawór ze sterowaniem bezpośrednim, 2 – zawór ze sterowaniem pośrednim, 3 – zawór o charakterystyce idealnej

Charakterystyki rzeczywistych zaworów redukcyjnych przebiegają poniżej charakterystyki zaworu idealnego – odwrotnie niż w przypadku zaworów przelewowych.

### 2.3.3. Zawory redukcyjne o sterowaniu pośrednim

Konstrukcja zaworów ze sterowaniem pośrednim (rys. 2.12) umożliwia stosowanie sprężyn o mniejszej sztywności  $k$ , dzięki czemu uzyskuje się polepszenie własności takich zaworów redukcyjnych.



Rys. 2.12. Zawór redukcyjny o sterowaniu pośrednim: 1 – tłoczek, 2 – kulka, 3 i 4 – sprężyny, 5 – dławik, 6 – podtoczenie

Zawór sterowany pośrednio to zawór dwustopniowy, np. tłokowo-kulkowy. Wartość ciśnienia nastawy zadawana jest napięciem sprężyny (3). Komory zaworu połączone są małym otworem (5) spełniającym funkcję dławika.

Wartość ciśnienia  $p$  ponad wartość nastawy spowoduje kolejno:

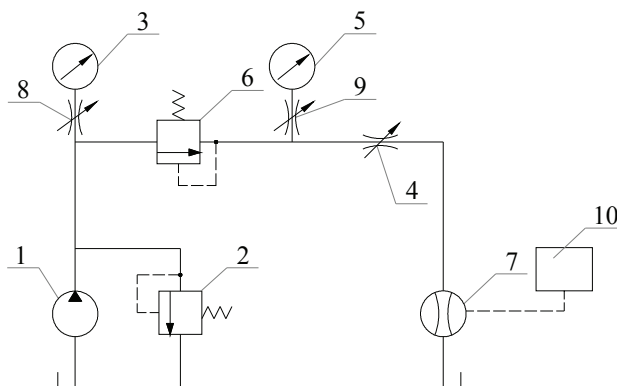
- zwiększenie ciśnienia  $p_1$  w drugiej komorze zaworu,
- przemieszczenie kulki (2),
- zwiększenie natężenia przepływu  $Q_{ster}$  (przepływ sterujący o małym natężeniu),
- powiększenie różnicy ciśnień na tłoku,
- przemieszczenie tłoczka w kierunku osi  $x$  i zmniejszenie szczeliny wypływowej przez podtoczenie (6),
- zmniejszenie głównego natężenia przepływu  $Q$  przez zawór,
- zmniejszenie ciśnienia  $p$  do wartości nastawy.

Charakterystyka statyczna zaworu redukcyjnego o sterowaniu pośrednim zależna jest od sztywności sprężyny  $k$ . Jej sztywność jest wielokrotnie mniejsza niż sztywność analogicznej sprężyny w zaworze o sterowaniu bezpośrednim.

Mała sztywność sprężyny w zaworze o sterowaniu pośrednim powoduje, że charakterystyka tego zaworu jest bliższa do charakterystyki zaworu idealnego.

### 2.3.4. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie charakterystyki statycznej zaworu redukcyjnego. Schemat układu hydraulicznego służącego do tego celu przedstawiono na rysunku 2.13.



Rys. 2.13. Schemat układu pomiarowego do badania zaworu redukcyjnego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 i 5 – manometry, 4 – zawór dławiący, 6 – badany zawór redukcyjny, 7 – przepływomierz, 8 i 9 – tłumiki manometryczne, 10 – częstotlicziomierz

Źródłem stałego ciśnienia jest pompa (1) zblokowana zaworem przelewowym (2). Wartość ciśnienia na wejściu do badanego zaworu redukcyjnego mierzy się manometrem (3). Dla wyznaczenia charakterystyki statycznej zaworu redukcyjnego, należy zmierzyć ciśnienie manometrem (5) i natężenie – za pomocą przepływomierza turbinowego (7), mierząc częstotliwość  $f$ . Natężenie przepływu zmienia się zaworem dławiącym (4).

Badania należy przeprowadzić dla dwóch nastaw badanego zaworu redukcyjnego 6. W ten sposób wyznaczona zostanie rodzina charakterystyk zaworu redukcyjnego składająca się z dwóch krzywych.

Wyniki badań należy przedstawić *karcie kontrolnej* w formie tabelarycznej i graficznej – jako wykres funkcji  $p = f(Q)$ . W *karcie* powinny znaleźć się ponadto:

- schemat stanowiska badawczego,
- niezbędne do wykonania wykresów obliczenia.

*Sprawozdanie* powinno zawierać także:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych badań,
- spostrzeżenia i wnioski z przeprowadzonych badań.

## 2.4. CHARAKTERYSTYKA ZAWORU DŁAWIĄCEGO – ĆWICZENIE 7

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędny jest zawór dławiący zainstalowany w układzie hydraulicznym. Układ musi być wyposażony w odpowiednie elementy sterujące i pomiarowe. Od przeprowadzającego ćwiczenie wymagane są natomiast wiadomości z zakresu:

- przepływu cieczy przez zawór dławiący,
- ogólnych zasad budowy i działania zaworów dławiących.

Wiadomości te przedstawiono poniżej oraz w poprzednich rozdziałach i podrozdziałach.

### 2.4.1. Wiadomości podstawowe

Zawór dławiący spełnia funkcję elementu sterującego natężeniem przepływu lub powodującego określony spadek ciśnienia.

Szczelina zaworu dławiącego ma dwa parametry geometryczne:

- charakterystyczny wymiar poprzeczny szczeliny,
- długość drogi przepływu.

Zawory dławiące są najczęściej projektowane tak, aby droga przepływu była bardzo krótka w stosunku do wymiarów poprzecznych szczeliny. W tak ukształtowanym zaworze wytworzy się przepływ turbulentny. Występowanie przepływu turbulentnego w zaworze dławiącym jest korzystne, gdyż natężenie przepływu przez taki zawór nie zależy od zmian lepkości cieczy (oleju). Należy nadmienić, że szczeliny w innych zaworach (np. przelewowych, redukcyjnych, regulatorach przepływu) kształtuje się podobnie.

### 2.4.2. Charakterystyka zaworu dławiącego

Przepływ turbulentny przez zawór dławiący opisuje równanie [3, 8, 11]:

$$Q = \alpha \cdot A_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.11)$$

gdzie:

- $Q$  – natężenie przepływu,
- $\alpha$  – współczynnik przepływu wyznaczany doświadczalnie,
- $A_d$  – pole przekroju szczeliny przepływowej,
- $\Delta p$  – różnica ciśnień na zaworze dławiącym,
- $\rho$  – gęstość cieczy.

Ponieważ występujące we wzorze wielkości:  $\alpha$ ,  $A_d$  dla danego dławika są stałe, zależność (2.11) można przedstawić również w postaci:

$$Q = c \cdot \Delta p^{0,5} \quad (2.12)$$

gdzie:

- $c$  – stała dławika przy określonej gęstości cieczy, zależna od jego nastawy (pole  $A_d$ ).

Wartość wykładnika potęgowego na poziomie 0,5 otrzymuje się tylko w przypadku przepływu całkowicie sturbulizowanego. W warunkach rzeczywistych, przy przepływie przez zawór dławiący występują strefy przepływu częściowo sturbulizowane, co

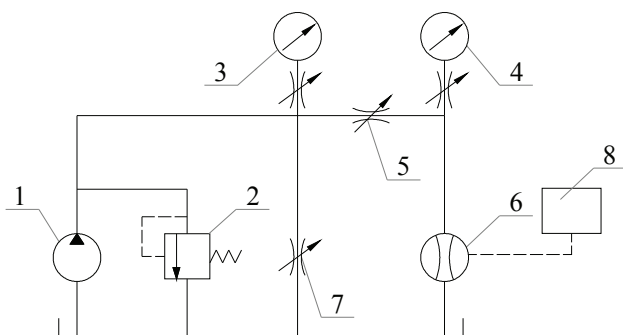
zwiększa wartość wykładnika potęgowego, dlatego też zależność (2.12) wygodnie jest przedstawić w postaci:

$$Q = c \cdot \Delta p^m \quad (2.13)$$

Wartość wykładnika może zmieniać się w przedziale  $0,5 \div 1,0$ , zależnie od charakteru przepływu. Dla przepływu laminarnego wykładnik przyjmuje wartość  $m = 1,0$  [3, 8, 11]. Zależność określoną wzorem (2.13) nazywa się charakterystyką zaworu dławiącego.

### 2.4.3. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie charakterystyki zaworu dławiącego. Schemat układu pomiarowego niezbędnego do realizacji ćwiczenia przedstawiono na rysunku 2.14.



Rys. 2.14. Schemat instalacji hydraulicznej do badania zaworu dławiącego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3, 4 – manometry, 5 – badany zawór dławiący, 6 – przepływomierz, 7 – zawór dławiący sterujący natężeniem przepływu, 8 – częstotlicziomierz

Źródłem ciśnienia w układzie jest pompa (1) zablokowana zaworem przelewowym (2). Różnica ciśnień  $\Delta p$ , na badanym zaworze dławiącym (5), to różnica wskazań manometrów (3) i (4). Zaworem dławiącym (7) zmienia się natężenie przepływu, które określa się przepływomierzem turbinkowym (6), mierząc częstotliwość  $f$ .

Badania należy przeprowadzić dla dwóch nastaw badanego zaworu dławiącego. Wyznaczona zostanie zatem rodzina charakterystyk zaworu dławiącego złożona z dwóch krzywych. Wyniki pomiarów należy przedstawić w postaci tabelarycznej – tabela 2.2 oraz w formie graficznej jako wykresy funkcji  $Q = f(p)$ .

Tabela 2.2. Wyniki pomiarów niezbędnych do wyznaczenia charakterystyki zaworu dławiącego

Lp.	f	Q	p

W ćwiczeniu tym niezbędne będzie wyznaczenie wykładnika potęgowego  $m$ . W tym celu należy zlogarytmować równanie (2.13), w wyniku czego otrzymujemy się:

$$\ln Q = \ln c + m \cdot \ln \Delta p \quad (2.14)$$

Wprowadzając podstawienia:

$$y = \ln Q, \quad a = \ln c, \quad x = \ln \Delta p$$

otrzymuje się charakterystykę zaworu dławiącego w postaci równanie liniowego:

$$y = a + m \cdot x \quad (2.15)$$

Wykładnik potęgowy  $m$  i stałą  $a$  wyznaczyć należy metodą regresji liniowej (patrz aneks).

Do *sprawozdania* należy dołączyć wypełnioną *kartę pomiarową*, a w niej:

- schemat układu pomiarowego do badania zaworu dławiącego,
- protokół pomiarów,
- obliczenia niezbędne do wykonania wykresów,
- wykresy  $Q = f(p)$ .

Ponadto w *sprawozdaniu* powinny znajdować się:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych badań,
- spostrzeżenia i wnioski wynikające z przeprowadzonych badań.

## 2.5. CHARAKTERYSTYKA ZAWORU ŚRUBOWEGO – ĆWICZENIE 8

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędny jest układ hydrauliczny z zainstalowanym w nim zaworem śrubowym. Układ musi być wyposażony w niezbędne elementy sterujące i pomiarowe. Przeprowadzający ćwiczenie powinien natomiast posiadać podstawowe wiadomości z zakresu:

- przepływu laminarnego cieczy,
- zasad projektowania śrubowych zaworów dławiących.

Wiadomości te zawarte są poniżej, a także w poprzednich rozdziałach i podrozdziałach.

### 2.5.1. Wiadomości podstawowe

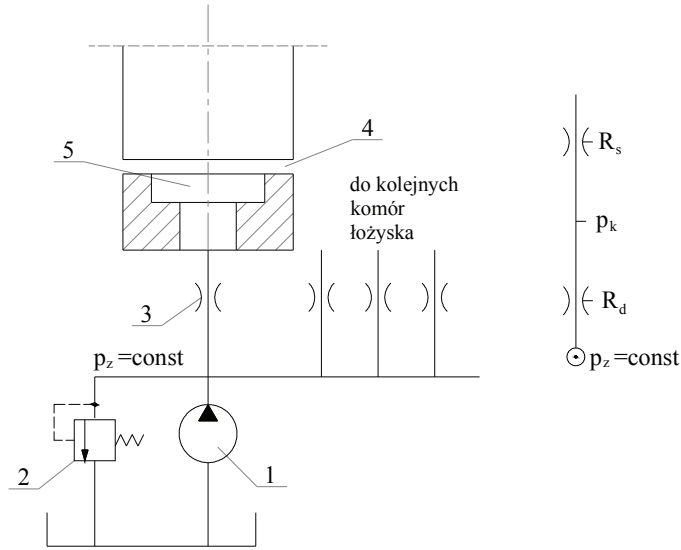
Zawory dławiące są elementami biernymi układów hydraulicznych. Następuje w nich rozpraszanie energii strumienia cieczy roboczej w postaci ciepła.

Śrubowy zawór dławiący [13] należy do grupy zaworów, w których występuje przepływ laminarny, gdyż droga przepływu jest wielokrotnie dłuższa od wymiarów poprzecznych kanału przepływu. Natężenie przepływu przez zawór śrubowy zależy zatem od lepkości oleju, dlatego też zawory, w których występuje przepływ laminarny, rzadziej stosowane są w układach hydraulicznych niż zawory z przepływem turbulentnym.

### 2.5.2. Zastosowanie zaworów z przepływem laminarnym

Zawory śrubowe stosuje się wówczas, gdy ważne jest, aby natężenie przepływu zmieniało się wraz ze zmianą lepkości oleju. Praktycznym przykładem zastosowania zaworów z przepływem laminarnym jest układ zasilania łożysk hydrostatycznych – rysunek 2.15.





Rys. 2.15. Układ zasilania łożyska hydrostatycznego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – zawór dławiący, 4 – szczelina łożyska, 5 – komora łożyska

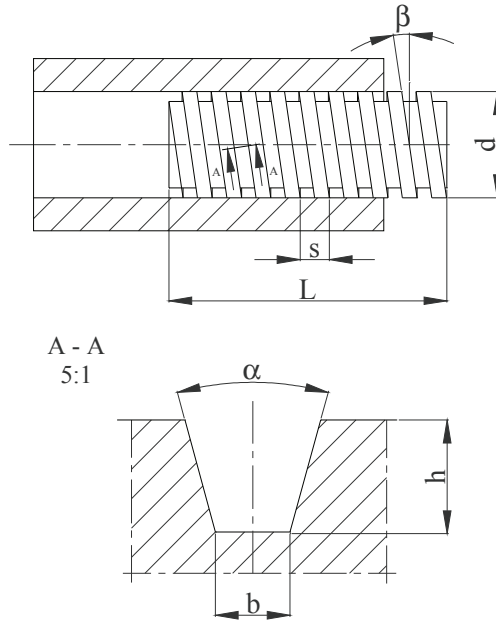
Komory łożysk hydrostatycznych zasilane są najczęściej z jednej pompy (1) zblokowanej zaworem przelewowym (2). Na wyjściu z pompy uzyskuje się stałe ciśnienie zasilania. Każda komora łożyska (5) zasilana jest przez zawór dławiący (3) o oporze hydraulicznym  $R_d$ .

W szczelinach wypływowych (4) łożysk hydrostatycznych występuje przepływ laminarny. Szczelinę można więc uważać za zawór z przepływem laminarnym o oporze hydraulicznym  $R_s$ . Przy szeregowym połączeniu dwóch zaworów o takim samym charakterze przepływu ciśnienie między zaworami (czyli ciśnienie  $p_k$  w komorze łożyska) nie zależy od zmian lepkości oleju. Korzystne jest więc stosowanie w tych układach zaworów dławiących z przepływem laminarnym (np. zaworów śrubowych), ponieważ sztywność i nośność łożyska hydrostatycznego nie zależy wówczas od zmian lepkości oleju.

### 2.5.3. Geometria śrubowego zaworu dławiącego

Cechy geometryczne śrubowego zaworu dławiącego mają bardzo duży wpływ na jego charakterystykę. Najistotniejszymi parametrami geometrycznymi takiego zaworu, przedstawionego na rysunku 2.16, są:

- $h$  – wysokość rowka dławika,
- $b$  – szerokość podstawy rowka,
- $\alpha$  – kąt zarysu rowka,
- $L$  – czynna długość zaworu,
- $d$  – średnica dławika,
- $s$  – skok linii śrubowej,
- $\beta$  – kąt pochylenia linii śrubowej.



Rys. 2.16. Geometryczne cechy konstrukcyjne śrubowego zaworu dławiącego oraz przekroju rowka

Między wymienionymi parametrami zaworu istnieją wzajemne relacje. Kąt pochylenia linii śrubowej dławika wynosi:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{s}{d-h} \quad (2.16)$$

Czynna długość linii śrubowej określona jest zależnością:

$$l = \frac{L}{\sin \beta} \quad (2.17)$$

Wykorzystując wymienione wyżej parametry zaworu można wyznaczyć kolejne parametry istotne dla jego działania. Pole  $A$  i obwód  $S$  przekroju poprzecznego rowka śrubowego przedstawiają zależności:

$$A = \left( b + h \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) \cdot h \quad (2.18)$$

$$S = 2 \left( b + h \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (2.19)$$

#### 2.5.4. Model teoretyczny przepływu

Zależność natężenia przepływu od różnicy ciśnienia  $Q = f(\Delta p)$  nazywana jest charakterystyką zaworu dławiącego. Teoretyczną postać charakterystyki hydraulicznej zaworu śrubowego wyznaczono w następujący sposób. Korzystając z pojęcia średnicy hydraulicznej  $d_h$ :

$$d_h = \frac{4A}{S} \quad (2.20)$$

i uwzględniając w tym wzorze zależności (2.18) i (2.19) otrzymuje się równanie w postaci:

$$d_h = 2 \cdot \frac{b \cos \frac{\alpha}{2} + h \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} + h \sin \frac{\alpha}{2} + h} \cdot h \quad (2.21)$$

Różnica ciśnienia  $\Delta p$  na zaworze śrubowym wynosi:

$$\Delta p = \frac{64 \rho l Q^2}{Re \cdot 2 d_h A^2} \quad (2.22)$$

gdzie:

$\rho$  – gęstość cieczy.

Liczbę Reynoldsa  $Re$  do tego równania określa zależność, w której uwzględnia się średnicę hydrauliczną:

$$Re = \frac{v_s \cdot d_h}{\nu} \quad (2.23)$$

gdzie:

$v_s$  – prędkość średnia przepływu przekroju,  $v_s = \frac{Q}{A}$

$\nu$  – lepkość kinematyczna cieczy,  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

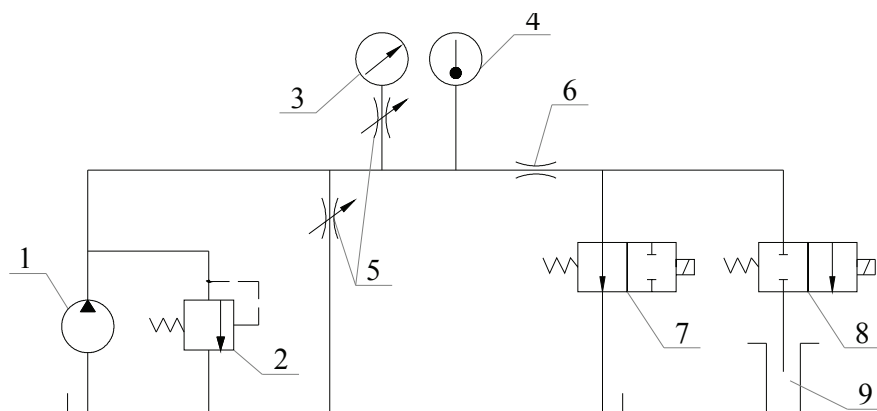
$\mu$  – lepkość dynamiczna cieczy.

Po prostych przekształceniach zależności (2.20÷2.22), uwzględniając przy tym (2.23), otrzymuje się równanie charakterystyki hydraulicznej zaworu śrubowego w postaci:

$$Q = \frac{A d_h^2}{32 \mu l} \Delta p \quad (2.24)$$

### 2.5.5. Proponowany przebieg ćwiczenia

Stanowisko pomiarowe do badania charakterystyki zaworu dławiącego śrubowego przedstawiono schematycznie na rysunku 2.17.



Rys. 2.17. Schemat układu pomiarowego zaworu dławiącego śrubowego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – manometr, 4 – termometr, 5 – zawór dławiący, 6 – badany zawór śrubowy, 7, 8 – rozdzielacze, 9 – naczynie pomiarowe

Źródłem ciśnienia w układzie hydraulicznym jest pompa (1) zblokowana zaworem przelewowym (2). Wartość różnicy ciśnień  $\Delta p$ , na badanym zaworze śrubowym (6), wskazuje manometr (3). Z uwagi na bardzo małe wartości natężenia przepływu przez zawór śrubowy, można zaniechać pomiaru ciśnienia za tym zaworem. Zaworem dławiącym (5) zmienia się natężenie przepływu, które z uwagi na małe wartości mierzy się metodą wagową. Olej tłoczony jest do zbiornika albo do naczynia pomiarowego (9) przez rozdzielacze (7) i (8). W chwili włączenia rozdzielacza (8) uruchamiany jest zegar elektryczny odmierzający czas napełniania się naczynia pomiarowego.

Objętościowe natężenie przepływu  $Q$  wyznacza się z zależności:

$$Q = \frac{\Delta m}{\rho \cdot t} \quad (2.25)$$

gdzie:

- $\Delta m$  – przyrost masy naczynia pomiarowego w czasie  $t$ ,
- $\rho$  – gęstość cieczy,
- $t$  – czas.

Lepkość  $\mu$  cieczy roboczej określa się w sposób pośredni – za pomocą pomiaru temperatury termometrem (4) na wejściu do badanego zaworu śrubowego.

Lepkość wykorzystywanego w badaniach oleju w funkcji temperatury wyznacza się za pomocą wiskozymetru, natomiast gęstość cieczy – przyjmuje się z danych producenta.

Pomiary natężenia przepływu należy przeprowadzić dla kilku różnic ciśnień. Wyniki pomiarów należy przedstawić w *karcie kontrolnej* w postaci tabelarycznej – tabela 2.3 i graficznej jako wykresy funkcji  $Q = f(p/\mu)$ . Na wykres uzyskany w wyniku badań eksperymentalnych nałożyć charakterystykę teoretyczną otrzymaną z zależności (2.24).

Tabela 2.3. Wyniki pomiarów i obliczeń niezbędnych do wyznaczenia charakterystyki śrubowego zaworu dławiącego

Lp.	$m_1$	$m_2$	$\Delta m = m_1 - m_2$	$t$	$Q_m$	$Q$	$p$	$T$	$\mu$	$p/\mu$

W  *sprawozdaniu oprócz karty kontrolnej należy zamieścić:*

- krótkie wprowadzenie,
- schemat układu pomiarowego śrubowego zaworu dławiącego,
- opis przeprowadzonych badań,
- obliczenia niezbędne do wykonania wykresów,
- spostrzeżenia i wnioski sformułowane w wyniku przeprowadzonych badań.

## 2.6. PODSUMOWANIE ROZDZIAŁU 2

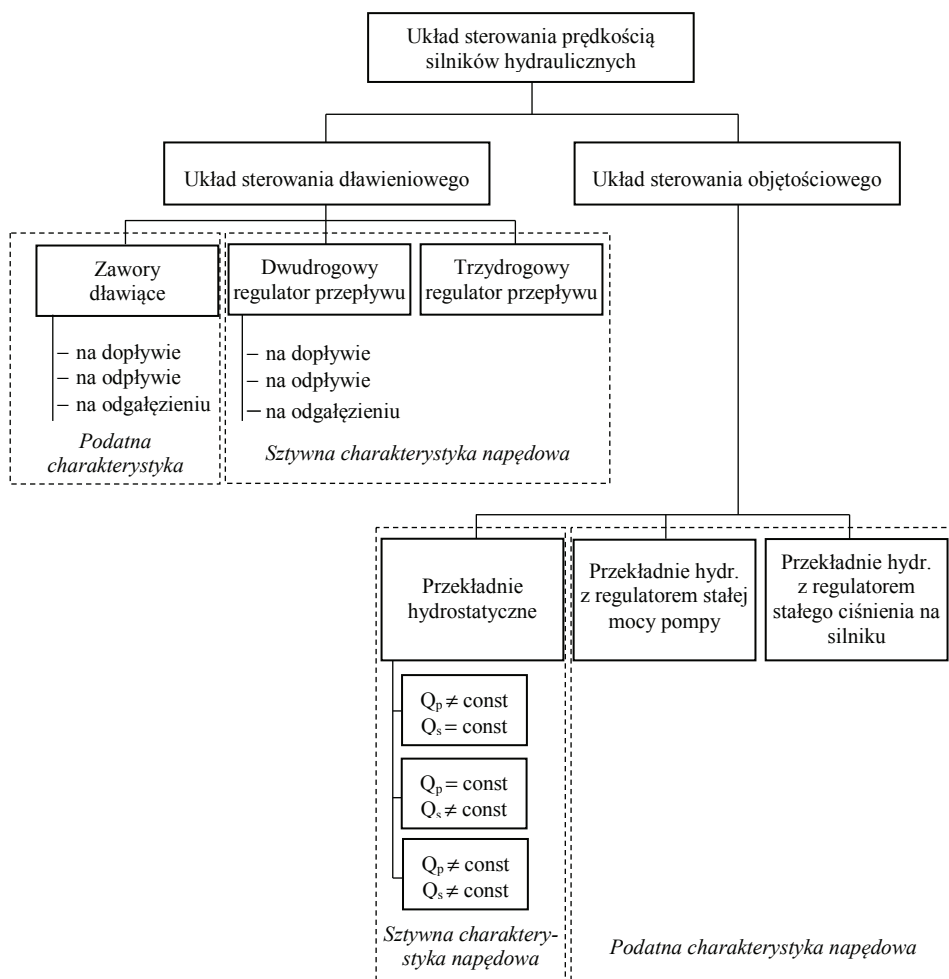
Zawory to obok pomp także niezbędne elementy strukturalne każdego układu hydraulicznego. Spełniają one wiele funkcji, dlatego też w praktyce występują w licznych odmianach konstrukcyjnych. W rozdziale 2 przedstawiono budowę i działanie trzech najczęściej występujących rodzajów zaworów: przelewowych, redukcyjnych i dławiących. Znajomość ich charakterystyk jest przydatna przy projektowaniu wszelkich układów hydraulicznych. Zaproponowane w tym rozdziale cztery ćwiczenia pozwalają na praktyczne zapoznanie się z funkcjonowaniem wspomnianych rodzajów zaworów.

Zawarte informacje są niezbędne do poprawnego konfigurowania struktur układów hydraulicznych, w efektywny sposób realizujących przewidywane zadania.

### 3. UKŁADY HYDRAULICZNE

#### 3.1. WIADOMOŚCI OGÓLNE

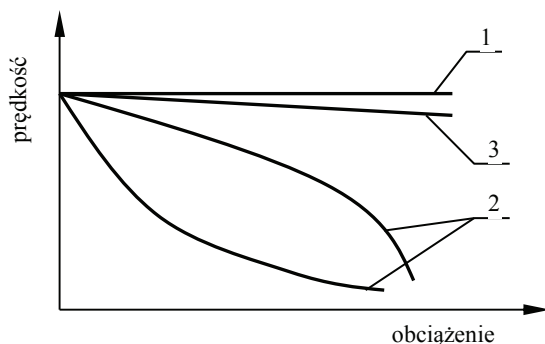
Głównym celem stosowania napędów hydraulicznych jest możliwość płynnego sterowania prędkością silnika hydraulicznego, napędzającego element wykonawczy maszyny. Układy sterowania prędkością silników hydraulicznych (rys. 3.1) można podzielić na sterowanie dławieniowe i objętościowe [3, 8, 12]. Napęd hydrostatyczny charakteryzują się dużą różnorodnością układów sterowania prędkością. W układach dławieniowych zmianę prędkości uzyskuje się przez zmianę nastawy zaworu dławiącego lub regulatora przepływu. Nadmiar cieczy z pompy odprowadzany jest do zbiornika. Zawory dławiące i dwudrogowe regulatory przepływu usytuowane mogą być w różnych miejscach układu hydraulicznego.



Rys. 3.1. Podział układów sterowania prędkością silników hydraulicznych

W układach sterowania objętościowego zmianę prędkości silnika hydraulicznego uzyskuje się przez zmianę wydajności pompy  $Q_p$  lub chłonności silnika  $Q_s$ . Najczęściej stosowana jest przekładnia hydrostatyczna z pompą o zmiennej wydajności ( $Q_p \neq \text{const}$ ) i silnikiem o stałej chłonności ( $Q_s = \text{const}$ ). Na wale silnika hydraulicznego tej przekładni uzyskuje się stały moment niezależnie od nastawy pompy. Przekładnia ta nazywana jest przekładnią o stałym momencie. W przekładni tej moc na wale silnika wzrasta wraz z nastawą wydajności pompy. Przekładnia ta ma zupełnie inne właściwości niż przekładnia mechaniczna, jest serwomechanizmem o bardzo dużym wzmocnieniu mocy. W przekładni hydrostatycznej z pompą o stałej wydajności ( $Q_p = \text{const}$ ) i silnikiem o zmiennej chłonności ( $Q_s \neq \text{const}$ ) moc na wale silnika hydraulicznego pozostaje stała a zmienia się moment, podobnie jak w przekładni mechanicznej. Przekładnia nosi nazwę przekładni o stałej mocy.

Właściwości funkcjonalne przekładni dobrze obrazuje charakterystyka napędowa – zależność prędkości w funkcji obciążenia (rys. 3.2).



Rys. 3.2. Charakterystyki napędowe: 1 – sztywna, 2 – podatna, 3 – quasi-sztywna

Podatne charakterystyki napędowe uzyskuje się przy sterowaniu za pomocą zaworów dławiących lub stosując specjalne układy sterowania objętościowego (rys. 3.1). Pozostałe układy umożliwiają uzyskanie sztywnej lub quasi-sztywnej charakterystyki napędowej. Trudności techniczne z uzyskaniem dokładnej, sztywnej charakterystyki związane są ze stratami objętościowymi (przeciekami wewnętrznymi) w silniku obrotowym i pompie. Otrzymanie dokładnie sztywnej charakterystyki wymaga wprowadzenia drogich układów kompensujących straty objętościowe w silniku i pompie. Straty objętościowe nie występują w siłowniku wskutek uszczelnień tłoka i tłoczyska. Sztywną charakterystykę napędową uzyskuje się przy sterowaniu dławieniowym regulatorem trzy- i dwudrogowym na dopływie i odpływie siłownika. Układy te nie wymagają kompensacji strat objętościowych.

Układy sterowania dławieniowego charakteryzują się:

- dużymi stratami energetycznymi spowodowanymi przepływem przez zawór dławiący lub regulator przepływu. W układach tych występują również straty energii związane z bezużytecznym przepływem cieczy przez zawór przelewowy do zbiornika,
- małym kosztem układu. Najczęściej wykorzystuje się pompę o stałej wydajności. Droższy układ zasilania – z pompą o zmiennej wydajności i regulatorem stałego ciśnienia – wykorzystuje się w celu zmniejszenia strat energetycznych.

Układy sterowania objętościowego w porównaniu z układami dławieniowymi charakteryzują małe straty energetyczne ale dużo większy koszt układu. Układy tego typu stosowane są w napędach dużej mocy. Dzięki małym stratom energetycznym i mniejszym kosztom eksploatacji znaczne nakłady finansowe szybko się rekompensują. Z kolei układy sterowania dławieniowego powinny być stosowane w układach małej mocy z uwagi na duże straty energetyczne.

Układy sterowania objętościowego mają jedno poważne ograniczenie. Z jednej pompy zasilany może być jednocześnie tylko jeden silnik hydrauliczny. Jednoczesne sterowanie ruchem kilku silników wymaga zastosowania sterowania dławieniowego. Element dławiący (zawór dławiący lub regulator przepływu) może być usytuowany szeregowo względem silnika: na dopływie lub odpływie. Usytuowanie elementu dławiącego równolegle (na odgałęzieniu) jest możliwe tylko w układzie z jednym silnikiem.

Rozbudowane układy dławieniowego sterowania pracą kilku silników są rozwiązaniami o małej sprawności. Zwiększenie ich sprawności uzyskuje się zastępując pompę o stałej wydajności zablokowaną zaworem przelewowym innymi jednostkami zasilającymi [3]:

- pompą o zmiennej wydajności i regulatorem stałego ciśnienia,
- pompą o zmiennej wydajności i regulatorem stałej różnicy ciśnień.

## **3.2. STEROWANIE PRĘDKOŚCIĄ SILNIKA HYDRAULICZNEGO ZA POMOCĄ ZAWORU DŁAWIĄCEGO – ĆWICZENIE 9**

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędny jest układ hydrauliczny z silnikiem hydraulicznym i zaworem dławiącym. W układzie zainstalowana powinna być aparatura pomiarowa umożliwiająca realizację przewidzianych, opisanych niżej pomiarów. Wymagane są do tego również wiadomości dotyczące:

- podstawowych pojęć z zakresu sterowania prędkością silników hydraulicznych,
- podziału układów sterowania dławieniowego.

Są one przedstawione poniżej, a także w poprzednich częściach pracy.

### **3.2.1. Wiadomości podstawowe**

W układach hydraulicznych stosowane są dwa rodzaje sterowania prędkością silników hydraulicznych [3, 8, 12]:

- objętościowe,
- dławieniowe.

Przy sterowaniu objętościowym zmiana prędkości realizowana jest przez zmianę wydajności pompy lub chłonności silnika. W układach sterowania dławieniowego do sterowania prędkością stosuje się zawory dławiące lub regulatory przepływu. Układy sterowania objętościowego charakteryzują się zdecydowanie większą sprawnością niż układy dławieniowe. Przy sterowaniu dławieniowym występują dodatkowo następujące straty energetyczne [3, 16]:

- przepływu przez zawór dławiący,
- spowodowane nadmiarem wydajności pompy,
- spowodowane nadmiernym ciśnieniem zasilania.

Pomimo mniejszej sprawności, układy dławieniowe są powszechnie stosowane z uwagi na następujące zalety:



- możliwość uzyskania małych, stabilnych prędkości,
- mniejszy koszt układu niż przy sterowaniu objętościowym.

Zdławienie przepływu na zaworze dławiącym, z jednoczesnym odprowadzeniem nadmiaru cieczy z powrotem do zbiornika, umożliwi bezstopniową zmianę prędkości silnika.

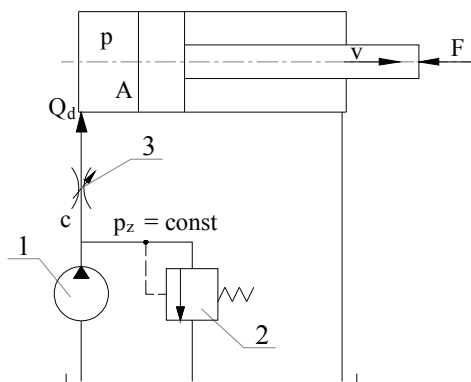
Istnieje duża różnorodność układów sterowania dławieniowego, w których zawory dławiące i regulatory przepływu mogą być umieszczane w różnych miejscach instalacji hydraulicznej.

Rozróżnia się trzy układy sterowania z zaworem dławiącym na:

- dopływie do silnika,
- odpływie z silnika,
- odgałęzieniu.

### 3.2.2. Układ sterowania z zaworem dławiącym na dopływie

W układzie z zaworem dławiącym na dopływie – rysunek 3.3, pompa (1) zablokowana jest zaworem przelewowym (2) utrzymującym stałe ciśnienie zasilania  $p_z$ . Prędkość przesuwu  $v$  siłownika zależy od nastawy  $c$  zaworu dławiącego (3). Nadmiar cieczy odprowadzany jest przez zawór przelewowy do zbiornika.



Rys. 3.3. Hydrauliczny układ sterowania z zaworem dławiącym na dopływie: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – zawór dławiący

W układach sterowania dławiącego, aby uniezależnić się od wpływu zmiany lepkości oleju stosuje się zawory dławiące z przepływem turbulentnym. Dla tego typu zaworu przepływ określa się z zależności:

$$Q_d = \alpha A_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.1)$$

gdzie:

- $Q_d$  – natężenie przepływu przez zawór dławiący,
- $\alpha$  – współczynnik przepływu,
- $A_d$  – pole przekroju przepływu,
- $\Delta p$  – różnica ciśnień na zaworze dławiącym,
- $\rho$  – gęstość cieczy.

Dla uproszczenia zapisu wprowadzono pojęcie nastawy  $c$  dławika:

$$Q_d = c\sqrt{\Delta p} \quad (3.2)$$

Nastawa  $c$  jest proporcjonalna do pola przekroju dławika:

$$c = \alpha A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.3)$$

Prędkość przesuwu  $v$  tłoczyska siłownika wynosi:

$$v = \frac{Q_d}{A} = \frac{c\sqrt{\Delta p}}{A} = \frac{c\sqrt{p_z - p}}{A} \quad (3.4)$$

gdzie:

$A$  – pole powierzchni tłoka siłownika,  
 $p$  – ciśnienie w siłowniku.

Uwzględniając równanie równowagi tłoczyska przy ruchu jednostajnym:

$$p \cdot A = F \quad (3.5)$$

otrzymuje się zależność na prędkość  $v$  w funkcji obciążenia  $F$ :

$$v = \frac{c\sqrt{p_z - \frac{F}{A}}}{A} \quad (3.6)$$

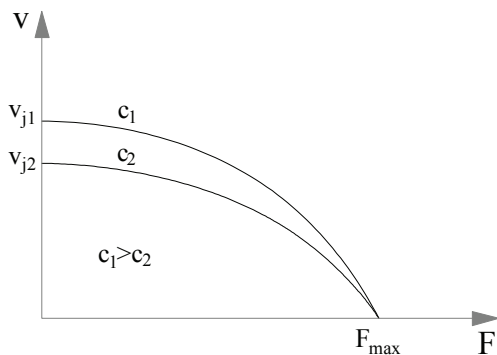
Zależność (3.6) nosi nazwę charakterystyki napędowej układu (rys. 3.4).

Prędkość ruchu jałowego  $v_j$  (dla obciążenia  $F = 0$ ) wynosi:

$$v_j = \frac{c\sqrt{p_z}}{A} \quad (3.7)$$

Obciążenie  $F_{max}$ , przy którym tłoczek zatrzyma się wynosi:

$$F_{max} = p_z \cdot A \quad (3.8)$$



Rys. 3.4. Charakterystyka napędowa układu sterowania z zaworem dławiącym na dopływie

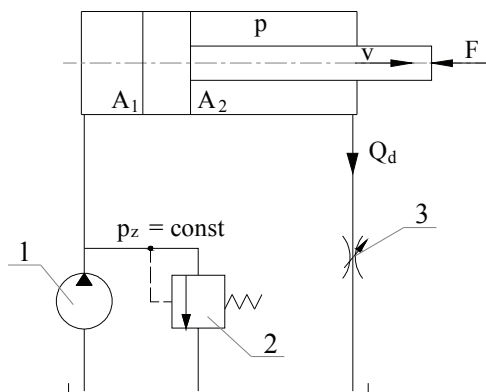
### 3.2.3. Układ sterowania z zaworem dławiącym na odpływie

Równanie równowagi tłoczyska przy ruchu jednostajnym, dla układu przedstawionego na rysunku 3.5, ma postać:

$$p_z \cdot A_1 = p \cdot A_2 + F \quad (3.9)$$

gdzie:

$A_1, A_2$  – pola powierzchni tłoka po obydwóch stronach siłownika,  
 $p$  – ciśnienie w siłowniku,  
 $F$  – siła obciążająca siłownik.



Rys. 3.5. Układ sterowania z zaworem dławiącym na odpływie: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – zawór dławiący

Prędkość przesuwu  $v$  tłoczyska siłownika wynosi:

$$v = \frac{Q_d}{A_2} = \frac{c\sqrt{\Delta p}}{A_2} = \frac{c\sqrt{p}}{A_2} \quad (3.10)$$

Po podstawieniach i przekształceniu charakterystyka napędowa tego układu ma ostatecznie postać:

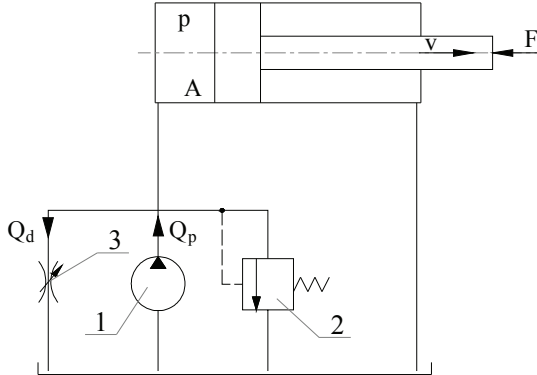
$$v = \frac{c\sqrt{p_z \frac{A_1}{A_2} - \frac{F}{A_2}}}{A_2} \quad (3.11)$$

Bardziej złożona postać tej charakterystyki napędowej w stosunku do charakterystyki opisanej zależnością (3.6), wynika z potrzeby uwzględnienia powierzchni dwóch pól:  $A_1$  i  $A_2$ . W przypadku siłownika z dwustronnym tłoczyskiem, gdy  $A_1 = A_2 = A$ , zależność (3.11) przekształca się w równanie (3.6). Oba układy sterowań są zatem równoważne.

Przewagą układu ze sterowaniem na odpływie jest fakt, że w sposób naturalny wytwarzane jest przeciwcisnienie w drugiej komorze siłownika. Układ ten może przenosić obciążenia dwukierunkowe.

### 3.2.4. Układ sterowania z zaworem dławiącym na odgałęzieniu

W układzie sterowania z zaworem dławiącym usytuowanym na odgałęzieniu – rysunek 3.6, pompa (1) zblokowana jest zaworem bezpieczeństwa (2) otwierającym się tylko w warunkach awaryjnych. Nadmiar ciecży odprowadzany jest przez zawór dławiący (3) do zbiornika.



Rys. 3.6. Układ sterujący z zaworem dławiącym na odgałęzieniu: 1 – pompa, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – zawór dławiący

Układ ze sterowaniem na odgałęzieniu charakteryzuje się większą sprawnością niż obydwie omawiane uprzednio układy. W układzie tym pompa pracuje zawsze przy takim ciśnieniu, jakie wynika z aktualnego obciążenia układu. W układach ze sterowaniem na dopływie (rys. 3.3) i odpływie (rys. 3.5) pompa musi pracować przy ciśnieniu zasilania  $p_z$ , które może być znacznie większe niż aktualnie niezbędne do przeniesienia obciążenia tłoczyska.

Prędkość przesuwu  $v$  tłoczyska siłownika dla tego układu:

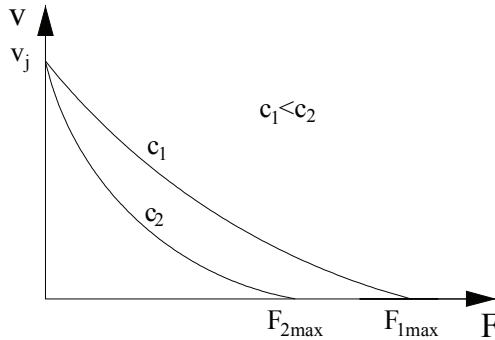
$$v = \frac{Q_p - Q_d}{A} = \frac{Q_p - c\sqrt{\Delta p}}{A} = \frac{Q_p - c\sqrt{p}}{A} \quad (3.12)$$

Uwzględniając równanie równowagi tłoczyska:

$$p \cdot A = F \quad (3.13)$$

otrzymuje się charakterystykę napędową układu (rys. 3.7):

$$v = \frac{Q_p - c\sqrt{\frac{F}{A}}}{A} \quad (3.14)$$



Rys. 3.7. Charakterystyka napędowa układu sterowania z zaworem dławiącym na odgałęzieniu

Podstawową wadą tego układu jest brak możliwości sterowania prędkością ruchu jałowego  $v_j$ . Prędkość ta, wyznaczana za pomocą wzoru (3.15) nie zależy od nastawy  $c$ .

$$v_j = \frac{Q_p}{A} \quad (3.15)$$

Obciążenie  $F_{max}$ , przy którym tłoczek zatrzyma się, zależy od nastawy  $c$  zaworu:

$$F_{max} = \frac{Q_p^2 A}{c^2} \quad (3.16)$$

Wszystkie analizowane układy sterowania prędkością za pomocą zaworów dławiących mają podatną charakterystykę napędową. Prędkość w tych układach dostosowuje się do obciążenia.

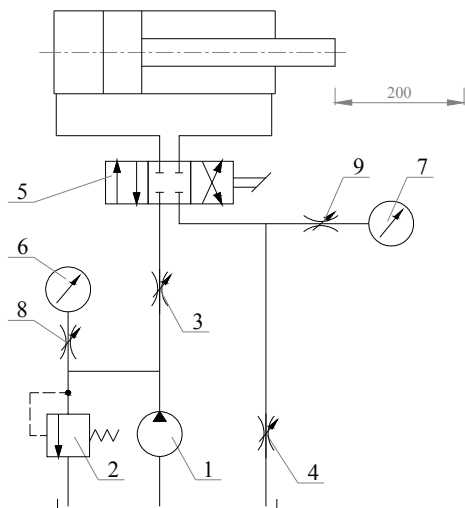
Sztywną (niezależną od obciążenia) charakterystykę napędową można uzyskać stosując w układach sterowania regulatory przepływu.

### 3.2.5. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie charakterystyki napędowej układu sterowania z zaworem dławiącym.

Na rysunku 3.8 przedstawiono schemat układu hydraulicznego służącego do określania charakterystyki napędowej układu sterowania z zaworem dławiącym na dopływie, wyposażonego w niezbędną aparaturę pomiarową.

Średnią prędkość  $v$  przesuwu tłoczyska na odcinku 200 mm wyznacza się przez pomiar czasu  $t$  za pomocą zegara elektrycznego, sterowanego łącznikiem drogowym. Siła obciążająca tłoczek symulowana jest przez ciśnienie ustalone zaworem dławiącym (4). Wartość ciśnienia odczytywana jest z manometru (7). W obliczeniach przyjmuję się, że tłok siłownika ma średnicę  $\varnothing 110$  mm, a jego tłoczek –  $\varnothing 40$  mm.



Rys. 3.8. Schemat układu pomiarowego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 i 4 – zawory dławiące, 5 – rozdzielacz, 6 i 7 – manometry, 8 i 9 – tłumiki manometryczne

Badanie należy przeprowadzić dla dwóch nastaw zaworu dławiącego (3). W ten sposób wyznaczona zostanie rodzina charakterystyk napędowych złożona z dwóch krzywych.

Wyniki badań należy przedstawić w postaci tabelarycznej – tabela 3.1, przeprowadzić niezbędne obliczenia, a na ich podstawie sporządzić wykres  $v = f(F)$  – graficzną postać charakterystyki. Elementy te wraz ze schematem stanowiska badawczego (układu pomiarowego) należy umieścić w *karcie kontrolnej*.

Tabela 3.1. Wyniki pomiarów niezbędnych do opracowania charakterystyki napędowej układu sterowania

Lp.		t	v	p	F
	nastawa 1				
	nastawa 2				

W  *sprawozdaniu oprócz karty kontrolnej* powinny znajdować się ponadto:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych badań,
- spostrzeżenia i wnioski.

### 3.3. STEROWANIE PRĘDKOŚCIĄ SILNIKA HYDRAULICZNEGO ZA POMOCĄ REGULATORA PRZEPIYU – ĆWICZENIE 10

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędny jest układ hydrauliczny z silnikiem hydraulicznym i regulatorem przepływu. W układzie zainstalowana powinna być aparatura pomiarowa, niezbędna do realizacji niżej opisanych pomiarów. Wymagane do tego są wiadomości dotyczące:

- podstawowych pojęć z zakresu sterowania prędkością silników hydraulicznych,
- podziału układów sterowania dławieniowego.

Wiadomości te przedstawiono poniżej oraz w poprzednich rozdziałach i podrozdziałach.

#### 3.3.1. Wiadomości wprowadzające

Jak już wcześniej wspomniano w układach hydraulicznych stosowane są dwa rodzaje sterowania prędkością silników hydraulicznych: objętościowe lub dławieniowe [3, 8, 12].

Przy sterowaniu objętościowym zmiana prędkości realizowana jest przez zmianę wydajności pompy lub chłonności silnika. W układach sterowania dławieniowego do sterowania prędkością stosuje się zawory dławiące lub regulatory przepływu. Układy sterowania objętościowego charakteryzują się zdecydowanie większą sprawnością niż układy dławieniowe. Przy sterowaniu dławieniowym występują dodatkowo następujące straty energetyczne [3, 16]:

- przepływu przez regulator,
- spowodowane nadmiarem wydajności pompy,
- wywołane nadmiernym ciśnieniem zasilania.

Pomimo mniejszej sprawności układy dławieniowe są powszechnie stosowane z uwagi na następujące zalety:

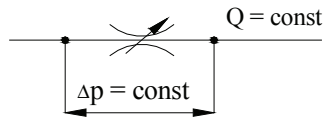
- możliwość uzyskania małych, stabilnych prędkości,
- mniejszy koszt układu niż przy sterowaniu objętościowym.

Zdławienie przepływu na regulatorze z jednoczesnym odprowadzeniem nadmiaru cieczy z powrotem do zbiornika umożliwia płynną, bezstopniową zmianę prędkości silnika.

Istnieje duża różnorodność układów sterowania dławieniowego spowodowana tym, że zawory dławiące oraz regulatory przepływu są umieszczane w innych miejscach instalacji hydraulicznej.

#### 3.3.2. Budowa regulatorów przepływu

Zadaniem regulatora przepływu jest utrzymanie stałej wartości natężenia przepływu  $Q$  przy zmieniających się warunkach obciążenia [1, 2, 3]. W celu utrzymania stałego natężenia przepływu należy stabilizować różnicę ciśnienia  $\Delta p$  na zaworze dławiącym – rysunek 3.9.



Rys. 3.9. Schemat ideowy działania regulatora przepływu

Regulator przepływu jest więc połączeniem zaworu dławiącego z zaworem różnicowym. Rozróżnia się następujące regulatory przepływu:

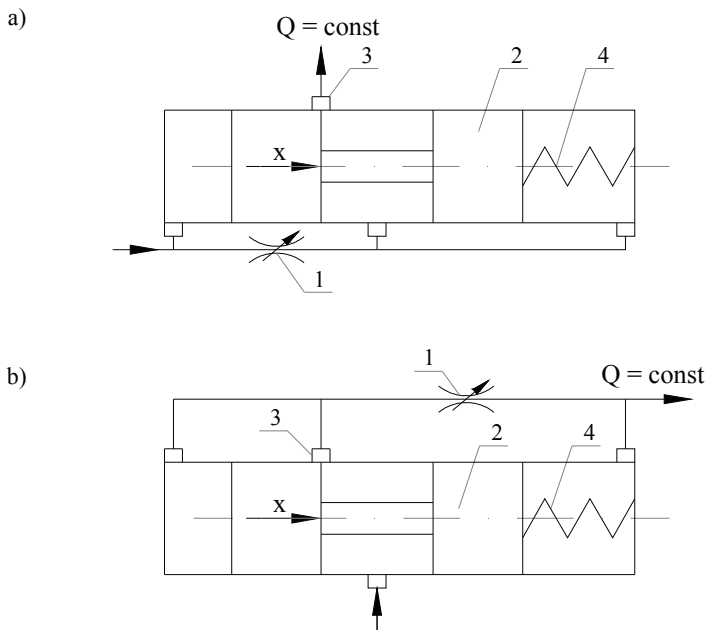
- dwudrogowe (rys. 3.10) powstałe przez szeregowe połączenie zaworu dławiącego i zaworu różnicowego,
- trójdrogowe (rys. 3.11) powstałe przez równoległe połączenie zaworu dławiącego i zaworu różnicowego.

Zawory dwudrogowe mogą różnić się kolejnością usytuowania obu zaworów:

- zawór dławiący na wejściu do regulatora (rys. 3.10a),
- zawór dławiący na wyjściu z regulatora (rys. 3.10b).

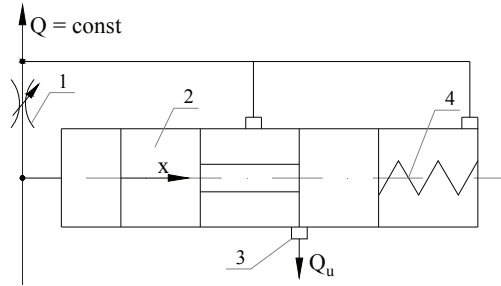
Zwiększenie wartości natężenia przepływu  $Q$  w regulatorze dwudrogowym ponad wartość nastawy spowoduje kolejno:

- wzrost różnicy ciśnienia  $\Delta p$  na zaworze dławiącym,
- przemieszczenie tłoczka (2) wzdłuż osi  $x$  i zmniejszenie szczeliny sterującej (3),
- zmniejszenie natężenia przepływu przez regulator do wartości nastawy.



Rys. 3.10. Dwudrogowe regulatory przepływu: a) zawór dławiący na wejściu, b) zawór różnicowy na wejściu, 1 – zawór dławiący, 2 – tłoczek zaworu różnicowego, 3 – szczelina sterująca, 4 – sprężyna zaworu sterującego





Rys. 3.11. Trójdrogowy regulator przepływu: 1 – zawór dławiący, 2 – tłoczek zaworu różnicowego, 3 – szczelina sterująca, 4 – sprężyna zaworu różnicowego

Wzrost natężenia przepływu  $Q$  w regulatorze trójdrogowym ponad wartość nastawy spowoduje kolejno:

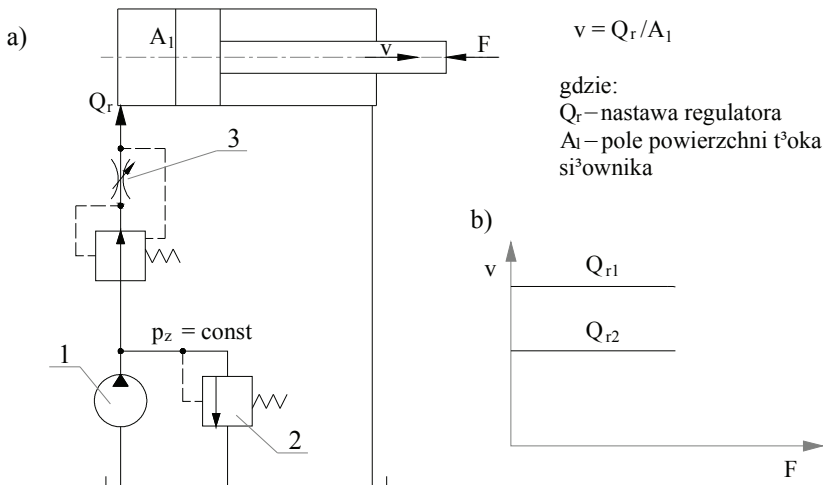
- wzrost różnicy ciśnienia  $\Delta p$  na zaworze dławiącym,
- przemieszczenie tłoczka (2) wzdłuż osi  $x$  i zwiększenie szczeliny sterującej (3),
- wzrost natężenia  $Q_u$  (upustowe natężenie przepływu),
- zmniejszenie natężenia przepływu  $Q$  przez regulator do wartości nastawy.

W celu uproszczenia schematów regulatorów (rys. 3.10 i 3.11), szczeliny w formie podtoczeń zaznaczono z jednej strony.

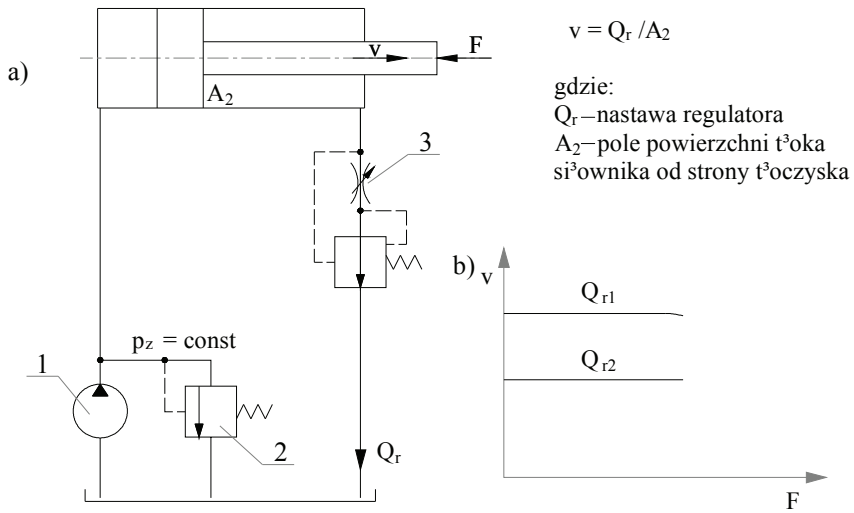
### 3.3.3. Układy sterowania prędkością z regulatorem przepływu

Przy sterowaniu dławieniowym za pomocą regulatora przepływu wyróżnić można cztery rodzaje układów sterowania:

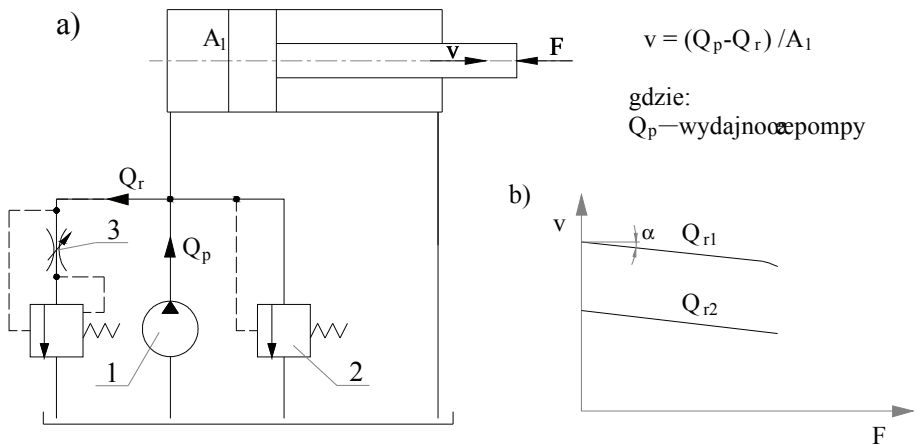
- z regulatorem dwudrogowym na dopływie (rys. 3.12),
- z regulatorem dwudrogowym na odpływie (rys. 3.13),
- z regulatorem dwudrogowym na odgałęzieniu (rys. 3.14),
- z regulatorem trójdrogowym (rys. 3.15).



Rys. 3.12. Układ sterowania (a) i charakterystyka napędowa (b) układu z regulatorem na dopływie: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – dwudrogowy regulator przepływu

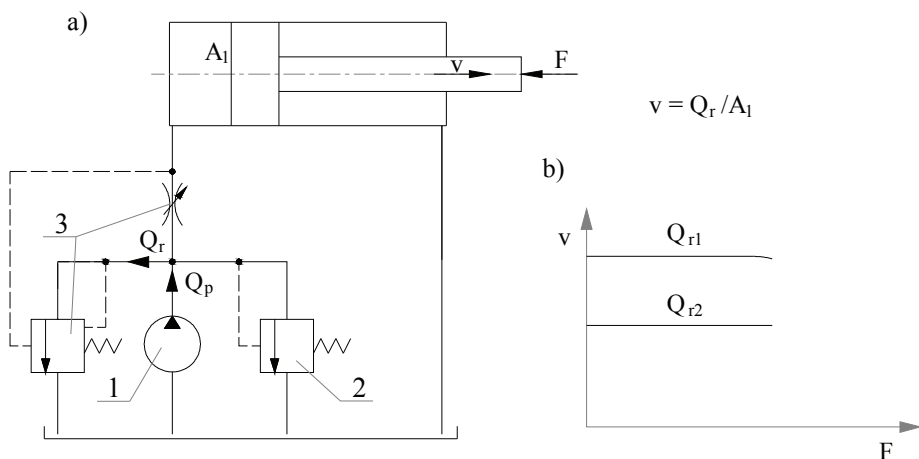


Rys. 3.13. Układ sterowania (a) i charakterystyka napędowa (b) układu z regulatorem na odpływie: 1 – pompa, 2 – zawór przelewowy, 3 – dwudrogowy regulator przepływu



Rys. 3.14. Układ sterowania (a) i charakterystyka napędowa (b) układu z regulatorem na odgałęzieniu: 1 – pompa, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – dwudrogowy regulator przepływu

Układy z regulatorem na dopływie (rys. 3.12) i odpływie (rys. 3.13) charakteryzują się mniejszą sprawnością niż pozostałe dwa układy. W układach tych pompa pracuje przy ciśnieniu zasilania  $p_z$ , które może być znacznie większe niż ciśnienie wynikające z chwilowego obciążenia układu.



Rys. 3.15. Układ sterowania (a) i charakterystyka napędowa (b) układu z regulatorem trójdrogowym: 1 – pompa, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – trójdrogowy regulator przepływu

Układ sterowania z regulatorem na odgałęzieniu (rys. 3.14) nie ma w pełni sztywnej charakterystyki napędowej. Kąt  $\alpha$  nachylenia tej charakterystyki (rys. 3.14) zależy od przecieku w pompie.

Przeprowadzona analiza sterowania dławieniowego dotyczy silnika liniowego (siłownika). Istniejące, przedstawione wyżej zależności łatwo transformują się dla silników ruchu obrotowego:

$F$ (siła)	→	$M$ (moment)
$v$ (prędkość liniowa)	→	$\omega$ (prędkość kątowa)
$A$ (pole powierzchni tłoka)	→	$q$ (chłonność silnika)

### 3.3.4. Proponowany przebieg ćwiczenia

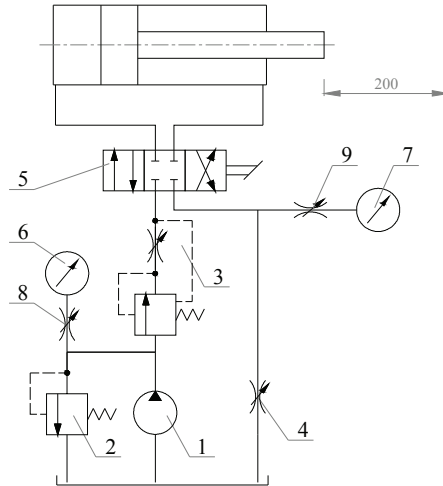
Celem ćwiczenia jest poznanie sposobu wyznaczania charakterystyki napędowej układu sterowania z regulatorem przepływu oraz praktyczne jej wyznaczenie, do czego niezbędne jest poznanie budowy regulatorów przepływu.

Na rysunku 3.16 przedstawiono schemat układu hydraulicznego służącego do wyznaczania charakterystyki napędowej układu z regulatorem przepływu na dopływie. Wyposażony jest on w niezbędną aparaturę sterującą i pomiarową.

Średnią prędkość  $v$  przesuwu tłoczyska wyznacza się, mierząc czas pokonania odcinka 200 mm za pomocą zegara elektrycznego, który włączany i wyłączany jest za pomocą łącznika drogowego.

Siła obciążająca tłoczysko symulowana jest przez ciśnienie ustalone zaworem dławiącym (4). Wartość ciśnienia odczytywana jest z manometru (7). W obliczeniach przyjmują się, że tłok siłownika ma średnicę  $\varnothing$  110 mm, a jego tłoczysko –  $\varnothing$  40 mm.

Badania należy przeprowadzić przy dwóch nastawach regulatora przepływu (3). W ten sposób wyznaczona zostanie rodzina charakterystyk napędowych złożona z dwóch krzywych.



Rys. 3.16. Schemat układu pomiarowego: 1 – pompa, 2 – zawór przelewyowy, 3 – regulator przepływu, 4 – zawór dławiący, 5 – rozdzielacz, 6 i 7 – manometry, 8 i 9 – tłumiki manometryczne

Wyniki pomiarów należy przedstawić w postaci tabelarycznej – tabela 3.1 (z ćwiczenia 9). Wykorzystując uzyskane rezultaty, dokonać należy niezbędnych obliczeń, a na ich podstawie sporządzić wykres  $v = f(F)$  – graficzną postać charakterystyki. Elementy te wraz ze schematem stanowiska badawczego należy umieścić w *karcie kontrolnej*.

Sprawozdanie oprócz *karty kontrolnej* powinno zawierać:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych działań,
- wnioski wynikające ze zrealizowanych badań.

### 3.4. PODSUMOWANIE ROZDZIAŁU 3

Rozdział 3 zawiera obszernie wiadomości z zakresu sterowania układów hydraulicznych. Poznanie cech charakterystycznych różnych sposobów, a także odmian sterowania ułatwia podejmowanie poprawnych decyzji w zakresie projektowania napędowych układów hydraulicznych.

Dwa zaproponowane w tej części ćwiczenia pozwalają praktycznie poznać konfiguracje typowych elementów hydraulicznych w różnych rodzajach sterowania układów napędowych. Charakterystyki statyczne tych układów różnią się między sobą, co powoduje, że zastosowania praktyczne też są zróżnicowane – pozwalają na tworzenie układów hydraulicznych zgodnie z zasadą: „właściwa maszyna do realizacji odpowiednich zadań”.

Rozdział 3 kończy część opracowania dotyczącą układów hydraulicznych. Wiadomości zostały dobrane w taki sposób, aby w możliwie dużym stopniu ułatwić realizację zaproponowanych ćwiczeń. Poprawne wykonanie ćwiczeń stanowi z kolei element praktycznej weryfikacji uzyskanej wiedzy i nabytych umiejętności. Pozytywna ocena rezultatów zrealizowanych działań świadczyć będzie o osiągnięciu założonego celu dydaktycznego.

## 4. ELEMENTY I UKŁADY PNEUMATYCZNE

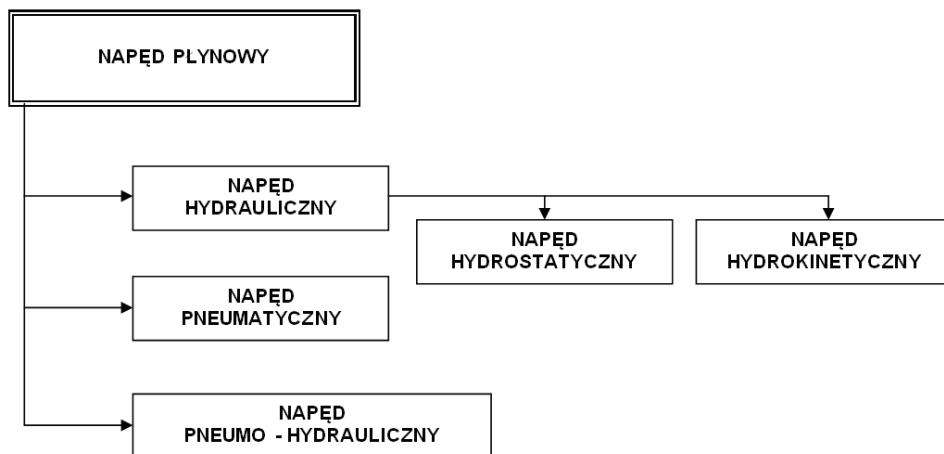
### 4.1. WIADOMOŚCI OGÓLNE

Napęd pneumatyczny jest jedną z odmian napędu płynowego (rys. 4.1), w których energia mechaniczna przekształcana jest w energię strumienia płynu. Strumień płynu przewodami sieciowymi doprowadzany jest do silników, które są członami wykonawczymi napędu. W silnikach energia strumienia przekształcana jest ponownie w energię mechaniczną, która dostarczana jest do napędzanego urządzenia.

Podstawowy podział napędów płynowych wynika z rodzaju zastosowanego płynu roboczego:

- w napędach hydraulicznych takim płynem jest ciecz,
- w napędach pneumatycznych płynem roboczym jest gaz.

Należy ponadto zauważyć, że istnieje również napęd hybrydowy zwany pneumo-hydraulicznym, wykorzystujący pozytywne cechy obydwu wyżej wymienionych napędów.



Rys. 4.1. Podział napędów płynowych

W zależności od sposobu przenoszenia energii, napęd hydrauliczny można podzielić na (rozdz. 1):

- hydrostatyczny – wykorzystujący energię ciśnienia strumienia,
- hydrokinetyczny – wykorzystujący energię kinetyczną strumienia.

Jedną z ważniejszych własności napędów płynowych, z wyłączeniem napędu hydrokinetycznego, jest możliwość wykorzystania siłownika do realizacji ruchu liniowego. W powiązaniu z łatwością przenoszenia energii na odległość umożliwia to umieszczanie tych elementów wykonawczych w dowolnych miejscach maszyn. W tabeli 4.1 zestawiono właściwości napędu pneumatycznego i porównano je z innymi napędami płynowymi.

Medium najczęściej stosowanym w układach pneumatycznych jest powietrze. W celu stworzenia pełnowartościowego płynu roboczego powietrze musi jednak przejść przez następujące operacje przygotowawcze:

- filtrowanie,
- odwadnianie,
- nasycenie powietrza olejem.

Tabela 4.1. Właściwości napędów płynowych

Właściwość	Napęd			
	hydrostatyczny	hydrokinetyczny	pneumatyczny	pneumohydrauliczny
Łatwość przenoszenia energii na odległość	+		+	+
Istnieje silnik ruchu liniowego	+		+	+
Możliwość przenoszenia dużych obciążeń	+	+		
Mały moment bezwładności (mała masa) elementów ruchomych silników płynowych w stosunku do momentu bezwładności (masy) silnika elektrycznego o analogicznej mocy	+	+		
Małe gabaryty silników płynowych w stosunku do gabarytów silników elektrycznych analogicznej mocy	+	+		
Swobodne kształtowanie charakterystyki napędowej	+			+
Możliwość uzyskiwania dużych prędkości siłowników			+	
Możliwość wykorzystania centralnej sieci zasilającej			+	+
Możliwość jednoczesnego zasilania wielu silników z jednego generatora	+		+	+
Niezawodność i trwałość napędu	+	+	+	+
Duży wpływ temperatury na parametry napędu	+			
Duża wrażliwość na zanieczyszczenie płynu roboczego	+		+	+

Napęd pneumatyczny jest wybierany spośród napędów płynowych wówczas, gdy nie występują duże obciążenia. Przy dużych obciążeniach, z uwagi na małe osiągnięte ciśnienia i dużą ściśliwość powietrza, napęd pneumatyczny nie bywa w praktyce stosowany.

Za pomocą układów pneumatycznych, w prosty sposób można uzależnić wzajemne ruchy różnych mechanizmów. Napęd pneumatyczny ułatwia zatem automatyzację maszyn i linii produkcyjnych.

Pneumatyczne układy napędowe mogą pracować w cyklu automatycznym w sposób następujący:

- za pomocą programu sztywno zakodowanego jako sieć wzajemnych połączeń elementów pneumatycznych,
- za pomocą programów elastycznych, w postaci:
  - o pneumatycznych urządzeń programowanych [10, 11],
  - o programów wczytanych do sterowników mikroprocesorowych.

Napęd pneumatyczny stosuje się w różnych gałęziach przemysłu. Szczególnie w przemyśлах o rygorystycznych wymaganiach higieniczno-sanitarnych, np. spożywcym, farmaceutycznym itp.

Powietrze jest naturalnym gazem występującym w środowisku, a czyste powietrze nie może budzić żadnych zastrzeżeń higieniczno-sanitarnych i ekologicznych. Jako ciecz robocza powinno ono charakteryzować się brakiem zanieczyszczeń i wody, jednak dla właściwego działania elementów pneumatycznych wymagane jest smarowanie współpracujących par kinematycznych. W tym celu powietrze musi być nasycone olejem.

Tak przygotowany płyn roboczy nie jest już medium spełniającym warunki higieniczno-sanitarne niezbędne w ww. gałęziach przemysłu. Po to, aby stworzyć możliwości wykorzystania go w przemyśle, np. spożywcym, spełnione muszą być następujące dodatkowe warunki:

- nie należy odprowadzać nasyconego olejem powietrza bezpośrednio do otoczenia, lecz do odpowiedniej komory, gdzie należy je odoleić,
- należy zainstalować dodatkowo wydajną wentylację powietrza odprowadzającą ewentualnie przedostające się do otoczenia mikroprople oleju.

W celu uniknięcia niekorzystnego wpływu nasyconego olejem powietrza na otoczenie, w napędach pneumatycznych w przemyśle spożywcym, korzystne jest stosowanie innych systemów smarowania, np.: smarowanie smarem stałym lub bezpośrednio dozowanie małych porcji oleju w pobliżu ciernych par kinematycznych (np. system DOSOL firmy Atlas Copco [20]). Obydwa te sposoby smarowania minimalizują potencjalne zagrożenie higieniczno-sanitarne. Najlepszym jednak rozwiązaniem napędów pneumatycznych stosowanych w przemyśle spożywcym, byłaby konstrukcja, której elementy nie wymagają smarowania.

Ze względu na zagrożenie higieniczno-sanitarne szczególnie polecanym w przemyśle spożywcym powinien być wodny napęd hydrostatyczny. Czysta woda jest idealnym medium spełniającym warunki higieniczno-sanitarne. Nawet przy pojawieniu się drobnych mikroprzecieków czystej wody, nie spowoduje to pogorszenia standardów higieniczno-sanitarnych.

Pierwsze konstrukcje z wykorzystaniem wodnej hydrauliki siłowej odbiegały znacznie parametrami technicznymi od analogicznych konstrukcji z elementami hydrauliki olejowej. Kilkunastoletni okres rozwoju hydrauliki siłowej z wykorzystaniem wody, jako płynu roboczego spowodował, że parametry techniczne są już zbliżone do hydrauliki olejowej. Obecnie pompy, silniki i zawory stosowane w hydraulice wodnej różnią się przede wszystkim zastosowanymi materiałami konstrukcyjnymi oraz sposobem wykonania niektórych elementów.

Często występującymi pneumatycznymi zespołami funkcyjnymi są prowadnice oraz łożyska aerostaticzne, które uzyskuje się doprowadzając sprężone powietrze między dwie współpracujące ze sobą powierzchnie płaskie lub obrotowe. Z uwagi na małe opory ruchu prowadnice aerostaticzne stosowane są, np. w maszynach pomiarowych. Łożyska aerostaticzne mogą pracować przy bardzo dużych prędkościach obrotowych nie nagzewając się.

## 4.2. KONFIGUROWANIE STRUKTUR UKŁADÓW PNEUMATYCZNYCH ZAWIERAJĄCYCH PODSTAWOWE ELEMENTY – ĆWICZENIE 11

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędne są typowe elementy występujące w układach pneumatycznych oraz elementy pozwalające je łączyć. Od realizujących ćwiczenie wymaga się ponadto znajomości zagadnień dotyczących:

- zalet i wad napędu pneumatycznego,
- znajomości symboli graficznych podstawowych elementów układów pneumatycznych.

Są one skrótowo przedstawione w niniejszym rozdziale.

### 4.2.1. Wiadomości podstawowe

Układy pneumatyczne stosowane są często jako napędy współczesnych maszyn technologicznych lub ich zespołów funkcjonalnych. Czynnikiem roboczym jest sprężone powietrze o ciśnieniu w zakresie 0,4÷1,6 MPa. Ciśnienie w układzie pneumatycznym jest zatem kilkadziesiąt razy mniejsze od ciśnienia w układach hydro-statycznych, z tego względu układy pneumatyczne mogą być wykorzystywane jedynie do przenoszenia małych obciążeń i mniejszych mocy [10, 11].

W napędach stosowane są dwie grupy silników:

- silniki wyporowe: ruchu liniowego (siłowniki) i obrotowe,
- silniki przepływowe (turbinowe) – obrotowe.

Zalety napędu pneumatycznego są następujące:

- czynnik roboczy (powietrze) jest powszechnie dostępny,
- powietrze nie jest zwracane do sieci, nie ma więc przewodów powrotnych,
- z uwagi na małą lepkość powietrza stosowane są bardzo duże prędkości przepływu w przewodach, można więc uzyskać duże prędkości przesuwu siłowników,
- można korzystać z centralnych sieci pneumatycznych, w które często wyposażone są budynki przemysłowe.

Do wad napędu pneumatycznego zalicza się:

- dużą ściśliwość powietrza, trudności z uzyskaniem stabilnych małych prędkości; stosowanie układów pneumo-hydraulicznych rozwiązuje ten problem,
- małą sprawność silników ruchu obrotowego; mała lepkość powietrza jest przyczyną dużych strat objętościowych w silnikach wyporowych, obrotowych,
- konieczność nasycenia sprężonego powietrza olejem w celu zapewnienia właściwej współpracy elementów pneumatycznych; drobiny oleju wydostające się do atmosfery zanieczyszczają środowisko; występuje wówczas konieczność stosowania wyciągów wentylacyjnych.

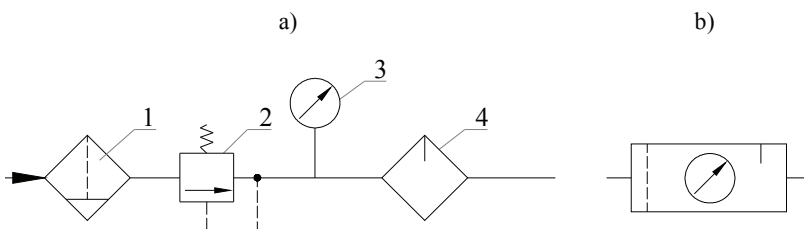
### 4.2.2. Blok przygotowania sprężonego powietrza

W celu zapewnienia niezawodnego i długotrwałego użytkowania układów pneumatycznych, powietrze na wejściu musi być odpowiednio przygotowane. Odbywa się to w stacji zasilającej, w której następuje:

- usunięcie zanieczyszczeń,
- osuszenie powietrza,
- naolejanie powietrza,
- nastawa ciśnienia.



Tak przygotowane powietrze dociera do określonych układów pneumatycznych. Każdy układ pneumatyczny na wejściu posiada blok przygotowania sprężonego powietrza (rys. 4.2) składający się z filtra (1), zaworu redukującego (2) z manometrem (3) i smarownicy (4). Oprócz odseparowanych zanieczyszczeń, na dnie filtra, gromadzi się woda, która okresowo musi być usuwana.



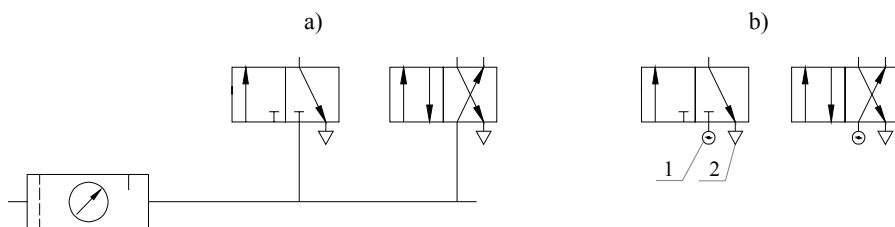
Rys. 4.2. Blok przygotowania sprężonego powietrza: a) symbol szczegółowy, b) symbol uproszczony; 1 – filtr, 2 – zawór redukcyjny, 3 – manometr, 4 – smarownica

Zadaniem zaworu redukcyjnego jest utrzymanie stałego ciśnienia na wejściu do układu pneumatycznego. W celu zapewnienia poprawnej współpracy elementów pneumatycznych powietrze nasycane się drobinami oleju w smarownicach:

- smoczkowych – cząstki cieczy rozdrabniane są do kilku mikrometrów i docierają na odległość kilku metrów,
- selekcyjnych – cząstki cieczy tworzące tzw. mgłę olejową (średnica kilku dziesiętnych mikrometra) docierają na odległość kilkudziesięciu metrów w głąb instalacji hydraulicznej.

Efektywny sposób smarowania za pomocą mgły olejowej ma swoje ograniczenia ekologiczne – w najbliższym otoczeniu układu pneumatycznego następuje zanieczyszczenie środowiska.

Na rysunku 4.3 przedstawiono szczegółowy (a) i uproszczony (b) sposób oznaczania bloku przygotowania sprężonego powietrza.

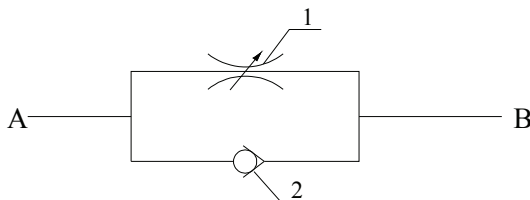


Rys. 4.3. Graficzny sposób przedstawienia zasilania: a) szczegółowy, b) uproszczony; 1 – symbol przedstawiający zasilanie elementu, 2 – symbol przedstawiający wypływ powietrza do atmosfery

W dalszej części pracy będzie wykorzystywany uproszczony sposób przedstawiania zasilania.

### 4.2.3. Zawory

W układach pneumatycznych bardzo często stosowany jest zawór dławiąco-zwrotny (rys. 4.4), który jest równoległym połączeniem zaworów dławiącego (1) i zwrotnego (2).



Rys. 4.4. Symbol zaworu dławiąco-zwrotnego: 1 – zawór dławiący, 2 – zawór zwrotny

Powietrze ulega zdławieniu przy przepływie od punktu A do punktu B. Przy odwrotnym kierunku przepływu powietrze przepływa przez zawór zwrotny bez dławienia.

Złożoną funkcję zaworu dławiąco-zwrotnego w układach pneumatycznych można zastąpić stosując w nich oddzielne zawory: dławiący i zwrotny.

Zawory rozdzielające (rozdzielacze) kierują strumień sprężonego powietrza w określone miejsce w określonym czasie. W tabeli 4.2 przedstawiono symbole najczęściej stosowanych rozdzielaczy pneumatycznych.

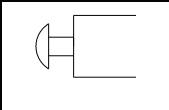
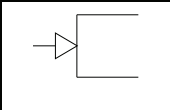
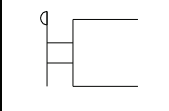
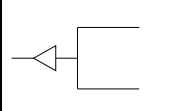
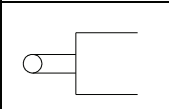
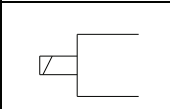
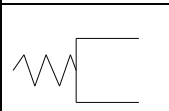
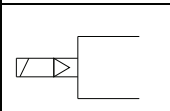
Każdy prostokąt w symbolu graficznym oznacza oddzielne położenie (stan) rozdzielacza. Suma przewodów dołączonych do rozdzielacza oznacza liczbę dróg rozdzielacza. W poprawnie narysowanym symbolu graficznym wszystkie przewody powinny być doprowadzone do jednego prostokąta.

Tabela 4.2. Symbole graficzne rozdzielaczy

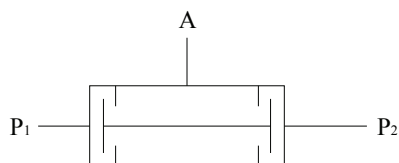
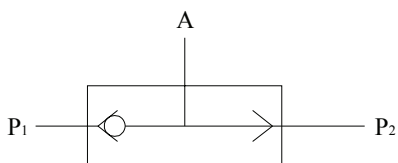
<p>n.z.</p> <p>n.o.</p>	rozdzielacz dwudrogowy dwupołożeniowy 2/2 normalnie zamknięty (n.z.) i normalnie otwarty (n.o.)
<p>n.z.</p> <p>n.o.</p>	rozdzielacz trójdrogowy dwupołożeniowy 3/2 normalnie zamknięty (n.z.) i normalnie otwarty (n.o.)
	rozdzielacz czterodrogowy dwupołożeniowy 4/2
	rozdzielacz czterodrogowy trójpołożeniowy 4/3

Rozdzielacze mogą być sterowane mechanicznie, pneumatycznie, elektromagnetycznie i elektropneumatycznie (tab. 4.3).

Tabela 4.3. Rodzaje sterowania rozdzielaczy

	mechanicznie przyciskiem		pneumatycznie strumieniem napełniającym
	mechanicznie dźwignią		pneumatycznie strumieniem opróżniającym (rzadko)
	mechanicznie rolką		elektromagnetycznie
	mechanicznie sprężyną		elektropneumatycznie

W układach pneumatycznych często wykorzystywane są zawory realizujące funkcje logiczne: alternatywy (rys. 4.5) oraz koniunkcji (rys. 4.6).



Rys. 4.5. Symbol zaworu alternatywy Rys. 4.6. Symbol zaworu koniunkcji

Sygnal wyjściowy  $A$  w zaworze alternatywy wystąpi wówczas, gdy pojawi się jeden z sygnałów  $p_1$  lub  $p_2$ . W zaworze koniunkcji, aby powstał sygnał  $A$  muszą równocześnie pojawić się sygnały  $p_1$  i  $p_2$ .

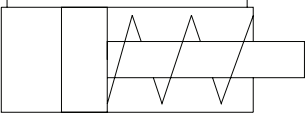
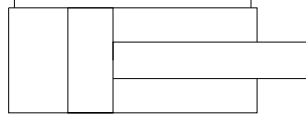
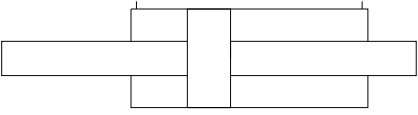
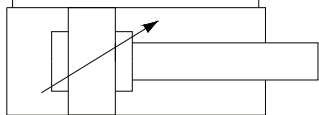
#### 4.2.4. Silniki

Do realizacji ruchu postępowego przy dużych skokach stosowane są siłowniki tłokowe, a przy skokach małych siłowniki membranowe lub mieszkowe. W tabeli 4.4 przedstawiono symbole graficzne najczęściej występujących w układach pneumatycznych siłowników tłokowych.

Przy bardzo długich siłownikach można wykorzystywać siłowniki beztłoczkowe. Zmniejsza to znaczenie przestrzeń potrzebną do zabudowy takiego siłownika.

Przez wbudowanie przekładni mechanicznej, za pomocą siłownika można uzyskać ruch obrotowy o zakresie kilku obrotów (siłowniki wahadłowe).

Tabela 4.4. Symbole graficzne siłowników tłokowych

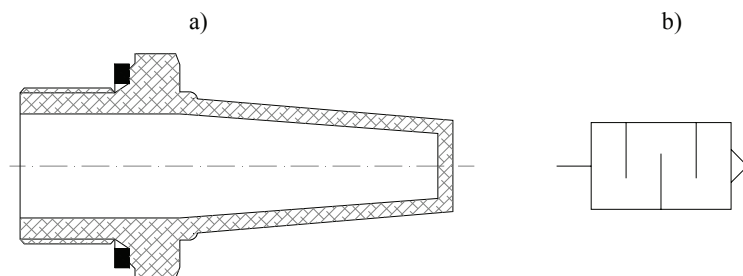
	<p>Siłownik jednostronnego działania, powrót tłoka za pomocą sprężyny</p>
	<p>Siłownik dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem</p>
	<p>Siłownik dwustronnego działania z dwustronnym tłoczyskiem</p>
	<p>Siłownik dwustronnego działania z obustronną amortyzacją ruchu w końcowych położeniach. Strzałka oznacza nastawny amortyzator</p>

W układach pneumatycznych wykorzystywane są również silniki ruchu obrotowego:

- o ruchu wahadłowym,
- o pełnym ruchu obrotowym: zębate, łopatkowe, turbinowe (rzadko stosowane),
- krokowe.

#### 4.2.5. Tłumiki hałasu

Wypływające z układu do atmosfery sprężone powietrze generuje hałas, który minimalizuje się stosując tłumiki. Jedną z możliwych postaci konstrukcyjnych tłumika przedstawiono na rysunku 4.7.

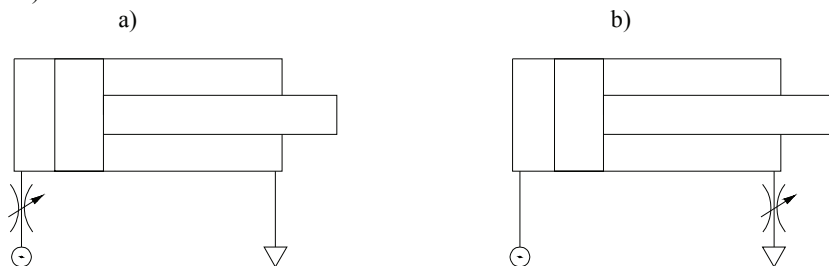


Rys. 4.7. Tłumik hałasu: a) konstrukcja, b) symbol graficzny

Tłumik przykręcony jest do kanału wylotowego elementu pneumatycznego. Sprężone powietrze rozpręża się w przestrzeni wewnętrznej tłumika i przedostaje się przez element porowaty do atmosfery.

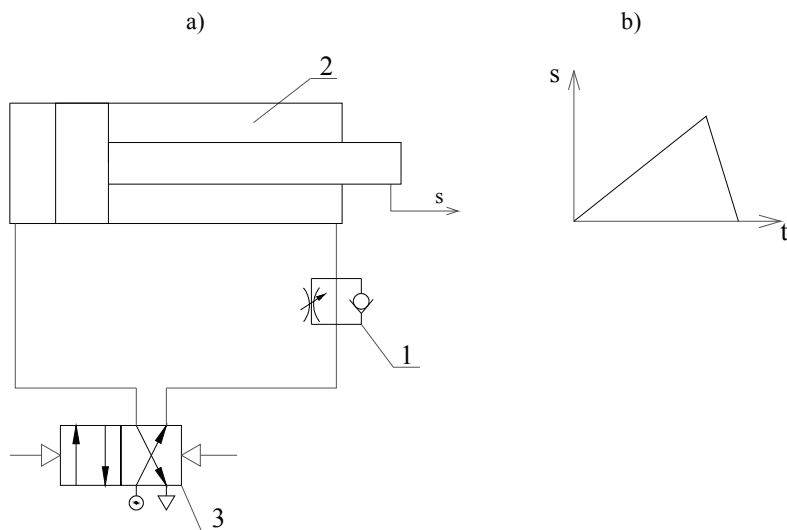
#### 4.2.6. Sterowanie prędkością siłowników

W układach hydraulicznych istnieje duża różnorodność sposobów sterowania prędkością siłników. W instalacjach pneumatycznych stosowany jest tylko układ sterowania dławieniowego na dopływie do siłownika (rys. 4.8a) i odpływie z siłownika (rys. 4.8b).



Rys. 4.8. Sterowanie dławieniowe prędkości siłownika pneumatycznego: a) na dopływie, b) na odpływie

Ze względu na to, że układ sterowania dławieniowego na dopływie charakteryzuje niestabilna praca, sterowanie prędkością siłownika realizuje się najczęściej za pomocą dławienia umieszczonego na odpływie – rysunku 4.9a. Zawór dławiająco-zwrotny (1), umieszczony między siłownikiem (2) a rozdzielaczem (3), zapewnia realizację sterowania na odpływie przy wysuwie tłoczyska. Po przesterowaniu rozdzielacza wsuwanie tłoczyska odbywa się bez sterowania prędkością – powietrze omija zawór dławiający przepływając przez zawór zwrotny. Wykres drogi  $s$  z przesuwu tłoczyska w funkcji czasu  $t$  przedstawiono na rysunku 4.9b.

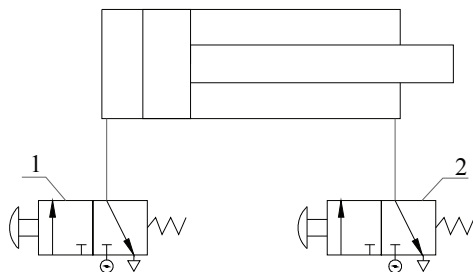


Rys. 4.9. Sterowanie prędkością wysuwu siłownika: a) schemat układu, b) wykres drogi w funkcji czasu; 1 – zawór dławiająco-zwrotny, 2 – siłownik, 3 – rozdzielacz

W celu sterowania prędkością wsuwania się tłoczyska należy przy drugiej komorze siłownika również umieścić zawór dławiąco-zwrotny.

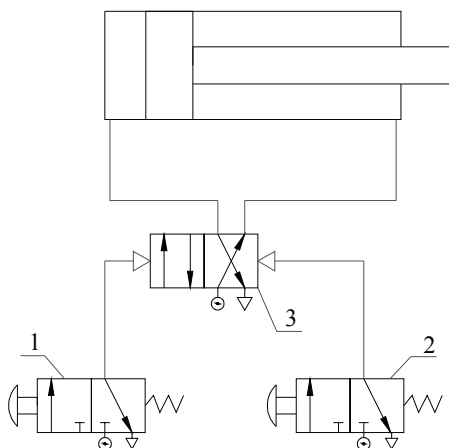
#### 4.2.7. Bezpośrednie i pośrednie sterowanie pracą siłownika

Sterowanie bezpośrednie (rys. 4.10) powstaje wówczas, gdy elementy sterowania (1) i (2) bezpośrednio dostarczają sprężone powietrze do komór siłownika. Sterowanie to stosowane jest w przypadku małych siłowników oraz gdy odległości między siłownikiem a elementami sterującymi są nieduże.



Rys. 4.10. Sterowanie bezpośrednie: 1, 2 – elementy sterujące (rozdzielacze sterujące)

Sterowanie pośrednie (rys. 4.11) polega na tym, że w pobliżu siłownika usytuowany jest główny rozdzielacz (3), najczęściej o strukturze 4/2. Położenie tego rozdzielacza sterowane jest elementami sterującymi (1) i (2).



Rys. 4.11. Sterowanie pośrednie: 1,2 – elementy sterujące, 3 – rozdzielacz główny

Główny rozdzielacz kieruje sprężone powietrze do odpowiedniej komory siłownika. Sterowanie pośrednie zapewnia mniejsze straty energii związane z przesyłem powietrza oraz większe szybkości ruchu siłownika.

#### 4.2.8. Proponowany przebieg ćwiczenia

Proponuje się realizację ćwiczenia w trzech fazach. W pierwszej z nich należy dokonać identyfikacji wybranych elementów pneumatycznych (zaworów, siłowników, rozdzielaczy) i zapoznać się z ich budową. Na drugim etapie ćwiczenia należy zaprojektować układ pneumatyczny realizujący założone ruchy, a następnie – z posiadanych elementów zmontować go.

Poprawność wykonanych działań weryfikuje się w ostatniej części ćwiczenia podłączając zmontowany układ do instalacji sprężonego powietrza, sprawdzając czy wykonuje założone sekwencje ruchów.

W *karcie kontrolnej* należy narysować schemat skonfigurowanych układów połączeń pneumatycznych, natomiast *sprawozdanie* oprócz *karty* powinno zawierać:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych czynności,
- wnioski z przeprowadzonych działań.

### 4.3. UKŁADY PNEUMATYCZNE Z SIŁOWNIKAMI PRACUJĄCYMI W CYKLU AUTOMATYCZNYM (PROJEKTOWANIE, BUDOWA ORAZ DZIAŁANIE) – ĆWICZENIE 12

Do przeprowadzenia ćwiczenia niezbędny jest układ pneumatyczny z siłownikami oraz elementy pozwalające połączyć je z układem. Wymagane są również wiadomości dotyczące:

- cech charakterystycznych pneumatycznych układów,
- znajomości symboli graficznych podstawowych elementów układów pneumatycznych.

Wiadomości przedstawiono poniżej, a także w poprzednich częściach tego rozdziału opracowania.

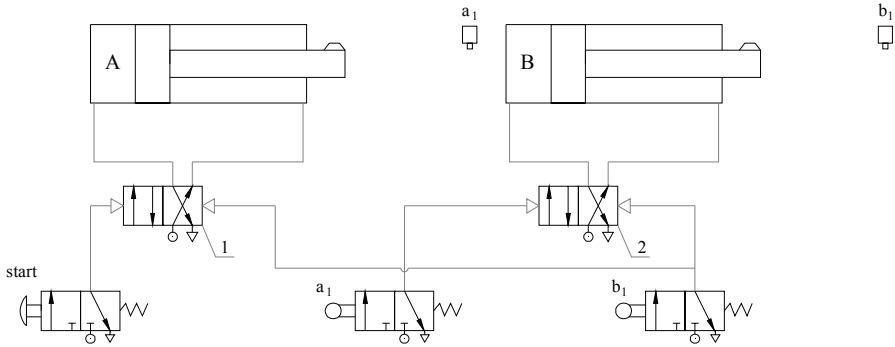
#### 4.3.1. Wprowadzenie

Urządzenia pneumatyczne znalazły szerokie zastosowanie w budowie współczesnych maszyn, gdyż umożliwiają i ułatwiają ich automatyzację. Konstrukcja maszyn pracujących w cyklu automatycznym z wykorzystaniem układów pneumatycznych jest prostsza niż inne rozwiązania konstrukcyjne, w których nie wykorzystuje się układów pneumatycznych. Układy pneumatyczne stwarzają duże możliwości realizowania ruchu różnorodnych mechanizmów. Szczególnie korzystne jest stosowanie układów pneumatycznych w maszynach o dużej liczbie ruchów prostoliniowych. Układy pneumatyczne montuje się, wykorzystując elementy o dużej trwałości i niezawodności, wytwarzane przez wyspecjalizowane firmy [10, 11]. Poniżej przedstawiono struktury częściowej występujące w praktyce przemysłowej układów z dwoma siłownikami.

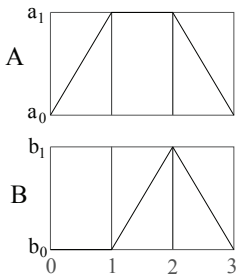
#### 4.3.2. Układy z dwoma siłownikami

Układ o takiej strukturze przedstawiono na rysunku 4.12. Po naciśnięciu przycisku START włączającego zasilanie (rys. 4.12a) tłoczyska siłowników A i B wykonają ruchy zgodnie z zaprojektowanym cyklogramem (rys. 4.12b).

a)



b)



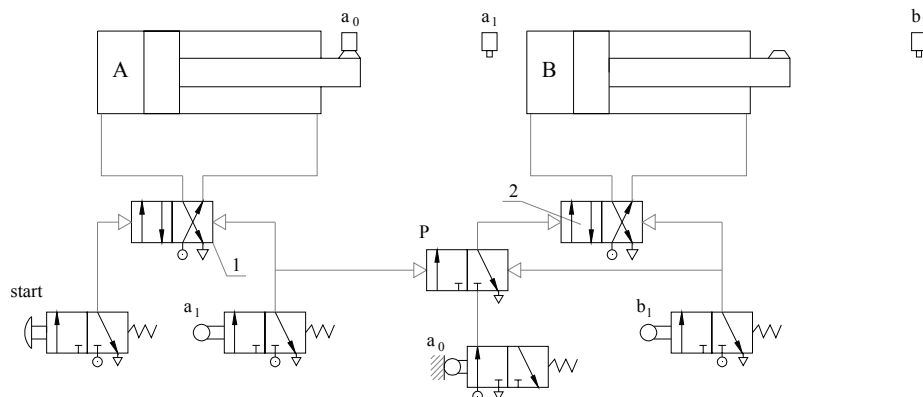
Rys. 4.12. Układ z dwoma siłownikami: a) schemat układu, b) cyklogram; 1-2 – rozdzielacze główne

Przy obu siłownikach zainstalowano dwupołożeniowe rozdzielacze trójdrogowe zwane łącznikami drogowymi, które są przesterowywane po wysunięciu się tłoczysk. Dla większej przejrzystości schematów pneumatycznych łączniki drogowe  $a_1$  i  $b_1$  rysuje się poniżej rozdzielaczy głównych (1) i (2). Przy siłownikach zaznacza się tylko miejsce ich położenia. Zgodnie z cyklogramem jako pierwsze wysuwa się tłoczysko siłownika A. Po naciśnięciu przycisku START przesterowany zostaje rozdzielacz główny (1) i sprężone powietrze wpływa do lewej komory siłownika A. Tłoczysko wysuwa się i po dojściu do końca skoku załącza rozdzielacz  $a_1$ , który z kolei przesterowuje drugi rozdzielacz główny (2). Powietrze napływa do lewej komory siłownika B i rozpoczyna się ruch tłoczyska tego siłownika. Po dojściu do końca skoku tłoczysko uruchamia łącznik drogowy (rozdzielacz)  $b_1$ . Zadziałanie tego rozdzielacza powoduje jednoczesne przesterowanie obu rozdzielaczy głównych (1) i (2), jednoczesny ruch powrotny obu tłoczysk i zakończenie cyklu.

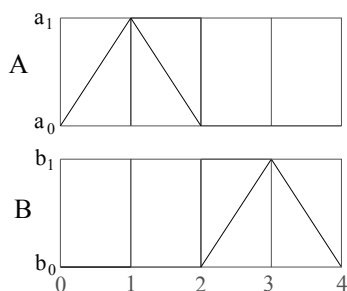


Na rysunku 4.13 przedstawiono inny wariant strukturalny układów z dwoma siłownikami. W układzie tym, po naciśnięciu przycisku START (rys. 4.13a), zgodnie z cyklogramem (rys. 4.13b), najpierw wysuwa i chowa się tłoczysko siłownika A, a następnie ruchy te powtarza tłoczysko siłownika B.

a)



b)



Rys. 4.13. Układ pneumatyczny z elementem pamięci: a) schemat układu, b) cyklogram; 1-2 – rozdzielacze główne

Projektowanie układu pneumatycznego dla tego cyklogramu okazuje się zagadnieniem bardziej złożonym niż w poprzednim przykładzie. Przy siłowniku A muszą być umieszczone dwa łączniki drogowe  $a_0$  i  $a_1$ . Rozdzielacz  $a_0$  jest załączany przy wsuniętym tłoczysku, natomiast rozdzielacz  $a_1$  załącza się przy całkowicie wysuniętym tłoczysku.

Wysuw tłoczyska siłownika A rozpoczyna się po przesterowaniu rozdzielacza głównego (1) przyciskiem START. Powrót tłoczyska następuje po kolejnym przesterowaniu rozdzielacza (1) przez łącznik drogowy  $a_1$ .

Tłoczek siłownika B rozpoczyna swój ruch przy wsuniętym tłoczysku siłownika A, czyli przy załączonym łączniku  $a_0$ . W trakcie cyklu występują jednak dwa takie momenty zaznaczone na rys. 4.13b odpowiednio 0 i 2, w których tłoczek siłownika A jest wycofane. Jednak tylko w pozycji 2 cyklu ma nastąpić ruch tłoczyska siłownika B. Układ pneumatyczny musi być wyposażony w pamięć, która rozróżni, w jakiej fazie cyklu znajduje się układ. Tym elementem pamięci jest rozdzielacz P (pamięć). Przerobienie rozdzielacza głównego (2), a tym samym i wysuw siłownika B nastąpi, gdy załączone będą jednocześnie łącznik drogowy  $a_0$  i rozdzielacz P (pamięć). Załączenie rozdzielacza P wykonuje łącznik drogowy  $a_1$ . Przerobienie odwrotne rozdzielacza P – powrót do stanu początkowego, dokonuje łącznik drogowy  $b_1$ . Załączenie rozdzielacza  $b_1$  powoduje również przerobienie rozdzielacza głównego (2) i ruch powrotny tłoczyska siłownika B, co kończy założony cykl pracy.

### 4.3.3. Proponowany przebieg ćwiczenia

Proponowane poniżej ćwiczenie z zakresu pneumatyki ma na celu nabycie umiejętności projektowania układów sterowania, które realizowałyby ruchy członów wykonawczych według przyjętych założeń. W tym celu należy przeprowadzić:

- analizę otrzymanego cyklogramu dla układu pneumatycznego z dwoma siłownikami,
- zaprojektowanie połączeń elementów układu pneumatycznego realizujących wybrany cyklogram,
- montaż zaprojektowanej wersji układu pneumatycznego,
- praktyczną weryfikację zgodności działania układu z cyklogramem.

Realizacja ćwiczenia wymaga niezbędnych elementów pneumatycznych wraz z przewodami i złączkami pozwalającymi je połączyć

Doświadczalna weryfikacja skonfigurowanego układu pneumatycznego pozwala na sprawdzenie poprawności połączeń, a tym samym zgodności ruchów z założonymi w cyklogramie.

W *karcie kontrolnej* należy narysować schemat funkcjonalny skonfigurowanych elementów pneumatycznych oraz cyklogram założonego działania układu.

*Sprawozdanie* z ćwiczenia powinno zawierać następujące elementy:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych czynności,
- wypełniona karta kontrolna,
- wnioski wynikające z wykonanych działań.

## 4.4. UKŁAD MECHATRONICZNY Z NAPĘDEM PNEUMATYCZNYM – ĆWICZENIE 13

Ćwiczenie realizowane jest na oryginalnym mechatronicznym stanowisku badawczym, które opisane jest poniżej. Oprócz budowy stanowiska, realizujący ćwiczenie powinien wykazać się wiedzą z zakresu:

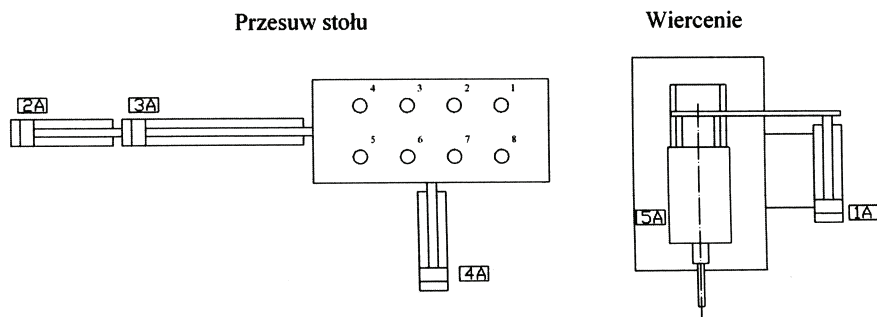
- zastosowania układów mechatronicznych,
- działania siłowników i rozdzielaczy pneumatycznych.

#### 4.4.1. Wprowadzenie, budowa stanowiska

Głównym elementem wykonawczym stanowiska badawczego, na którym realizowane jest ćwiczenie (rys. 4.14), jest wiertarka stołowa. Stanowisko składa się ponadto z następujących układów:

- mechaniczny: stół krzyżowy i wrzeciennik,
- pneumatycznych napędu wiertarki,
- elektronicznego sterowania.

Napęd wrzeciona wiertarki realizowany jest za pomocą pneumatycznego silnika łożatkowego. Posuw wrzeciona i ruchy przestawne stołu wykonują siłowniki pneumatyczne. Ruch wzdłużny stołu (rys. 4.14) realizowany jest dzięki dwóm połączonym szeregowo siłownikom (2A) i (3A) o różnych skokach.

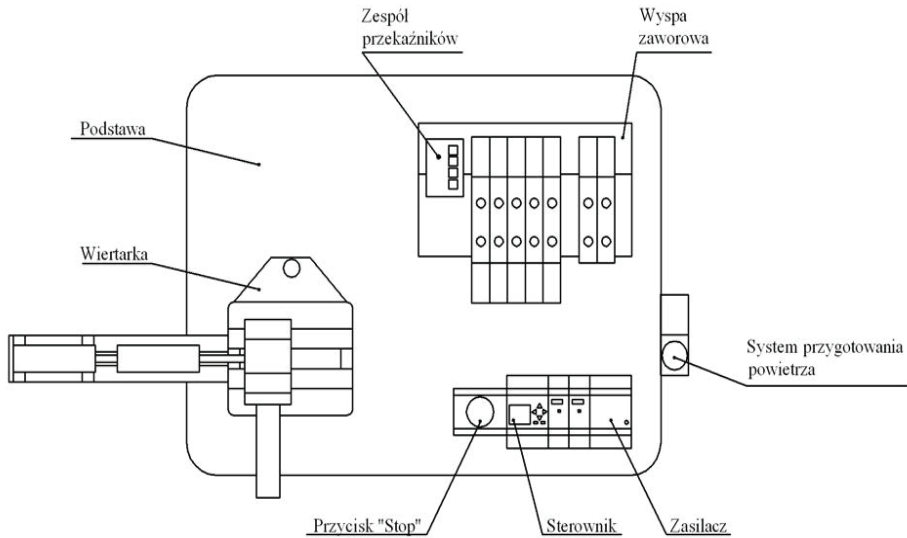


Rys. 4.14. Schemat ideowy stanowiska

Stosunek skoków tych siłowników wynosi 1:2. W ten sposób uzyskuje się cztery położenia ruchu wzdłużnego stołu. Ruch siłownika (4A) umożliwia otrzymanie dwóch położenia w ruchu poprzecznym. W tej konfiguracji ruchów wiertarka umożliwia wiercenie od 1÷8 otworów w dowolnej kolejności.

#### 4.4.2. Budowa i działanie układu sterującego stanowiska

Wiertarka sterowana jest programowo za pomocą sterownika PLC (*Programmable Logic Controllers*). Sterownik PLC jest układem elektronicznym, zbudowanym na podstawie mikroprocesora, który wykonuje swoje funkcje zgodnie z programem. Program edytowany jest najczęściej w komputerze i przesyłany do pamięci sterownika. Komputer musi mieć zainstalowane środowisko programowe odpowiednie dla danego typu sterownika. Sterownik wyposażony jest w klawiaturę i monitor. Możliwe jest zatem wprowadzanie do pamięci sterownika prostych programów bezpośrednio z klawiatury samego sterownika. Do sterowania wiertarką wykorzystano sterownik firmy Siemens LOGO!. Sterownik realizuje program, analizując sygnały wejściowe doprowadzane do sterownika od elektrycznych łączników drogowych (tzw. krańcówek). Porty modułu wejściowego oznaczone są na sterowniku symbolami I1, I2, ... – (rys. 4.15).



Rys. 4.15. Usytuowanie elementów strukturalnych stanowiska

Sygnaly wyjściowe doprowadzane są do zespołu przekaźników, które sterują rozdzielaczami zabudowanymi w postaci wyspy zaworowej. Porty modułu wyjściowego oznaczone są na sterowniku symbolami Q1, Q2, ... .

Szczegółowo układ pneumatyczny stanowiska przedstawiono na rysunku 4.16. Zmiana kierunku ruchu siłowników realizowana jest przez rozdzielacze pięciodrogowe – dwupołożeniowe sterowane elektromagnetycznie, zabudowane w postaci wyspy zaworowej. Ruchem obrotowym silnika łopatkowego steruje rozdzielacz dwudrogowy – dwupołożeniowy sterowany elektromagnetycznie. Prędkość ruchu siłowników można nastawiać zaworami zwrotno-dławiącymi. Położenie siłowników kontrolują elektryczne łączniki drogowy. Na wejściu układu zainstalowano stop awaryjny i zawór odcinający. Powietrze doprowadzane jest do układu przez blok przygotowania sprężonego powietrza, w skład którego wchodzi:

- filtr powietrza,
- zawór redukujący z manometrem,
- smarownica.



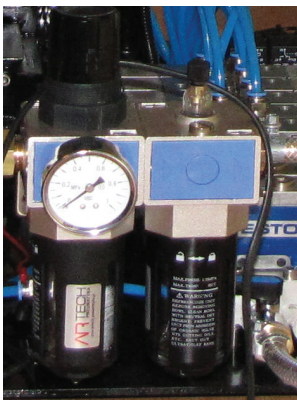
### 4.4.3. Proponowany przebieg ćwiczenia

Proponowane poniżej ćwiczenie ma na celu nabycie wiadomości o maszynach technologicznych sterowanych mikroprocesorowo z napędem pneumatycznym i ich obsługa.

W celu uruchomienia stanowiska należy:

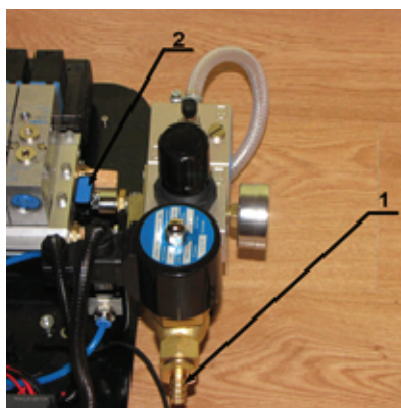
1. Sprawdzić poziom oleju w smarownicy oraz poziom skroplin w filtrze.

Minimalna wysokość poziomu oleju wynosi 20 mm. Poziom oleju nie powinien jednak przekraczać znaku **Max** na obudowie zbiorniczka oleju. Układ przygotowania powietrza (rys. 4.17) wyposażony jest w zaworek, który przy pewnym poziomie skroplin otwiera się i automatycznie usuwa je na zewnątrz. Co kilka uruchomień należy jednak sprawdzić poziom skroplin w zbiorniczku. Poziom skroplin nie może przekraczać znaku **Max** na obudowie zbiorniczka. W razie potrzeby usunąć skropliny, otwierając zbiorniczek zgodnie z rysunkiem umieszczonym na obudowie.



Rys. 4.17. Układ przygotowania powietrza

2. Podłączyć wiertarkę do źródła sprężonego powietrza przyłączem (1) oraz odkręcić zawór kulowy (2) znajdujący się przed wyspą zaworową – rysunek 4.18.



Rys. 4.18. Króciec przyłączeniowy (1) oraz zawór kulowy (2)

### 3. Podłączyć wiertarkę do źródła zasilania prądu.

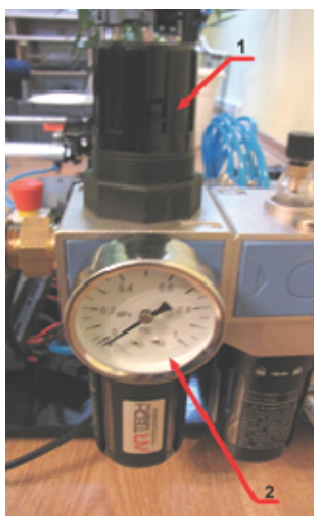
Podłączenie wiertarki do sieci spowoduje automatyczne jej przesterowanie oraz włączenie sterownika LOGO!. Jeśli przesterowanie nie nastąpi, należy sprawdzić, czy nie jest włączony przycisk „STOP” (rys. 4.19). Po to, aby wyłączyć przycisk „STOP”, należy delikatnie obrócić go w lewo i puścić.



Rys. 4.19. Przycisk STOP

### 4. Sprawdzić ciśnienie powietrza w układzie.

Optymalne ciśnienie niezbędne do poprawnej pracy wiertarki wynosi 0,6 MPa (6 barów). Ciśnienie mniejsze od zalecanego spowoduje wolniejszą i mniej płynną pracę wiertarki, przy czym nie może być ono mniejsze niż 0,15 MPa, natomiast ciśnienie większe od 1 MPa może spowodować uszkodzenie wiertarki. Po to, aby ustawić optymalne ciśnienie niezbędne do poprawnej pracy wiertarki, należy unieść i przekręcić pokrętko (1) w lewo lub w prawo w zależności od tego czy chcemy zwiększyć czy zmniejszyć ciśnienie. Wartość ciśnienia panującego w układzie pokazuje manometr (2) (rys. 4.20).

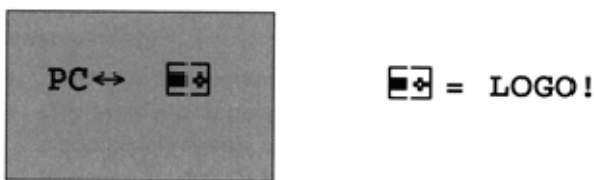


Rys. 4.20. Układ przygotowania powietrza: 1 – pokrętko reduktora, 2 – manometr

5. Dokonać transferu programu do pamięci sterownika.

W przypadku, kiedy w sterowniku nie jest przechowywany program według którego ma pracować stanowisko to urządzenie pokazuje komunikat „No Program/Press ESC”.

Do przesłania programu z komputera do sterownika niezbędny jest kabel łączący urządzenia. Przed włożeniem końcówki kabla do gniazda sterownika trzeba zdjąć osłonę. Drugą końcówkę kabla wkłada się do portu USB komputera. Łączenie urządzeń odbywa się przy włączonym sterowniku. Po to, aby transfer był możliwy, sterownik musi znajdować się w trybie STOP. W programie LOGO! Soft Comfort wybiera się zakładkę Narzędzia/Transfer danych/PC->LOGO!. Transfer danych w trybie STOP oznaczony jest następująco – rysunek 4.21.



Rys. 4.21. Wygląd panelu LCD sterownika podczas przesyłania programu

Po zakończeniu transferu danych połączenie sterownika LOGO! z komputerem zostaje automatycznie przerwane.

Jeśli wiertarka ma w pamięci program, należy przejść do punktu 6.

6. Wcisnąć przycisk „Esc” + „▶”.

Wciśnięcie przycisku (rys. 4.22) spowoduje uruchomienie wiertarki i realizację wprowadzonego programu. Poprawna sekwencja czynności realizowanych przez wiertarkę będzie świadczyła o właściwym zaprogramowaniu stanowiska.



Rys. 4.22. Sterownik LOGO! – rozmieszczenie przycisków

**Uwaga!** W razie niebezpieczeństwa (sytuacja kolizyjna) wcisnąć czerwony grzybek (rys. 4.19) i zakręcić zawór kulowy, znajdujący się przed wyspą zaworową.



Realizacja ćwiczenia wymaga dostępności do bazy programów sterujących wiertarką stołową. Po włączeniu wiertarki do źródła zasilania (elektrycznego i pneumatycznego) należy:

- wybrać program z dostępnej w laboratorium bazy i transferować go do pamięci sterownika PLC,
- dokładnie przeanalizować cały cykl pracy wiertarki.

*W karcie kontrolnej należy:*

- narysować schemat funkcjonalny wiertarki z wyróżnieniem jej układów: mechanicznego, pneumatycznego i elektronicznego,
- przedstawić powiązanie układu pneumatycznego z układem sterowania elektronicznego,
- po zidentyfikowaniu kolejności ruchów siłowników – narysować cyklogram.

*Sprawozdanie z ćwiczenia powinno zawierać następujące elementy:*

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych czynności,
- wypełnioną *kartę kontrolną*,
- wnioski wynikające z wykonanych działań.

#### **4.5. PODSUMOWANIE ROZDZIAŁU 4**

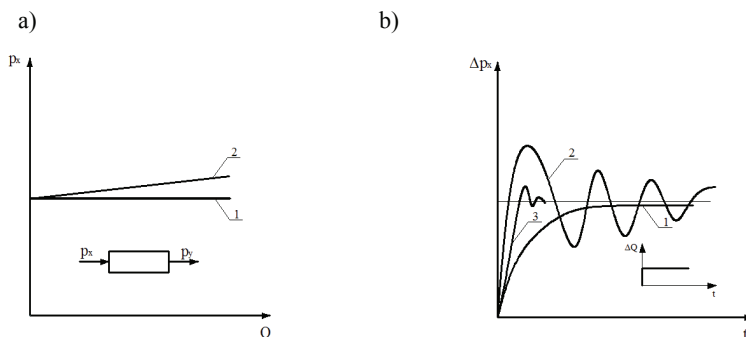
Układy hydrauliczne pomimo licznych zalet mają jednak pewne ograniczenia zastosowania. Potencjalnie możliwe przecieki powodują, że nie można ich stosować w branżach, w których kontakt obrabianego produktu z medium roboczym jest wykluczony, np. w przemyśle: spożywczym, farmaceutycznym itp. W tych gałęziach przemysłowych wykorzystuje się układy pneumatyczne działające na podobnych zasadach jak hydrauliczne, w których medium roboczym jest odpowiednio przygotowane (oczyszczone i odwodnione) powietrze.

Przedstawione w rozdziale 4 propozycje trzech ćwiczeń umożliwiają praktyczną weryfikację wiedzy w zakresie układów pneumatycznych. Fakt, że w dwóch ćwiczeniach wykorzystywane są oryginalne stanowiska laboratoryjne, powoduje, że umiejętności nabyte w tym zakresie mogą być szczególnie przydatne w fazie eksploatacji układów pneumatycznych.

## 5. DYNAMIKA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH I PNEUMATYCZNYCH

### 5.1. OCENA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH ELEMENTÓW I UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

W projektowaniu elementów lub układów hydraulicznych dąży się do możliwie szybkiego tłumienia skutków wymuszeń lub zakłóceń. Ilustruje to dobrze przykład zaworu przelewowego (rys. 5.1).



Rys. 5.1. Charakterystyki zaworu przelewowego: a – statyczna, b – dynamiczna (czasowa)

Zawór przelewowy służy do stabilizacji nastawionego ciśnienia  $p_x$  na wejściu do zaworu przy możliwych zmianach natężenia przepływu  $Q$  lub zmianach ciśnienia  $p_y$  za zaworem. Idealną charakterystykę statyczną wskazuje linia 1 (rys. 5.1a), wówczas ciśnienie  $p_x$  byłoby niezależne od zmian natężenia przepływu. Rzeczywistą charakterystykę statyczną pokazuje linia 2. W zaworach dwustopniowych (pośredniego działania) charakterystyka statyczna nieznacznie odbiega od linii 1 [3, 8], co zapewnia dobrą dokładność statyczną tego zaworu. Zawór przelewowy powinien wykazywać również dobre cechy dynamiczne, które można ocenić na podstawie charakterystyki dynamicznej (rys. 5.1b), będącej odpowiedzią, na wymuszenie np. w postaci funkcji typu skok jednostkowy  $\Delta Q(t)$ , symulującej nagły skokowy przyrost natężenia przepływu cieczy przez zawór. Nowy stan ustalony, związany ze wzrostem ciśnienia  $p_x$  o wartość  $\Delta p_x$ , zależy od parametrów konstrukcyjnych zaworu przelewowego. Linie na rysunku 5.1b przedstawiają charakterystyki zaworów o zbyt dużym (1) i zbyt małym (2) tłumieniu. W zaworze przelewowym, którego charakterystykę dynamiczną pokazuje linia 3, parametry konstrukcyjne są dobrane właściwie. Proces przejściowy (rys. 5.1b) był wywołany nagłym przyrostem natężenia  $\Delta Q$ . Proces przejściowy jako konsekwencja szybkiej zmiany nastawy jest szczególnie ważny w zaworach proporcjonalnych i serwowaworach. Do oceny właściwości dynamicznych, zwłaszcza serwowaworów, wykorzystuje się charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe, opisujące poprawność odwzorowań cyklicznych i szybkozmiennych nastaw serwowaworów. Producenci zaworów hydraulicznych podają w katalogach charakterystyki statyczne, które pozwalają na ocenę dokładności działania zaworu. Rzadziej prezentowane są charakterystyki dynamiczne, zwłaszcza zaworów konwencjonalnych.

## 5.2. UKŁAD DYNAMICZNY W PRZESTRZENI STANÓW

Modele matematyczne opisujące właściwości dynamiczne układów technicznych (także hydraulicznych) mogą być dwojakiego rodzaju:

- o parametrach rozłożonych.
- o parametrach skupionych,

W modelu pierwszym, układ reprezentują zmienne będące funkcjami położenia i czasu, a do ich opisania służą równania różniczkowe cząstkowe. W modelu drugim, układ reprezentują zmienne będące funkcjami tylko czasu – opisane za pomocą równań różniczkowych zwyczajnych.

Typowym elementem o parametrach rozłożonych, w analizie układów hydraulicznych, jest długa linia przewodu hydraulicznego. Pozostałe elementy można traktować najczęściej jako parametry skupione. Model układu hydraulicznego to często model mieszany o jednym lub kilku parametrach rozłożonych i wielu parametrach skupionych. W takim przypadku najczęściej elementy o parametrach rozłożonych zastępuje się zbiorem elementów o parametrach skupionych. Uzyskuje się zatem ostatecznie model układu hydraulicznego o parametrach skupionych. Modele zaworów hydraulicznych mają natomiast wyłącznie parametry skupione – nie występują w nich elementy o parametrach rozłożonych. Dalsza analiza zawarta w pracy będzie dotyczyć modeli o parametrach skupionych.

Stan układu charakteryzuje zbiór zmiennych dynamicznych. Do pełnego opisu zachowania układu potrzebna jest minimalna liczba  $n$  zmiennych stanu  $x_1, x_2, \dots, x_n$ . Taki zbiór zmiennych stanu jest wektorem  $x$  o  $n$  składowych, nazywanym wektorem stanu. Przestrzeń stanów jest zatem  $n$  wymiarowa, a stan układu dynamicznego określa  $n$  równań różniczkowych pierwszego rzędu (5.1):

$$\begin{aligned}\frac{dx_1}{dt} &= f_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \\ \frac{dx_2}{dt} &= f_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \\ \frac{dx_n}{dt} &= f_n(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)\end{aligned}\tag{5.1}$$

gdzie:

- $t$  – czas,
- $\mathbf{x}$  – wektor stanu o  $n$  składowych, które są funkcjami czasu:  $x_1(t), x_2(t) \dots x_n(t)$ ,
- $\mathbf{u}$  – wektor wejścia o  $m$  składowych, które są funkcjami czasu  $u_1(t), u_2(t) \dots u_n(t)$ , (wektor wejścia to nastawy i zakłócenia oddziałujące na układ),
- $f_1, f_2 \dots f_n$  – nieliniowe funkcje wektora stanu, wektora wejścia i czasu.

Równanie (5.1) uzupełniają warunki początkowe (5.2) zmiennych stanu w czasie początkowym  $t_0$ :

$$\begin{aligned}x_1(t_0) &= x_{1_0} \\ x_2(t_0) &= x_{2_0} \\ x_n(t_0) &= x_{n_0}\end{aligned}\tag{5.2}$$

Jednoznaczne rozwiązanie zagadnienia początkowego (5.1) i (5.2) dla funkcji  $f_1, f_2 \dots f_n$ , spełniających bardzo ogólne założenia, wynika z twierdzenia *Cauchy'ego*. Rozwiązanie numeryczne układu równań (5.1) sprowadza się do jednoczesnego całkowania  $n$  równań przy  $\Delta t$ . Proces powtarza się wielokrotnie i w rezultacie uzyskuje się wartości dyskretne zmiennych stanu w odstępach  $\Delta t$ .

Wiele podstawowych zależności, tworzących model matematyczny układu hydraulicznego, wykazuje nieliniowość, np.:

- zależność określająca przepływ turbulentny przez przewód lub zawór,
- zależność określająca siłę hydrodynamicznego oddziaływania strumienia na elementy ruchowe,
- nieliniowości w równaniach pojawiające się też pod wpływem zmiany objętości komór, spowodowane przemieszczaniem się elementów ruchowych (tłoka siłownika, tłoczków i zaworów).

Zależności (5.1), zwykle nieliniaryzowane, są podstawą do symulacji procesu dynamicznego elementów i układów hydraulicznych. Jeżeli w tego typu układzie występuje przepływ laminarny (rzadko), to istnieją większe podstawy do linearyzacji równań (5.1), ponieważ zależności opisujące przepływ laminarny są równaniami liniowymi. Po linearyzacji równania (5.1) można przedstawić jako:

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu \quad (5.3)$$

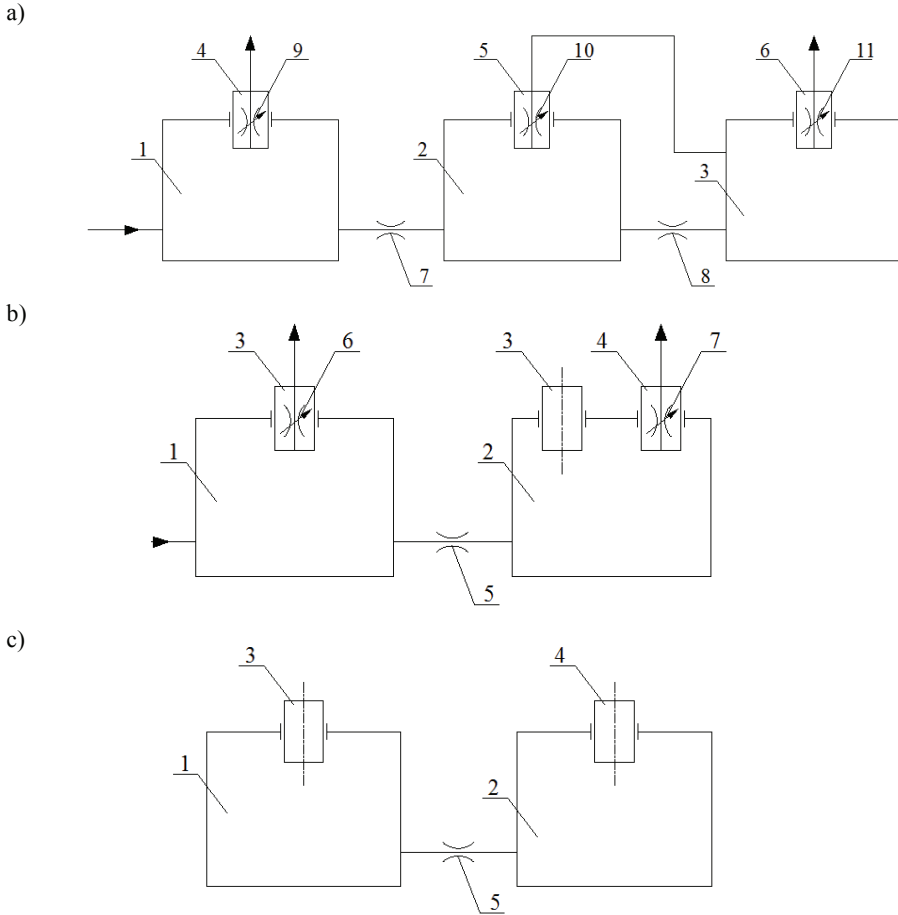
gdzie:

$A, B$  – macierze będące funkcjami parametrów konstrukcyjnych układu.

W ujęciu ogólniejszym, elementy macierzy  $A$  i  $B$  mogą być funkcjami czasu:  $A = A(t)$ ,  $B = B(t)$ . Postać linowa modelu dynamicznego (5.3) umożliwia korzystanie ze skutecznych procedur macierzowych.

### 5.3. ALGORYTM BUDOWY MODELU DYNAMICZNEGO W PRZESTRZENI STANÓW

W wyniku analizy układów hydraulicznych otrzymuje się układ równań różniczkowych pierwszego rzędu. Zmienne stanu są wielkościami fizycznymi charakterystycznymi dla układów hydraulicznych. Możliwa jest algorytmizacja [19] budowy modelu dynamicznego układu hydraulicznego polegająca na podziale, nawet bardzo złożonego układu, na połączone ze sobą mini-układy (rys. 5.2). Dowolny zawór lub układ hydrauliczny można podzielić na skończoną liczbę komór (1), (2), (3) (rys. 5.2a), których objętość jest zmieniana przez ruchowe elementy (4), (5), (6) (tłoczki). Komory są połączone przez zawory dławiące (7), (8) o stałym oporze i szczelinę (10) o zmiennym oporze w funkcji położenia elementu ruchowego (tłoczka). Inne szczeliny o zmiennym oporze (9), (11) łączą komory z otoczeniem. Na rysunkach 5.2b i c przedstawiono schematy rzeczywistych obiektów. Zawór przelewowy dwustopniowy (rys. 5.2b) składa się z dwóch komór (1), (2) tłoczków (3), (4) i zaworu o stałym oporze (5) oraz szczeliny o zmiennym oporze (6), (7). W komorze (2) przemieszczają się dwa tłoczki, przy czym tłoczek (3) przemieszcza się zarówno w komorze (1) jak i w komorze (2). Szczególnie prosty jest schemat tłumika ruchu (rys. 5.2c), składający się z dwóch komór (1), (2) dwóch tłoczków (3), (4) i jednego zaworu (5) o stałym oporze. Charakterystyczne dla tłumika ruchu jest brak dopływu do komory (1) i wypływu z komory (2).



Rys. 5.2. Schematy ułatwiające budowę modelu dynamicznego: a) przykładowy podział układu na mini-układy, b) zawór przelewowy dwustopniowy, c) tłumik ruchu

Dla każdej komory można napisać równanie bilansu przepływu:

$$Q_{mx} - Q_{my} = \frac{dm_c}{dt} \quad (5.4)$$

gdzie:

- $Q_{mx}, Q_{my}$  – masowe natężenia przepływu, dopływające i wypływające z komory,
- $m_c$  – masa cieczy w komorze,  $m_c = V\rho$ ,
- $t$  – czas,
- $V$  – objętość komory,
- $\rho$  – gęstość cieczy.

Ogólne równanie bilansu przepływu (5.4) do analizy dynamicznej po przekształceniach ma postać [11]:

$$\frac{V}{B_z} \frac{dp}{dt} = Q_x - Q_y - Av \quad (5.5)$$

gdzie:

- $p$  – ciśnienie w komorze,
- $B_z$  – moduł zastępczy,
- $Q_x, Q_y$  – objętościowe natężenie przepływu, dopływające i wypływające z komory,
- $A$  – pole powierzchni tłoczka,
- $v$  – prędkość tłoczka.

Moduł zastępczy w powyższym równaniu  $B_z$ , uwzględniający ściśliwość cieczy i ewentualnie odkształcanie komór, wyznacza się z równania [11]:

$$(1/B_z) = (1/B) + (1/B_v)$$

w którym  $B$  jest modułem sprężystości objętościowej cieczy, a  $B_v$  – modułem odkształcalności komór. Ze względu na zapowietrzenie cieczy, moduł jest funkcją ciśnienia  $B = B(p)$  [1].

Natężenia opisano znanymi zależnościami:

$$Q = Q(\Delta p) \quad \text{lub} \quad Q = Q(\Delta p, x),$$

gdzie:

- $\Delta p$  – różnica ciśnień między komorami lub pomiędzy komorą a otoczeniem,
- $x$  – przemieszczenie tłoczka.

Członem  $Av$  opisuje się natężenie związane ze zmianą geometryczną komory wywołaną ruchem tłoczka,

Równanie (5.5) jest jednym z równań tworzących model dynamiczny układu opisanego w przestrzeni stanów równaniami (5.1). Dla każdego elementu ruchowego (tłoczka) można napisać równanie ruchu:

$$m \frac{dv}{dt} = F_p + F_s + F_t + F_h \quad (5.6)$$

gdzie:

- $m$  – masa tłoczka,
- $v$  – prędkość tłoczka,
- $x$  – przemieszczenie tłoczka,
- $F_p = F_p(p)$  – siła oddziaływania hydrostatycznego na tłoczek,
- $F_s = F_s(x)$  – siła od elementu sprężystego,
- $F_t = F_t(p, v)$  – siła tarcia tłoczka,
- $F_h = F_h(p, x)$  – siła hydrodynamicznego oddziaływania strumienia na tłoczek.

Do równań stanu należy dołączyć równanie kinematyczne:

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (5.7)$$

Równania (5.5), (5.6) i (5.7) są równaniami stanu, opisującymi zjawiska dynamiczne zachodzące w jednej komorze, w jednym mini-układzie, na które podzielono rzeczywisty układ hydrauliczny. Ciśnienie, prędkość i przemieszczenie są zmiennymi

stanu i jednocześnie wielkościami fizycznymi. Model dynamiczny w przestrzeni stanów ma  $i_r$  równań różniczkowych pierwszego rzędu opisano zależnością:

$$i_r = i_k + 2i_t \quad (5.8)$$

gdzie:

- $i_k$  – liczba komór,
- $i_t$  – liczba elementów ruchowych (tłoczków).

## 5.4. OBSZAR STABILNEJ PRACY PODPORZY AEROSTATYCZNEJ – ĆWICZENIE 14

Ćwiczenie jest realizowane na podporze aerostaticznej (łożysku wzdłużnym – osiowym) usytuowanej w układzie pneumatycznym. Wyposażenie układu umożliwia zmianę parametrów roboczych w badanej podporze. Od realizujących ćwiczenie wymaga się podstawowych wiadomości dotyczących:

- podstawowych pojęć z zakresu drgań,
- drgań występujących w łożysku aerostaticznym.

### 5.4.1. Wiadomości wprowadzające

W pewnych warunkach układ techniczny wykazuje skłonności do niestabilnej pracy charakteryzującej się m.in. drganiami. Drgania można podzielić na:

- swobodne,
- wymuszone,
- samowzbudne.

Po wychyleniu ze stanu równowagi układ przyjmuje nowe położenie równowagi statycznej. Po ustąpieniu przyczyny wychylenia układ powraca do stanu równowagi pierwotnej. Ten ruch powrotny nazywany jest drganiami swobodnymi. Są one najczęściej szybko tłumiony proces przejściowy, powstały po wychyleniu układu ze stanu równowagi statycznej.

Drgania wymuszone związane są z oddziaływaniem czynników zewnętrznych na układ techniczny. Mają one najczęściej charakter cykliczny (harmoniczny). Częstość tych drgań jest równa częstości oddziaływania zewnętrznego (siły wymuszającej). Energia potrzebna do utrzymania tych drgań dostarczana jest z zewnątrz.

Drgania wymuszone są zjawiskiem powszechnie występującym w układach technicznych, gdyż są skutkiem wpływu oddziaływań środowiska otaczającego układ. Eliminowanie wpływu tych drgań dokonuje się, zwiększając sztywność i zdolności tłumiące elementów układu.

Gwałtowne zwiększenie amplitudy drgań wymuszonych występuje w przypadku, gdy częstość drgań wymuszonych jest bliska lub równa częstości drgań własnych układu. Zjawisko to nazywane jest rezonansem. Układ należy tak projektować, aby częstość drgań własnych nie pokrywała się ze spodziewaną częstością drgań wymuszonych.

Drgania samowzbudne są drganiami, których źródłem nie jest oddziaływanie zewnętrzne. Do wystąpienia drgań samowzbudnych muszą być spełnione warunki:

- układ ma tak dobrane parametry, że znajdzie się w obszarze pracy niestabilnej,
- układ ma wbudowane źródło energii zdolne do podtrzymania tych drgań.

Drgania samowzbudne występują wyłącznie w układach nieliniowych. W układach liniowych niestabilność układu związana jest z nieograniczonym wzrostem amplitudy, co zwykle prowadzi do awarii układu.

Projektując układy techniczne pracujące w pętli sprzężenia zwrotnego, dąży się do uzyskania możliwie dużych sztywności układu. Otrzymuje się wtedy odpowiednio dużą dokładność działania. Mniejsze są również amplitudy drgań wymuszonych takiego układu. Okazuje się jednak, że zbyt duża sztywność w układach nieliniowych może być przyczyną powstania drgań samowzbudnych – zjawiska niedopuszczalnego w układach technicznych.

#### **5.4.2. Drgania w układach hydraulicznych i pneumatycznych**

Jednym z możliwych źródeł drgań w układach hydraulicznych jest pompa wyporowa. Z powodu niejednostajnej prędkości elementów wyporowych pompy (np. tłoczków), nie otrzymuje się stałego natężenia przepływu, lecz przepływ pulsacyjny, który generuje pulsację ciśnienia, a ta z kolei, np. pulsację momentu na wale silnika obrotowego. W ten sposób drgania wymuszone przenoszone są na elementy napędzanego układu.

Bardzo niekorzystnym zjawiskiem w układach hydraulicznych jest nagłe zatrzymanie płynnego strumienia. Płynący strumień cieczy najczęściej przemieszcza określoną masę lub obraca wirnik o określonym momencie bezwładności. Przy nagłym zatrzymaniu strumienia suma energii kinetycznej cieczy i elementów mechanicznych zamienia się na energię ciśnienia. Zjawisko to nazywa się uderzeniem hydraulicznym. Wzrost ciśnienia jest tym większy, im krótszy jest czas zamknięcia zaworu. Uderzenie hydrauliczne może wystąpić na przykład przy nagłym zatrzymaniu siłownika transportującego dużą masę.

Drgania samowzbudne mogą powstać w układach hydraulicznych wyposażonych w zawory pracujące w pętli sprzężenia zwrotnego przy dużym wzmocnieniu. Do takich zaworów należą serwozawory hydrauliczne i elektrohydrauliczne. Zmniejszenie wzmocnienia przez obniżenie ciśnienia zasilania tych zaworów stabilizuje ich pracę. Innym sposobem poprawy stabilności serwozaworu może być celowo wprowadzony przeciek wewnętrzny między komorami siłownika serwozaworu [1].

Układy pneumatyczne zasilane są z sieci pneumatycznej lub ze zbiorników indywidualnych sprężarek. Ciśnienie na wejściu do układu pneumatycznego stabilizowane jest za pomocą zaworu redukcyjnego. Na wejściu w układach pneumatycznych nie powinna pojawić się pulsacja ciśnienia tak powszechna w układach hydraulicznych.

Zjawisko wzrostu ciśnienia związane z nagłym zatrzymaniem samej masy powietrza, z uwagi na małą gęstość powietrza jest niezauważalne. Efekt uderzenia pneumatycznego (analogicznego do uderzenia hydraulicznego) może być zauważony jedynie przy jednoczesnym przemieszczeniu większych mas.

Powietrze charakteryzuje się bardzo dużą ściśliwością. Jest ona około 2000 razy większa od ściśliwości cieczy (oleju), co ogranicza stosowanie napędu pneumatycznego do przenoszenia obciążeń stałych w czasie. W napędach tych występują trudności z uzyskaniem małych, stabilnych prędkości ruchu siłownika pneumatycznego.

#### **5.4.3. Drgania w łożyskach aerostatycznych**

W łożyskach aerostatycznych mogą występować drgania samowzbudne [2]. Jedną z ich przyczyn jest zbyt duża objętość komór łożyska. Zwiększenie obciążenia przyłożonego do wału powoduje zbliżenie się wału do panwi i zmniejszenie szczeliny

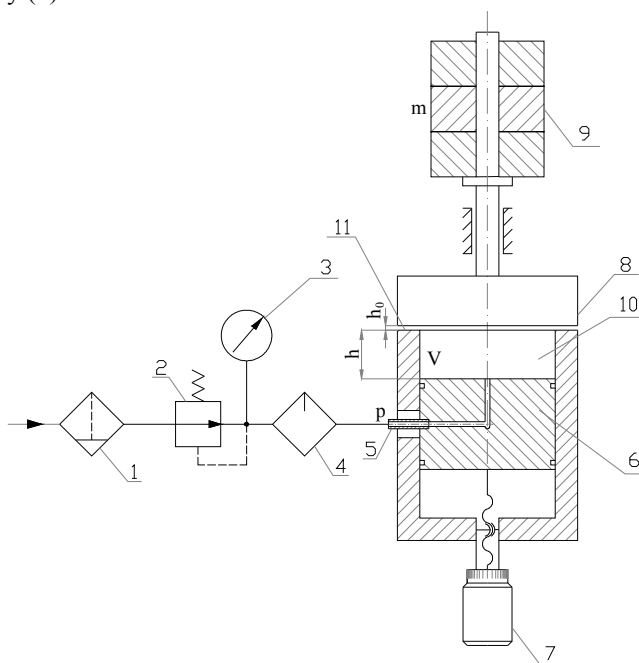


w łożysku. Z uwagi na zbyt duże wymiary komory i dużą ściśliwość powietrza nie następuje jednak szybka reakcja ze strony powietrza zawartego w komorze. Przy określonej wartości ciśnienia musi wystąpić określony czas potrzebny do wypełnienia się komory powietrzem i dopiero wtedy możliwy jest ruch powrotny wału. Zjawisko to może spowodować intensywne drgania samowzbudne nazywane „młotem pneumatycznym”.

#### 5.4.4. Proponowany przebieg ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie stabilnego zakresu pracy podpory aerostaticznej.

Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 5.3. Układ składa się z komory (10) łożyska aerostaticznego wzdłużnego, której objętość  $V$  jest regulowana zmianą położenia tłoka (6) za pomocą mikromierza (7). Obciążanie płyty (8) łożyska dokonuje się za pomocą obciążników (9). Układ jest wyposażony w stację przygotowania powietrza, składającą się z filtra powietrza (1), smarownicy (4) oraz zaworu redukcyjnego (2) z manometrem (3). Za pomocą zaworu redukcyjnego można regulować ciśnienie zasilania  $p$ , przy którym powietrze dostarczane jest do komory przez zawór dławiący (5).



Rys. 5.3. Stanowisko modelowe aerostaticznego łożyska wzdłużnego do badania stabilności pracy: 1 – filtr, 2 – zawór redukcyjny, 3 – manometr, 4 – smarownica, 5 – zawór dławiący, 6 – tłok, 7 – śruba mikrometryczna, 8 – płytka obciążająca, 9 – obciążniki, 10 – komora podpory, 11 – szczelina podpory;  $h_0$  – wysokość szczeliny dławiącej podpory,  $h$  – wysokość komory

Dla danej masy  $m$  i ciśnienia  $p$  na stanowisku badawczym, należy wyznaczyć objętość komory  $V$ , przy której łożysko przechodzi z zakresu pracy stabilnej do niestabilnej.

Wyniki przedstawić w postaci tabelarycznej – tabela 5.1 i wykreślnej – wykres  $V = f(p)$ . Wykresy sporządzić w układzie  $V-p$ , dla różnych obciążeń podpory. Krzywa na wykresie będzie oddzielała obszary stabilnej i niestabilnej pracy łożyska.

Tabela 5.1. Wyniki pomiarów i obliczeń niezbędnych do wyznaczenia funkcji  $V = f(p)$

Lp.	$m$	$p$	$h$	$V$
	$m_1$			
	$m_2$			
	$m_3$			

W karcie kontrolnej należy umieścić:

- schemat stanowiska badawczego,
- protokół pomiarów
- wykres  $V = f(p)$ .

Sprawozdanie powinno ponadto zawierać:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych czynności,
- wnioski wynikające z przeprowadzonych badań.

## 5.5. BADANIA SYMULACYJNE I EKSPLOATACYJNE TŁUMIKA HYDRAULICZNEGO – ĆWICZENIE 15

Realizacja ćwiczenia wymaga układu hydraulicznego z usytuowanym w nim tłumikiem hydraulicznym. Schemat takiego układu przedstawiono w dalszej części tego rozdziału. Do realizacji tego ćwiczenia niezbędne są ponadto wiadomości dotyczące:

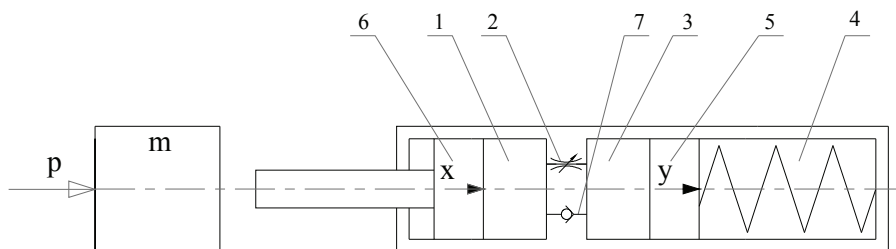
- podstawowych pojęć z zakresu zastosowania elementów hydraulicznych w ruchach przestawnych,
- znajomości modelu matematycznego tłumika hydraulicznego.

### 5.5.1. Wprowadzenie

Wiele urządzeń mechanicznych realizuje ruchy przestawne. Występują w nich trzy fazy: przyspieszenia, ruchu ustalonego i hamowania. Ruchy przestawne zazwyczaj determinują czasy pomocnicze procesu technologicznego dlatego też ich minimalizacja ma szczególne znaczenie. W coraz większym stopniu do dyssypacji energii ruchomych elementów stosuje się tłumiki hydrauliczne z uwagi na możliwość uzyskania przebiegu opóźnienia hamowania w dużym zakresie obciążeń.

Na rysunku 5.4 przedstawiono schemat tłumika hydraulicznego stanowiącego w proponowanym ćwiczeniu obiekt badań [16, 17, 19]. Energia kinetyczna ruchomego elementu o masie  $m$  w trakcie hamowania, po zamianie na energię ciśnienia w komorze (1), rozpraszana jest przy przepływie przez zawór dławiący (2). Olej z komory (1) przepływa do zasobnika (3). Ruch powrotny tłumika uzyskuje się za pomocą sprężyny (4)

i tłoka zasobnika (5). Jeżeli wymagany jest bardzo szybki powrót tłoka (6) do stanu początkowego, w tłumiku powinien być zainstalowany zawór zwrotny (7).



Rys. 5.4. Schemat tłumika hydraulicznego: 1 – komora główna, 2 – zawór dławiący, 3 – komora zasobnika, 4 – sprężyna, 5 – tłok zasobnika, 6 – tłok głowicy, 7 – zawór zwrotny

### 5.5.2. Model matematyczny tłumika i jego badania symulacyjne

Model dynamiczny procesu hamowania tłumikiem hydraulicznym ma postać układu równań różniczkowych składających się z równań bilansu przepływu (5.9) i (5.10) oleju w tłumiku i równań ruchu (5.11) i (5.12) [10, 15]:

$$A_1 \cdot v_1 - \frac{p_1 - p_2}{R} = \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (5.9)$$

$$\frac{p_1 - p_2}{R} - A_2 \cdot v_2 = \frac{V_2}{B} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (5.10)$$

$$P - p_1 \cdot A_1 - T_1 = (m + m_1) \cdot \frac{dv_1}{dt} \quad (5.11)$$

$$p_2 \cdot A_2 - S - k \cdot y - T_2 = m_2 \cdot \frac{dv_2}{dt} \quad (5.12)$$

gdzie:

- $P$  – siła,
- $m$  – masa hamowana,
- $m_1$  – masa tłoka głównego,
- $x$  – przemieszczenie tłoka głównego,
- $y$  – przemieszczenie tłoka zasobnika,
- $p_1, p_2$  – ciśnienia w komorach tłumika,
- $A_1, A_2$  – pola powierzchni tłoków,
- $R$  – opór hydrauliczny zaworu dławiącego z przepływem laminarnym,
- $T_1, T_2$  – siły tarcia tłoków, które są funkcjami ciśnienia i prędkości:  
 $T_1 = T_1(p_1, v_1)$ ,  $T_2 = T_2(p_2, v_2)$ ,
- $v_1, v_2$  – prędkości tłoków,
- $m_2$  – masa tłoka zasobnika,
- $V_1, V_2$  – objętości komór:  $V_1 = V_{01} + A_1 x$ ,  $V_2 = V_{02} + A_2 y$ ,  
gdzie:  $V_{01}$ ,  $V_{02}$  – objętości początkowe komór,
- $B$  – moduł sprężystości objętościowej oleju,
- $S, k$  – napięcie wstępne i sztywność sprężyny tłumika,
- $T$  – czas.

W przypadku gdy stosuje się zawór z przepływem turbulentnym równania (5.9) i (5.10) ulegają modyfikacji do postaci:

$$A_1 \cdot v_1 - c \sqrt{p_1 - p_2} = \frac{V_1}{B} \frac{dp_1}{dt} \quad (5.13)$$

$$c \sqrt{p_1 - p_2} - A_2 \cdot v_2 = \frac{V_2}{B} \frac{dp_2}{dt} \quad (5.14)$$

Właściwości dynamiczne analizowanego tłumika, opisuje sześć zmiennych stanu:  $x, y, p_1, p_2, v_1, v_2$ . Po to, aby układ równań (5.9÷5.12) można było rozwiązać, musi być on uzupełniony o kolejne dwa równania, którymi są następujące równania kinematyki:

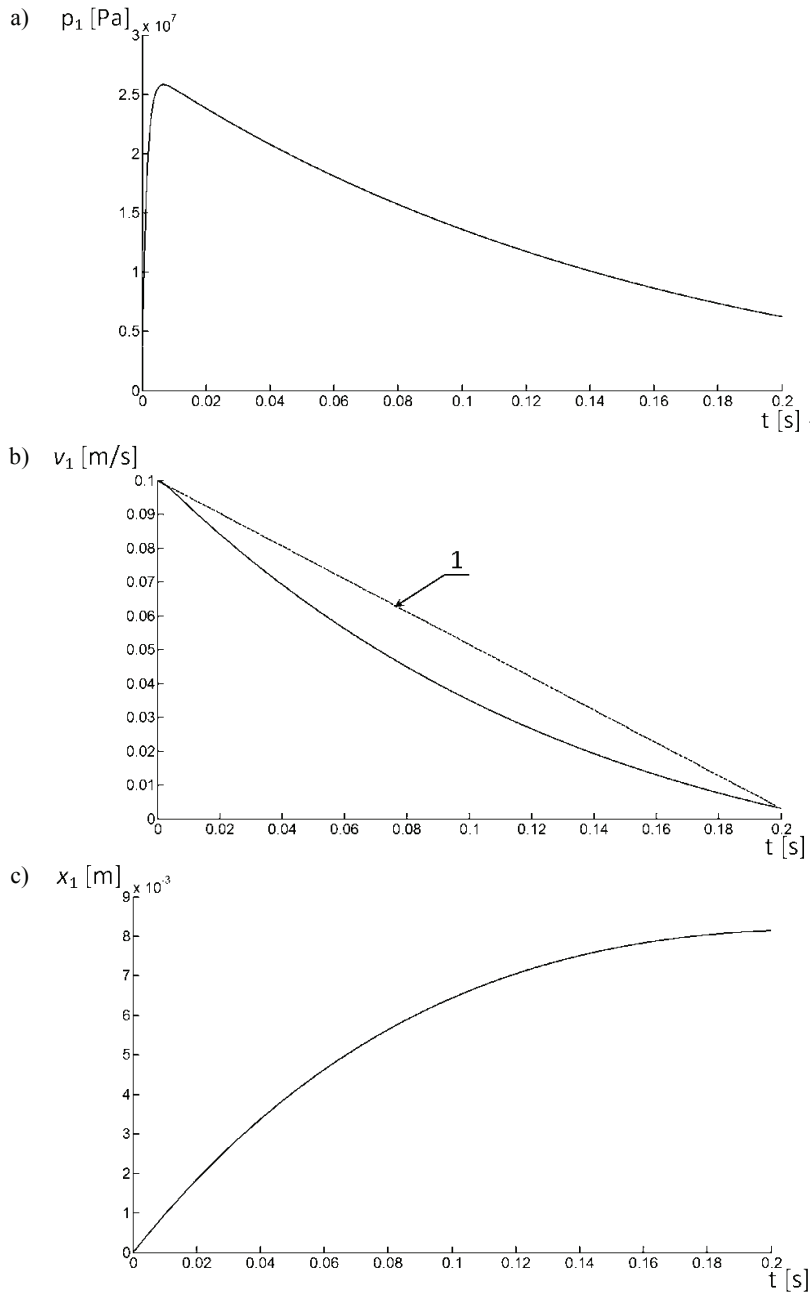
$$v_1 = \frac{dx}{dt} \quad (5.15)$$

$$v_2 = \frac{dy}{dt} \quad (5.16)$$

Dla modelu matematycznego opisanego w pracy równaniami (5.9)÷(5.12) przeprowadzono obliczenia symulacyjne hamowania obiektu o masie  $m = 6000$  kg, poruszającego się z prędkością  $v = 0,1$  m·s<sup>-1</sup>. Średnica tłoka tłumika wynosiła  $d = 16$  mm, a wstępne ciśnienie w komorze tłumika  $p = 0,6$  MPa.

Szczególnie ważne dla konstruktora są dwie zmienne stanu: prędkość tłoka  $v_1$  obrazująca proces hamowania i ciśnienie  $p_1$ , zwłaszcza maksymalna wartość ciśnienia podczas hamowania (rys. 5.5).

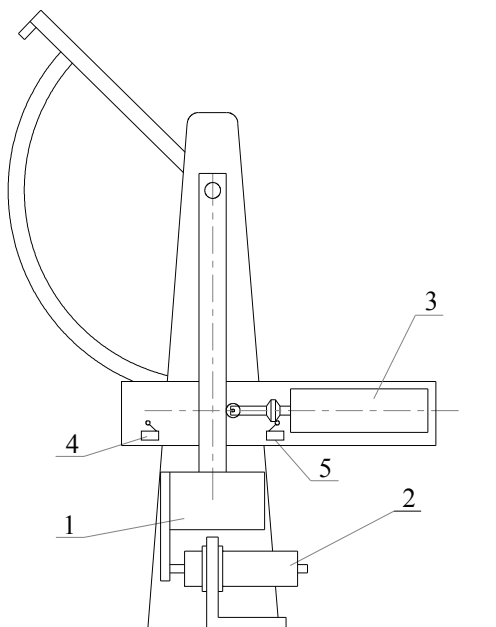
Proces hamowania przebiega w czasie 0,2 s na drodze 8 mm (rys. 5.5c). Na rysunku 5.5b linia „1” opisuje proces hamowania ze stałym ujemnym przyspieszeniem. Najkorzystniej wówczas przenoszone są przeciążenia na hamowany układ mechaniczny. W badanym tłumiku, dzięki zastosowaniu zaworu dławiącego z przepływem laminarnym w strukturze konstrukcyjnej tłumika, proces hamowania zbliżony jest do hamowania ze stałym ujemnym przyspieszeniem.



Rys. 5.5. Charakterystyki czasowe procesu hamowania [19]: a) ciśnienia, b) prędkości, c) przemieszczenia

### 5.5.3. Stanowisko do badań eksploatacyjnych

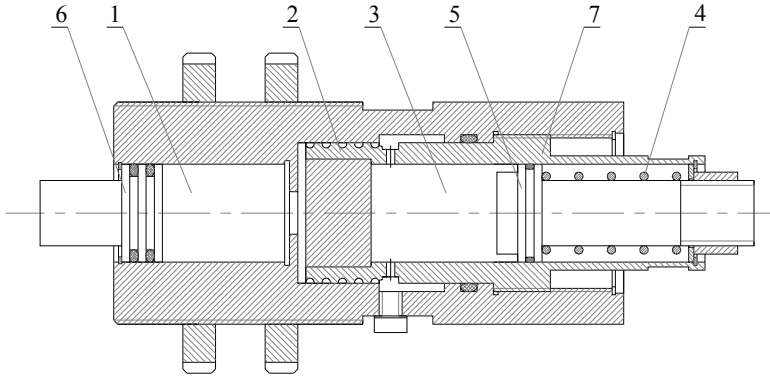
Na rysunku 5.6 przedstawiono schemat stanowiska pomiarowego. Tłumik hydrauliczny (2) jest obciążany okresowymi uderzeniami młota Charpy'ego (1). Odchylenie dźwigni młota następuje za pomocą siłownika pneumatycznego (3). Po odchyleniu ramienia o nastawioną wartość, zderzak przymocowany do tłoczyska siłownika włącza łącznik drogowy (4) i tłok siłownika cofa się. Następuje uderzenie młota o tłumik (2). W tym położeniu zderzak tłoczyska włącza drugi łącznik drogowy (5), który powoduje odchylenie ramienia młota Charpy'ego w górne położenie. Częstotliwość uderzeń młota nastawia się za pomocą zaworu dławiąco-zwrotnego. Liczba uderzeń młota zliczana jest przez pneumatyczny licznik impulsów.



Rys. 5.6. Widok stanowiska do badań eksploatacyjnych tłumika hydraulicznego: 1 – młot Charpy'ego, 2 – badany tłumik hydrauliczny, 3 – siłownik pneumatyczny, 4, 5 – łączniki drogowe

Na rysunku 5.7 przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne badanego tłumika hydraulicznego. Konstrukcja tłumika jest zgodna ze schematem przedstawionym na rysunku 5.4.

W tłumiku umożliwiono regulację dławienia poprzez zmianę czynnej długości linii śrubowej za pomocą nakrętki (7). Na końcu nakrętki nacięto na powierzchni walcowej linię śrubową (2). Zmiana położenia nakrętki powoduje jednocześnie regulację napięcia wstępnego sprężyny (4).



Rys. 5.7. Rozwiązanie konstrukcyjne tłumika hydraulicznego ze śrubowym zaworem dławiącym:  
 1 – komora główna, 2 – rowek śrubowy, 3 – komora zasobnika, 4 – sprężyna, 5 – tłok zasobnika, 6 – tłok główny, 7 – nakrętka z rowkiem śrubowym

W przedstawionej na rysunku 5.7 konstrukcji tłumika nie przewidziano zaworu zwrotnego, który umieszczony był na schemacie ideowym – rysunek 5.4. Szybki powrót tłoka, w tej konstrukcji zaworu nie wymaga zastosowania zaworu zwrotnego.

#### 5.5.4. Proponowany przebieg ćwiczenia

Ćwiczenie proponuje się realizować na dwóch etapach:

1. Na tym etapie należy wykonać badania symulacyjne tłumika hydraulicznego. Przeprowadzić je dla określonych parametrów pracy tłumika:

- masy hamowanej,
- prędkości początkowej masy hamowanej.

Dokonać doboru parametrów tłumika. Przedstawić w postaci graficznej przebiegi prędkości i ciśnienia w komorze głównej.

2. W tej fazie ćwiczenia należy przeprowadzić badania eksploatacyjne polegające na uruchomieniu stanowiska i obserwacji pracy tłumika na stanowisku badawczym, po wykonaniu czynności wstępnych:

- zapoznaniu się z budową stanowiska do badań eksploatacyjnych,
- narysowaniu schematu układu pneumatycznego realizującego automatycznie ruch młota Charpy’ego

– zapoznaniu się z konstrukcją tłumika,

Zdolność tłumiącą badanego tłumika należy ocenić przy różnych jego nastawach.

W karcie kontrolnej należy umieścić:

- schemat stanowiska badawczego,
- protokół pomiarów.

Poza kartą kontrolną w sprawozdaniu należy umieścić:

- krótkie wprowadzenie,
- opis przeprowadzonych czynności,
- wnioski wynikające z przeprowadzonych działań.

## 5.6. PODSUMOWANIE ROZDZIAŁU 5

Zagadnienia przedstawione w poprzednich rozdziałach miały charakter statyczny, tzn. nie były rozpatrywane w funkcji czasu. W rozdziale 5 własności elementów, zespołów i układów ujęto w układzie dynamicznym. Ze względu na istniejące analogie prezentowane są one wspólnie dla układów hydraulicznych i pneumatycznych. Praktyczne poznanie zagadnień dynamicznych tych układów jako rezultat realizacji dwóch zaproponowanych ćwiczeń wykorzystane może być w procesach eksploatacji układów, pozwalając na zapewnienie właściwych jej warunków. Na podstawie informacji zawartych w treści tego rozdziału, wykorzystując także wiedzę i umiejętności nabyte podczas realizacji ćwiczeń, można ponadto zidentyfikować czynniki mające wpływ na proces eksploatacji układów hydraulicznych i pneumatycznych.



## 6. PODSUMOWANIE KOŃCOWE

Układy hydrauliczne i pneumatyczne stanowią składowe strukturalne licznych maszyn technologicznych występujących w wielu różnych sferach działalności ludzkiej: od branż przemysłowych (elektronika, automatyka, elektromechanika, budownictwo) poprzez medycynę (aparatura wspomagająca diagnozowanie, leczenie i rehabilitację), aż do kultury i sztuki (wyposażenie techniczne w teatrach i kinematografii). Wynika to z licznych zalet napędów, które zostały zaprezentowane w pracy. Trudno dzisiaj wyobrazić sobie tokarskie bądź frezarskie centrum obróbkowe bez układów hydraulicznych lub pneumatycznych. Napędy tego rodzaju spełniają w nich wiele funkcji, np. realizacja ruchów głównych oraz pomocniczych, bez których użytkowanie takich obrabiarek byłoby mniej efektywne [5], a zastąpienie ich innymi rodzajami napędu spowodowałoby znaczne zwiększenie złożoności konstrukcji maszyny.

Wymienione cechy napędów hydraulicznych i pneumatycznych (ich zalety, ale też i wady) spowodowały dynamiczny rozwój w zakresie zespołów i elementów występujących w tych napędach. Doskonali się znane rozwiązania konstrukcyjne i opracowuje nowe. Powoduje to sytuację, w której niezbędna jest ciągła aktualizacja wiedzy przez osoby zajmujące się budową (konstruowaniem i wytwarzaniem) zespołów i elementów hydraulicznych i pneumatycznych, a także eksploatacją tego typu układów.

Doskonalenie istniejących rozwiązań wymaga dobrej znajomości podstaw i do tego przydatna może być niniejsza publikacja. Realizacja zaproponowanych w nim ćwiczeń przyczynić się powinna do utrwalenia wiedzy zdobytej podczas wykładów. Lektura tej książki pozwoli ponadto na zidentyfikowanie istniejących ograniczeń stosowania napędów hydraulicznych lub pneumatycznych.

Zawarte w treści opisy piętnastu ćwiczeń wymagających praktycznych umiejętności stanowią jedynie materiał przykładowy. Wykorzystując wiedzę nabytą w wyniku lektury niniejszego opracowania, można opracować kolejne ćwiczenia, bez zakupu dodatkowego wyposażenia. Niewielkie uzupełnienie umożliwi dalsze rozszerzenie oferty dydaktycznej. Informacje zawarte w opracowaniu mogą przy tym stanowić wskazówkę, o jakie elementy należałoby uzupełnić wyposażenie laboratorium, aby bez dużych inwestycji rozszerzyć merytoryczne możliwości dydaktyczne.

Autorzy mają nadzieję, że realizacja ćwiczeń proponowanych w monografii – poza wartościami poznawczymi – spowoduje nabycie praktycznych umiejętności w szerokim zakresie projektowania układów hydraulicznych i pneumatycznych, a także, lecz w ograniczonym zakresie, eksploataowania tych układów. Publikacja powinna więc stanowić efektywną pomoc w nowoczesnym procesie dydaktycznym, którego celem, oprócz zdobywania wiedzy, jest również rozwijanie umiejętności, a także kształtowanie prawidłowych postaw.

Należy zauważyć, że zaprezentowana w Aneksie metoda analizy i opracowania wyników badań może być wykorzystana w realizacji wszelkich badań eksperymentalnych.

## ANEKS

### METODA ANALIZY I OPRACOWANIA WYNIKÓW POMIARÓW

Wyniki przeprowadzonych pomiarów, uzyskiwane nawet w tych samych warunkach doświadczalnych, zawsze będą różniły się między sobą. Wynika to z tego, że obarczone są odchyłkami, a jako główne ich przyczyny można wymienić:

- niedokładność metody,
- dokładność przyrządów pomiarowych,
- błędy przeprowadzającego pomiary.

Wyżej wymienione przyczyny powodują, że każdy pomiar jest zdarzeniem losowym. Opracowując wyniki pomiarów określa się, w jakim stopniu wyniki te reprezentują rzeczywistość. Z tego powodu, aby na podstawie rezultatów pomiarów można było formułować wnioski, ich wyniki należy opracować przede wszystkim statystycznie. Spośród wielu istniejących metod pozwalających cel ten osiągnąć poniżej przedstawiono jedną z nich.

Opracowanie matematycznego modelu obiektu badań wymaga znalezienia wielowymiarowej funkcji regresji, której równanie można zapisać w ogólnej postaci:

$$\hat{y} = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_nx_n \quad (\text{A.1})$$

Określenie nieznanymi wartości parametrów  $a_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) funkcji regresji wymaga przeprowadzenia  $m$  pomiarów, wyznaczając macierz wejścia  $\mathbf{X}$ :

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \cdot & & & & \\ \cdot & & & & \\ \cdot & & & & \\ 1 & x_{m1} & x_{m2} & \dots & x_{mn} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

gdzie:

$x_{ij}$  – wartość zmiennej  $x_j$  przy  $i$ -tym pomiarze

oraz macierz wyjść  $\mathbf{Y}$ :

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ y_m \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

Współczynniki regresji wyznacza się metodą najmniejszych kwadratów:

$$\sum_{i=1}^{i=m} \left( y_i - \sum_{j=0}^{j=n} a_j x_{ij} \right)^2 = \min. \quad (\text{A.4})$$

Zagadnienie wyznaczenia współczynników regresji można przedstawić prosto w zapisie macierzowym. Niech  $A$  będzie macierzą kolumnową:

$$A = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

a  $X^T$  – macierzą transponowaną względem macierzy  $X$ , to można wykazać, że:

$$A = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (\text{A.6})$$

gdzie:

$(X^T X)^{-1}$  – jest macierzą odwrotną względem macierzy  $X^T X$ .

Miarą dopasowania linii regresji do punktów pomiarowych jest wariancja resztowa  $\sigma^2$  i odchylenie standardowe resztowe  $\sigma$ :

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{m-n-1} \sum_{i=1}^{i=m} \left( y_i - \sum_{j=0}^{j=n} a_j x_{ij} \right)^2} \quad (\text{A.7})$$

Do określenia natężenia związku między wyjściem  $y$  (A.3) a wyjściem modelu  $\hat{y}$  (A.1) służy współczynnik korelacji wielowymiarowej  $R$  określony zależnością:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^{i=m} (y_i - \bar{y})(\hat{y}_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{i=m} (y_i - \bar{y})^2 \sum_{i=1}^{i=m} (\hat{y}_i - \bar{y}_i)^2}} \quad (\text{A.8})$$

gdzie:

$\bar{y}$  jest średnią elementów macierzy  $\mathbf{Y}$  (A.3):

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^{i=m} y_i \quad (\text{A.9})$$

Współczynnik  $R$  można również wyznaczyć z poniższej, mniej skomplikowanej zależności:

$$R = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{i=m} (\hat{y}_i - \bar{y})^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{i=m} (y_i - \bar{y})^2}} \quad (\text{A.10})$$

Współczynnik korelacji wielowymiarowej  $R$  jest wielkością unormowaną, tzn.

$$0 \leq R \leq 1$$

Wartości  $R$  bliskie 1 świadczą o silnym związku pomiędzy wyjściem  $y$  a wyjściem modelu  $\hat{y}$ .

Współczynnik regresji  $a_i$  jest zmienną losową o wartości oczekiwanej określonej zależnością (A.4) i odchyleniu standardowym  $\sigma_{ai}$ , przy czym:

$$\sigma_{ai} = \sigma \sqrt{c_{ii}} \quad (\text{A.11})$$

gdzie:

- $\sigma$  – odchylenie standardowe resztowe (A.7),
- $c_{ii}$  – element macierzy  $\mathbf{C} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1}$ .

Szczególnie duże znaczenie ma wyznaczenie przedziału ufności (na poziomie ufności  $1 - \alpha$ ) dla prognozowanej wartości wyjścia  $\hat{y}^o$  odpowiadającej wartościom wejść:

$$x_1^o, x_2^o, \dots, x_n^o$$

gdzie:

$$\hat{y}^o = a_0 + a_1 x_1^o + a_2 x_2^o + \dots + a_n x_n^o$$

Wprowadzono oznaczenie macierzy wierszowej  $\mathbf{X}^0$  następującej postaci:

$$\mathbf{X}^0 = [1, x_1^o, x_2^o, \dots, x_n^o]$$

Przedział ufności dla funkcji regresji (prognozowanej wartości wyjścia  $\hat{y}^o$ ) wynosi:

$$|y^o - \hat{y}^o| < t_{kr} \sigma \sqrt{X^o (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} (X^o)^T} \quad (\text{A.12})$$

gdzie:

- $t_{kr}$  – wartość wyznaczana z tablic rozkładu t-Studenta dla poziomu ufności  $1 - \alpha$  i liczby stopni swobody  $m - n - 1$ ,
- $\sigma$  – odchylenie standardowe resztowe (A.7),
- $(\mathbf{X}^0)^T$  – macierz transponowana macierzy  $\mathbf{X}^0$ ,
- $\mathbf{X}$  – macierz wejść (A.2).

Wartość przedziału ufności (A.12) zależy od wartości wejścia  $\mathbf{X}^0$ .

W proponowanej metodzie stosuje się usuwanie z pierwotnej postaci funkcji regresji po jednym członie najmniej istotnym, aż do stanu gdy wszystkie pozostałe okażą się istotne. Szacowanie istotności danego członu dokonuje się na podstawie testu t. Wartość statystyki wyznacza się w nim z zależności:

$$t = \frac{|a_i|}{\sigma_{a_i}} \quad (\text{A.13})$$

w której:

- $a_i$  – i-ty współczynnik regresji,
- $\sigma$  – odchylenie standardowe współczynnika  $a_i$  (A.11).

Z tablic t-Studenta wyznacza się wartość  $t_{kr}$  na przyjętym poziomie istotności  $\alpha$  (np.  $\alpha = 0,05$ ) i liczbie stopni swobody  $m - n - 1$ . Jeżeli spełniona jest nierówność  $t > t_{kr}$ , to odrzuca się hipotezę o nieistotności współczynnika regresji  $a_i$ . W przeciwnym przypadku, tzn. gdy  $t \leq t_{kr}$ , nie ma podstaw do odrzucenia tej hipotezy. W praktyce przyjmuje się wówczas  $a_i = 0$ .

W celu sprawdzenia hipotezy o adekwatności funkcji regresji tworzy się statystykę korzystając ze wzoru:

$$t = \frac{|\hat{y}^o - \bar{y}^o|}{\sigma \sqrt{(X^o)^T (X^T X)^{-1} X^o + \frac{1}{P}}} \quad (\text{A.14})$$

w którym:

- $P$  – liczba obserwacji (pomiarów),
- $\bar{y}^o$  – wartość średnia z  $P$  obserwacji w punkcie  $x^o$ ,
- $\sigma$  – resztowe odchylenie standardowe (A.7).

Jeżeli przy porównaniu statystyki (A.14) z wartością krytyczną  $t_{kr}$  odczytaną z tablic rozkładu t-Studenta, dla  $m - n - 1$  stopni swobody i przyjętego poziomu istotności zachodzi nierówność:  $t > t_{kr}$ , to odrzuca się hipotezę o adekwatności modelu (równania regresji) do badanego obiektu, natomiast w przypadku gdy  $t \leq t_{kr}$  – nie ma podstaw, aby powyższą hipotezę odrzucić. W skrajnym przypadku minimalna liczba powtórzeń może wynosić  $P = 1$ .

W przypadku sprawdzania hipotezy o adekwatności modelu w  $k$  punktach, dla każdego z nich tworzy się statystykę wg zależności (A.14), przyjmując poziom istotności  $\alpha/k$ . Należy przyjąć, że hipoteza o adekwatności została zweryfikowana pozytywnie wówczas, gdy jest spełniona we wszystkich  $k$  punktach.

Przedstawione powyżej zależności wielowymiarowej analizy regresyjnej oraz statystyki do testowania hipotez wykorzystuje się do opracowania wyników badań doświadczalnych realizowanych w opisanych w pracy ćwiczeniach, a także wyników analiz teoretycznych.

## LITERATURA

- [1] Guillon M., 1967. Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT Warszawa.
- [2] Kazimierski Z., Krysiński J., 1981. Łożyskowanie gazowe i napędy mikroturbinowe. WNT Warszawa.
- [3] Osiecki A., 1998. Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT Warszawa.
- [4] PN-81/C-04177. Oznaczanie cząstek stałych w cieczy.
- [5] PN-ISO 1219-1.1994. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Symbole graficzne i schematy układów. Symbole graficzne.
- [6] PN-ISO 4406.1994. Klasy czystości cieczy.
- [7] PN-ISO 1219-2.1998. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Symbole graficzne i schematy układów. Schematy układów.
- [8] Stryczek S., 1995. Napęd hydrostatyczny. T. I – elementy. T. II – układy. WNT Warszawa.
- [9] Styp-Rekowski M., 2004. Zagadnienia tribologiczne w budowie obrabiarek skrawających. Wyd. Uczeln. ATR w Bydgoszczy.
- [10] Szenajch W., 1983. Przyrządy, uchwyty i sterowanie pneumatyczne. WNT Warszawa.
- [11] Szenajch W., 1997. Napęd i sterowanie pneumatyczne. WNT Warszawa.
- [12] Szydelski Z., 1999. Napęd i sterowanie hydrauliczne. WKiŁ Warszawa.
- [13] Zastempowski B., 1984. Charakterystyki hydrauliczne zaworów dławiących śrubowych. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 5, 136-140.
- [14] Zastempowski B., 1989. Badania symulacyjne hydraulicznego tłumika ruchu. Mat. Symp. Modelowanie w mechanice, Politechnika Śląska Gliwice, 403-408.
- [15] Zastempowski B., 1999. Bilans cieplny zasilacza hydraulicznego. Mat. Konf. N-T. Napęd hydrostatyczny maszyn. Rozwój i wytwarzanie, Politechnika Gdańska, 2007-2012.
- [16] Zastempowski B., 2005. Ocena sprawności układów sterowania dławieniowego prędkością silników hydraulicznych. Mat. Międzynarodowej Konf. N-T Napędy i sterowanie hydrauliczne i pneumatyczne, Wrocław, 184-191.
- [17] Zastempowski B., 2011. Ocena właściwości dynamicznych elementów i układów hydraulicznych. Hydraulika i Pneumatyka 1, 14-17.
- [18] Zastempowski B., Musiał J., Styp-Rekowski M., 2008. Układy oraz elementy hydrauliczne i pneumatyczne w budowie maszyn. Wyd. Uczeln. UTP w Bydgoszczy.
- [19] Zastempowski B., Paczkowski T., 1997. Hydrauliczne tłumiki ruchu. Maszyny Górnicze 67, 120-128.
- [20] [www.atlascopco.pl](http://www.atlascopco.pl)