

**Akademia Górniczo- Hutnicza
Im. Stanisława Staszica w Krakowie**



**BADANIE POMP WIROWYCH I ICH UKŁADÓW PRACY
WERSJA ROZSZERZONA (SMIUE)**



Prowadzący:
mgr inż. Tomasz Siwek
siwek@agh.edu.pl

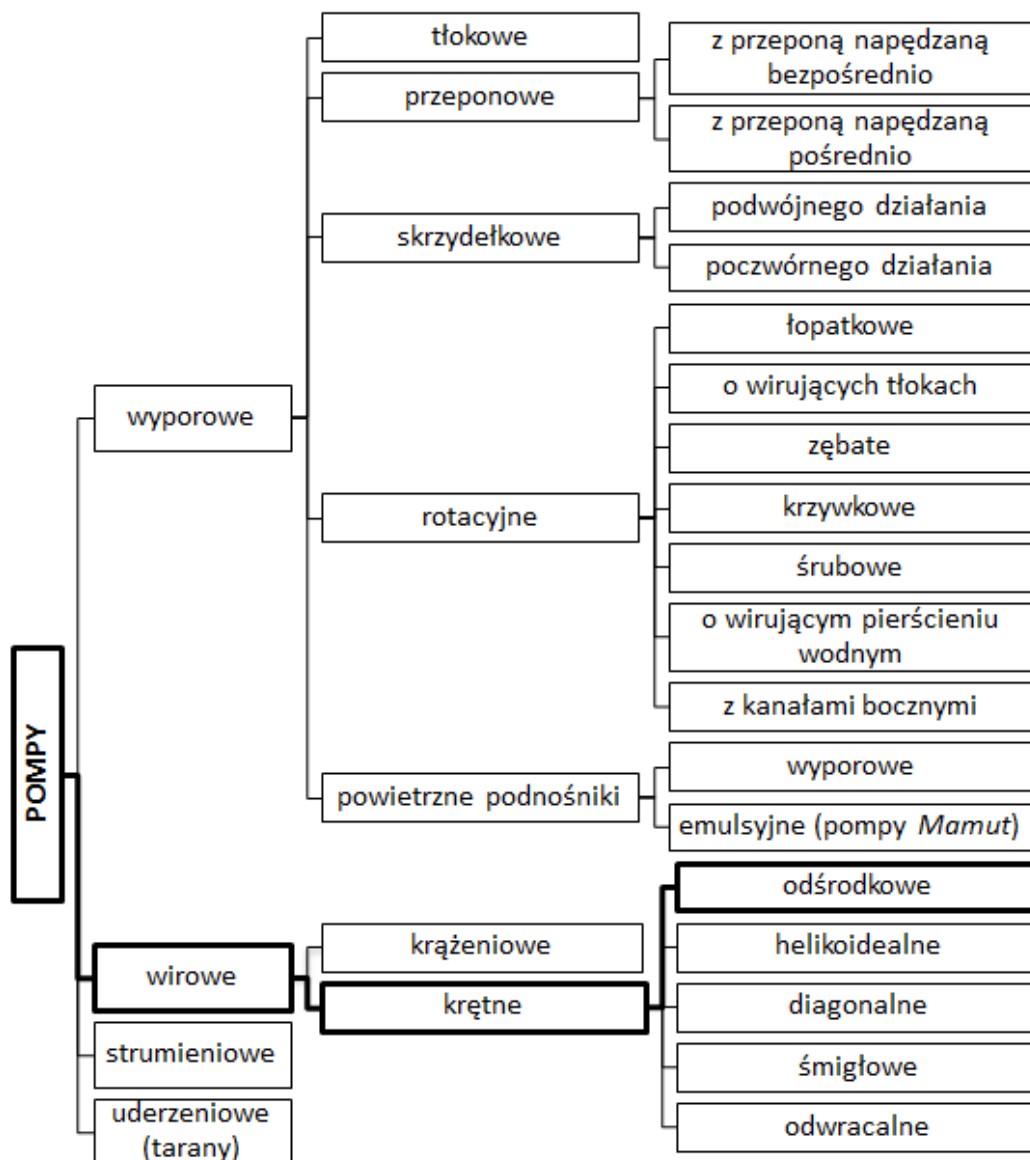
1. Wprowadzenie teoretyczne

1.1. Definicja pompy

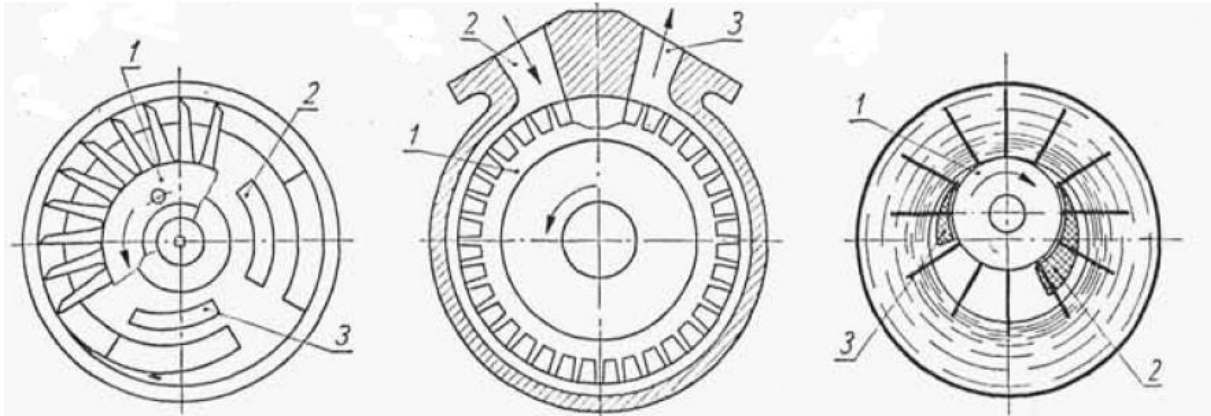
Pompy należą do grupy maszyn roboczych nazywanych przenośnikami cieczy. Ich zadaniem jest przetłaczanie cieczy (lub mieszanin cieczy z ciałami stałymi) przez instalację (pokonywanie oporów przepływu miejscowych i liniowych), dodatkowo: podnoszenie cieczy z poziomu niższego na wyższy, przetłaczania cieczy ze zbiornika ssawnego o ciśnieniu niższym do zbiornika tłocznego o ciśnieniu wyższym, wytworzenie wysokiego ciśnienia roboczego cieczy (np. napędy hydrauliczne).

W procesie pompowania pompa pobiera energię mechaniczną od silnika i przenosi ją do przepływającej przez nią cieczy za pośrednictwem organu roboczego (tłoka, rotora, wirnika itp.).

1.2. Klasyfikacja pomp ze względu na zasadę działania



1.2.1. Pompy wyporowe



Rys.2. Schematy pomp krążeniowych (1-wirnik ułopatkowany, 2-kanał ssawny, 3-kanał tłoczny) **a)** z bocznymi kanałami pierścieniowymi **b)** peryferyjna **c)** z pierścieniem wodnym

b) Pompy krętne

Działanie pompy krętnej polega na spowodowaniu przepływu cieczy przez wirnik z odpowiednio ukształtowanymi łopatkami. Zmniejszenie ciśnienia u wlotu pompy wywołuje zjawisko ssania, a energia mechaniczna przekazywana przez wirnik powoduje zwiększenie krętu przepływającej cieczy zgodnie z równaniem Eulera () omówionym w rozdziale 1.4.

Wśród pomp krętnych rozróżniamy:

- **pompy odśrodkowe (promieniowe, zainstalowane na stanowisku laboratoryjnym KMCiP)** o wypływie promieniowym z wirnika złożonego z szeregu łopatek o krawędziach równoległych lub nachylonych do osi wirnika. Wypływ cieczy z wirnika wywołuje siła odśrodkowa działająca na ciecz;
- pompy helikoidalne charakteryzują się ukośnym przepływem przez wirnik, mają kierownicę bezłopatkową i spiralny bądź cylindryczny kanał zbiorczy;
- pompy diagonalne o przepływie promieniowo osiowym, których wirnik ma łopatki o obu krawędziach nachylonych do osi wirnika oraz osiowo symetryczną kierownicę łopatkową, tworzącą jedną całość z kadłubem pompy;
- pompy śmigłowe, pompy o osiowym przepływie przez wirnik, którego kształt jest zbliżony do śmigła wieloramiennego, łopatki wirnika mogą być stałe lub nastawialne.

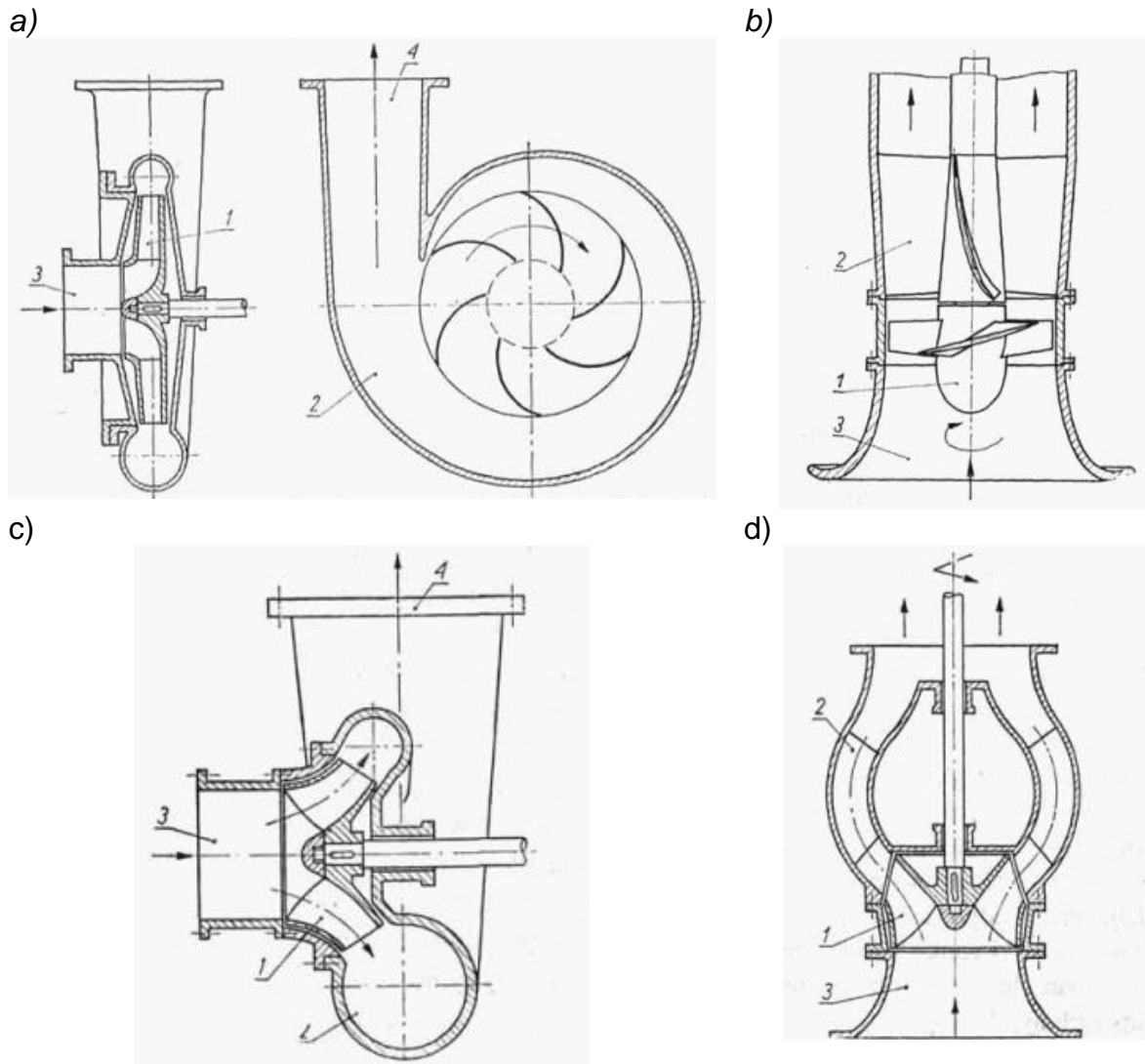
Charakterystyka pomp wirowych:

Zalety:

- duża wydajność,
- małe/zwarte wymiary dzięki dużej prędkości obrotowej,
- możliwość bezpośredniego sprzęgania z silnikami szybkoobrotowymi,
- duża niezawodność,
- zdolność samoregulacji, tzn. samoczynnego przystosowania się do zmienionych warunków pracy (zmiana punktu pracy),
- równomierność/ciągłość parametrów pracy (przepływ ciągły, brak zaworów, jednoczesne ssanie i tłoczenie),

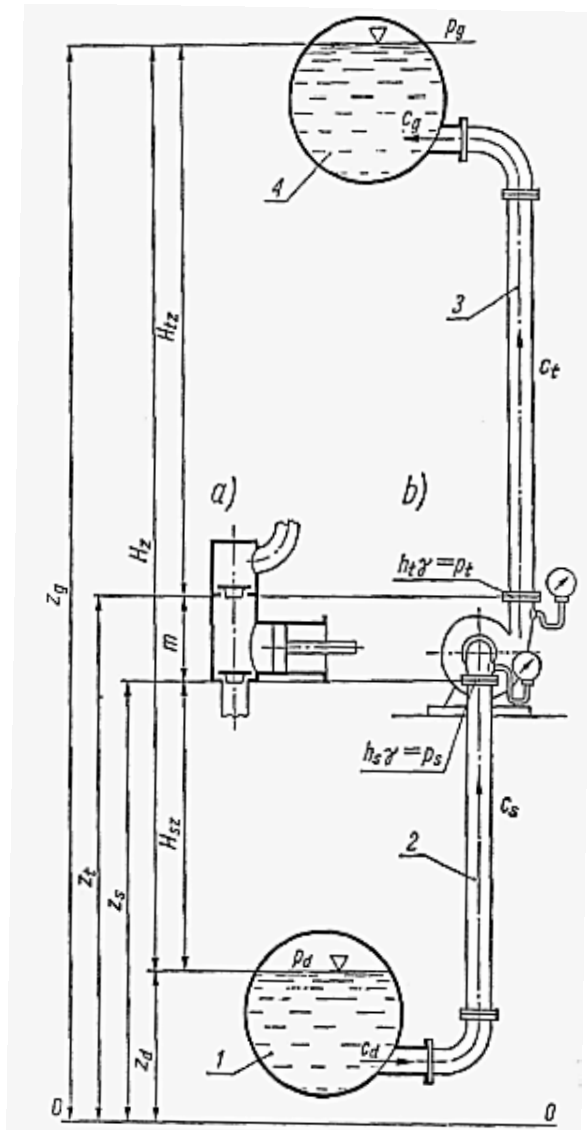
Wady:

- małe wysokości podnoszenia ,
- brak zdolności samozasysania –konieczność napełniania instalacji przed rozruchem (wyjątkiem są pompy krążeniowe samozasysające),
- wrażliwość na zawartość gazów w cieczy (może nastąpić przerwanie przepływu),
- mniejsza sprawność w stosunku do pomp wyporowych szczególnie małych pomp wirowych.



Rys.3. Schematy pomp krężnych **a) pompa odśrodkowa** (1-wirnik promieniowy, 2-kadłub spiralny, 3-króciec ssawny, 4-króciec tłoczny) **b) pompa śmigłowa** (1-wirnik osiowy, 2-kadłub z osiowo-symetryczną kierownicą łopatkową, 3-lej wlotowy) **c) pompa helikoidalna** (1-wirnik o przepływie ukośny, 2-kadłub spiralny, 3-króciec ssawny, 4-króciec tłoczny), **d) pompa diagonalna** (1-wirnik o przepływie ukośny, 2-kadłub z osiowo-symetryczną kierownicą łopatkową, 3-lej wlotowy)

1.3. Wielkości charakteryzujące pracę pompy



Rys.4. Schematy układu pompowego a) pompa waporowa, b) pompa wirowa

1.3.1. Wysokość podnoszenia pompy

- a) **Geometryczna wysokość podnoszenia pompy** – całkowita różnica wysokości poziomów cieczy w górnym i dolnym zbiorniku, co wyraża równanie:

$$H_z = z_g - z_d$$

- b) **Statyczna wysokość podnoszenia pompy** - całkowita różnica wysokości poziomów cieczy w górnym i dolnym zbiorniku, powiększona o wpływ ciśnień statycznych w zbiorniku dolnym i górnym, wyrażona zależnością:

$$H_{st} = H_z + \frac{p_g - p_d}{\rho g} = z_g - z_d + \frac{p_g - p_d}{\rho g}$$

- c) **Dynamiczna wysokość podnoszenia pompy** to suma przyrostu energii kinetycznej czynnika w pompie i wysokości oporów przepływu po stronie ssawnej i tłocznej rurociągu:

$$H_{dyn} = \frac{c_g^2 - c_d^2}{2g} + \sum h_t + \sum h_s$$

- d) **Całkowita (efektywna/użyteczna) wysokość podnoszenia pompy** jest sumą statycznej i dynamicznej wysokości podnoszenia pompy:

$$H_u = H_{st} + H_{dyn} = z_g - z_d + \frac{p_g - p_d}{\rho g} + \frac{c_g^2 - c_d^2}{2g} + \sum h_t + \sum h_s$$

Całkowitą wysokość podnoszenia pompy określoną w wyniku pomiarów różnicy ciśnień statycznych i prędkości przepływu czynnika w króćcu ssawnym i tłocznym pompy, z uwzględnieniem różnicy wysokości punktów pomiarowych, możemy zapisać wyrażeniem w postaci:

$$H_u = \frac{p_t - p_s}{\rho g} + \frac{c_t^2 - c_s^2}{2g} + m$$

1.3.2. Wydajność pompy

Wydajność pompy Q jest natężenie przepływu cieczy (ilość cieczy w jednostce czasu) ze zbiornika dolnego do zbiornika górnego lub ze strony ssawnej do tłocznej występujące w wyniku działania pompy włączonej do układu przepływowego.

1.3.3. Moc pompy

- a) **Mocą na wale** (moc wewnętrzna, moc mechaniczna) pompy nazywamy moc pobieraną przez pompę, równą mocy mechanicznej dostarczonej przez silnik napędowy, względnie przez przekładnię pośredniczącą między silnikiem a pompą do wirnika pompy. Moc ta jest iloczynem momentu na wale pompy i prędkości obrotowej wirnika, co wyraża równanie:

$$P_w = M\omega$$

- b) **Mocą użyteczną (hydrauliczną, efektywną) pompy** nazywamy moc netto zużytą na zwiększenie energii pompowanej cieczy (moc przekazaną do cieczy), wyrażona jest iloczynem przyrostu ciśnienia całkowitego w pompie i strumienia wydajności pompy:

$$P_u = \rho g H_u Q$$

1.3.4. Sprawność pompy

- a) **Sprawność całkowita pompy** - stosunek mocy użytecznej pompy do mocy na wale pompy:

$$\eta = \frac{P_u}{P_w}$$

- b) **Sprawność hydrauliczna pompy** – stosunek wysokości użytecznej podnoszenia pompy do wysokości teoretycznej podnoszenia pompy wynikającej z obliczeń konstrukcyjno-przepływowych pompy (kinematyka przepływu):

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_{th}}$$

1.3.5. Maksymalna geometryczna wysokość ssania pompy i zjawisko kawitacji

Maksymalna geometryczna wysokość ssania pompy wynika bezpośrednio z ciśnienia panującego w zbiorniku dolnym pomniejszonego o sumę strat w rurociągu ssawnym, wymaganą nadwyżkę antykawitacyjną $NPSH_r$ (Net Positive Suction Head Required) oraz ciśnienie parowania cieczy pompowanej. Co wyraża równanie:

$$H_{smax} = \frac{p_d}{\rho g} - \sum h_s - NPSH_r - \frac{p_v}{\rho g}$$

Dla zbiorników otwartych ciśnienie p_d odpowiada ciśnieniu atmosferycznemu.

Kawitacją nazywamy zjawisko występujące w pompie lub w przewodach wywołane miejscowym spadkiem ciśnienia poniżej wartości krytycznej, bliskiej ciśnieniu wrzenia cieczy w danej temperaturze, w wyniku czego następuje tworzenie się pęcherzyków parowo-gazowych w miejscach najniższego ciśnienia oraz ich zanikanie w strefie wyższego ciśnienia. Zanikanie pęcherzyków następuje gwałtownie w czasie krótszym niż 0,001s i ma charakter implozji. Napływająca z dużą prędkością w miejsce zanikających pęcherzyków ciecz może osiągnąć ciśnienie rzędu 440 MPa.

W przypadku zasklepienia się pęcherzyków przy ścianie kanału przepływowego, powierzchnia jej jest poddawana uderzeniom cieczy z wielką siłą. Następujące z dużą częstotliwością bombardowanie powierzchni przez ciecz powoduje jej mechaniczne niszczenie.

Wyrwane ziarna materiału, a często duże grudki pozostawiają wżery, czyli kawerny. Taka chropowata powierzchnia działa jak „zarodek” tworzenia się nowych pęcherzy. Zjawisku temu towarzyszy hałas (nieregularne trzaski, szumy), a przy rozwiniętej kawitacji również drgania kadłuba kanału przepływowego i bardzo głośne uderzenia. Powoduje to bardzo szybkie mechaniczne niszczenie pompy i jest o wiele groźniejsze od korozji. Kawitacji towarzyszy również zjawisko o charakterze termodynamicznym. Parowanie cieczy związane jest ze stratą ciepła, która powoduje spadek temperatury cieczy i obniżenie ciśnienia parowania.

Kawitacja występuje we wszystkich rodzajach pomp wirowych. Podatność na jej występowanie wzrasta ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności, ponieważ z jego wzrostem zwiększa się prędkość cieczy w kanałach pompowych. Intensywność występowania kawitacji zależy również od kształtu kanałów przepływowych, temperatury cieczy i ciśnienia parowania. Pewien wpływ hamujący na przebieg niszczącego zjawiska kawitacji ma zawartość gazów rozpuszczonych w cieczy.



Rys.5. Wirnik pompy z widocznymi wżerami kawitacyjnymi

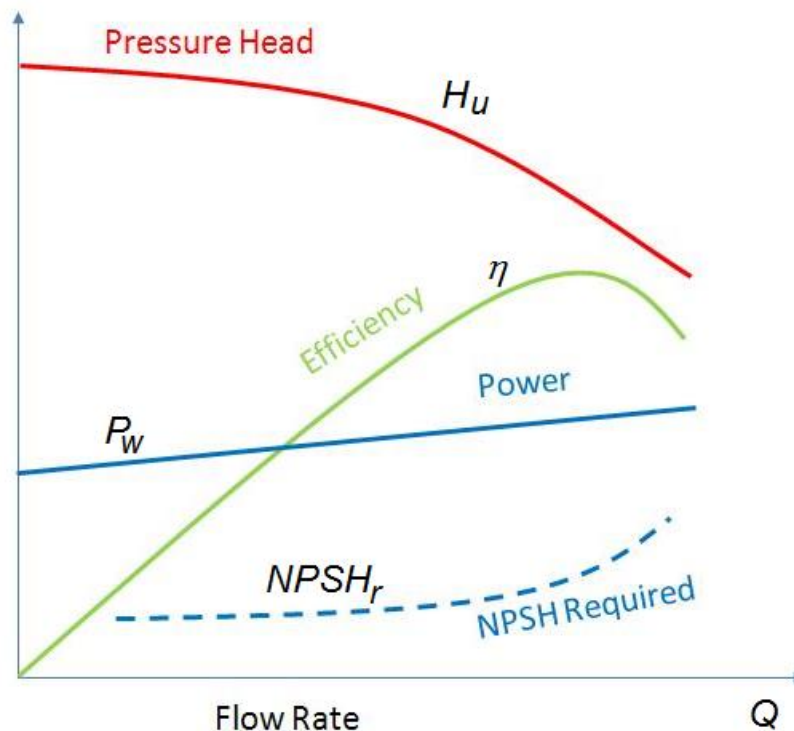
1.4. Charakterystyki przepływowe pompy i punkt pracy pompy

Na podstawie pomiarów stanowiskowych lub w miejscu zainstalowania pompy wybranych wielkości opisanych w rozdziale 1.3. wykreśla się charakterystyki przepływowe.

Komplet charakterystyk przepływowych obejmuje następujące zależności:

- **Krzywą dławienia (podnoszenia) $H_u=f(Q)$** - przedstawia zależność wysokości podnoszenia H od strumienia objętości (wydajności) pompy Q . Jest to główna charakterystyka pracy pompy. Stanowi podstawę doboru pompy do instalacji. Krzywa dławienia może być stateczna i niestateczna. **Stateczna krzywa dławienia** jest krzywą stale opadającą i ma swoje maksimum wysokości podnoszenia przy wydajności $Q = 0$. **Niestateczna krzywa dławienia** ma swoje maksimum przy wydajności $Q \neq 0$.
- **Charakterystyka poboru mocy pompy $P_w=f(Q)$** – zależność mocy na wale pompy P_w od strumienia czynnika przepływającego przez pompę Q . Stanowi podstawę doboru napędu pompy (silnika elektrycznego, spalinowego, turbiny parowej itp.)
- **Charakterystyka sprawności pompy $\eta=f(Q)$** – zależność sprawności całkowitej pompy η od wydajności Q . Określa efektywność wykorzystania energii mechanicznej dostarczonej na wał pompy w zmiennych warunkach pracy pompy (dławienie przepływu)
- **Krzywą nadkładu antykawitacyjnego $NPSH_r=f(Q)$** – wielkość o którą zmniejszamy wysokość ssania przy zmiennym zasilaniu pompy w celu uniknięcia zjawiska kawitacji.

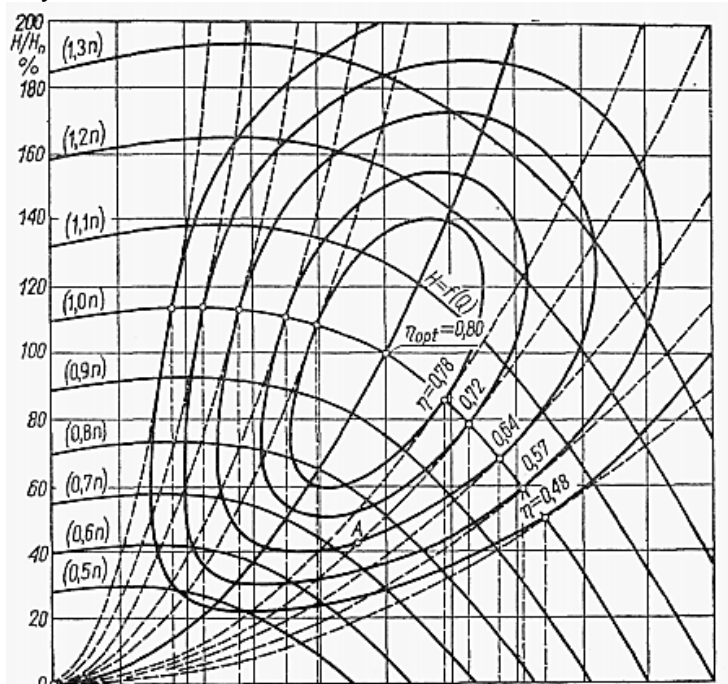
Podstawowe charakterystyki odnoszą się do danej prędkości obrotowej wirnika pompy i przedstawiane są graficznie jak na rysunku 6.



Rys.6. Komplet charakterystyk przepływowych pompy wirkowej

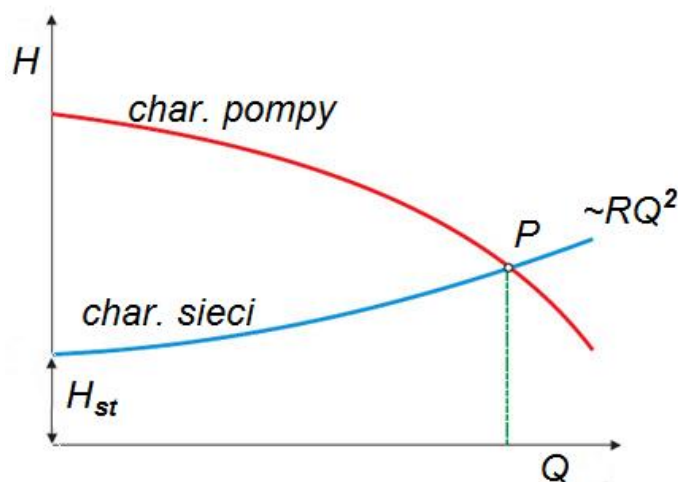
Charakterystyki przepływowe pompy dla różnych prędkości obrotowych wirnika mogą być zebrane na jednym wykresie. Wykres ten nazywamy „wykresem muszlowym”

pompy. Charakterystyczne dla tego wykresu jest wskazanie obszaru eksploatacji pompy z dużą sprawnością na tak zwanym pagórku sprawności. Wykres ten przedstawiono na rysunku 7.



Rys.6. Wykres muszlowy pompy z widocznym pagórkiem wysokiej sprawności

Współpraca pompy z instalacją określona jest przez punkt pracy pompy. Punkt pracy P jest miejscem przecięcia krzywej dławienia (podnoszenia) pompy i charakterystyki instalacji (rurociągu). Charakterystyką rurociągu nazywa się zależności między wysokością strat hydraulicznych w instalacji pompowej a strumieniem objętości przepływającej cieczy. Wysokość strat hydraulicznych może być pomniejszona bądź powiększona o stałą wartość H_{st} wynikającą z sumy różnicy ciśnień i różnicy wysokości zwierciadeł cieczy w zbiornikach pomiędzy którymi przetłaczana jest ciecz.

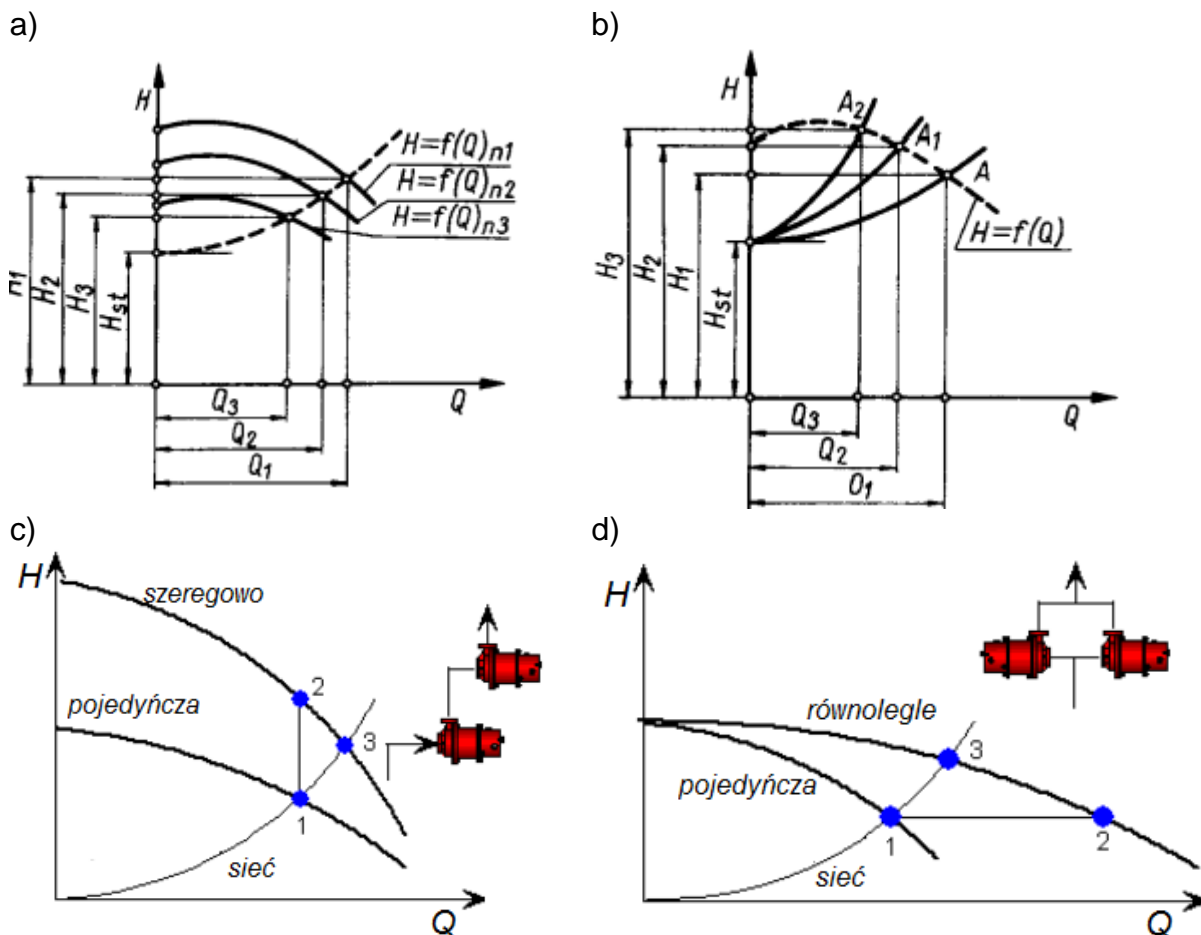


Rys.7. Współpraca pompy z rurociągiem – punkt pracy

Punkt pracy pompy możemy regulować z wykorzystaniem następujących technik:

- zmianę prędkości obrotowej wirnika,

- dławienie przepływu zaworem regulacyjnym na tłoczeniu pompy,
- zmianą geometrii wirnika i kierownic (zmiana kątów natarcia czynnika na łopatki),
- łączenie maszyn w układy szeregowe, równoległe i mieszane,
- stosowanie bajpasów i upustów regulacyjnych.



Rys.8. Sposoby regulacji punktu pracy: a) zmiana obrotów wirnika, b) dławienie zaworem, c) łączenie szeregowe, d) łączenie równoległe

Dobór pompy do instalacji prowadzimy tak aby punkt pracy pompy wypadł w punkcie najwyższej sprawności pompy zapewniając jednocześnie oczekiwaną wydajność i wysokość podnoszenia. Punkt pracy odpowiadający najwyższej możliwej sprawności pompy nazywamy optymalnym punktem pracy maszyny.

2. Instrukcja

2.1. Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie wymiarowych charakterystyk przepływowych pomp wirowych krętnych w pracy indywidualnej oraz w wybranych układach współpracy. Zbadanie wybranych technik regulacji punktu pracy pomp wirowych (dławienie przepływu, zmiana prędkości obrotowej wirnika). Nabycie umiejętności przeliczania charakterystyk na inne warunki pracy maszyny. Zapoznanie się z zjawiskiem kawitacji i jego konsekwencjami w projektowaniu oraz eksploatacji układów pompowych.

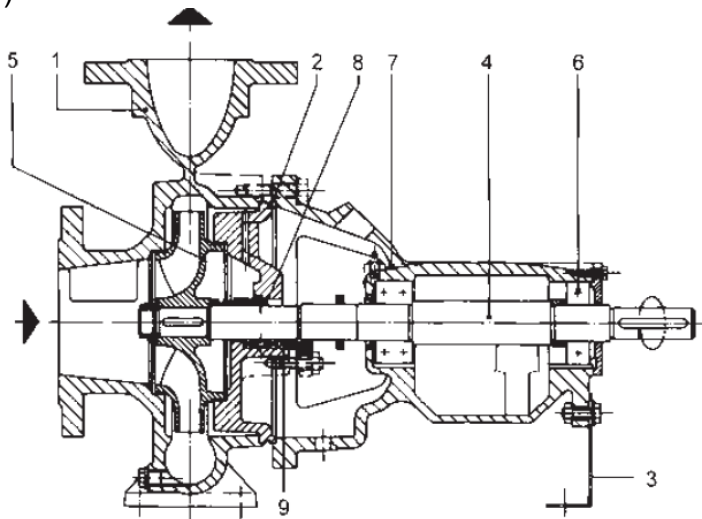
2.2. Obiekt badań i schemat stanowiska pomiarowego

W Laboratorium Maszyn Ciepłych i Przepływowych dostępne są pompy wirowe krętne odśrodkowe model FHF 32-125/136

a)



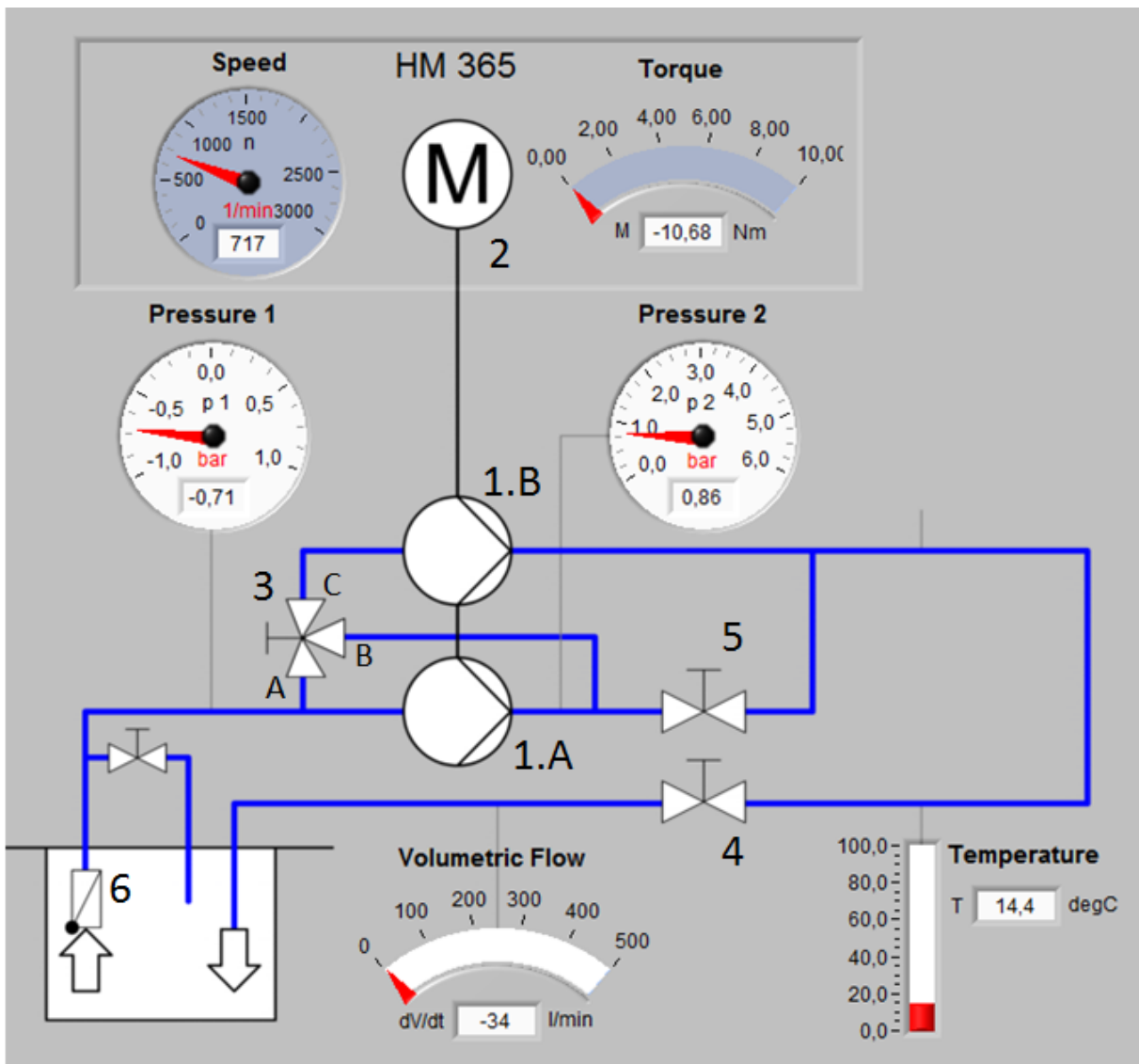
b)



Rys.9. Pompy zainstalowane w lab. KMCiP a) widok ogólny, b) przekrój wzdłużny (1-obudowa spiralna, 2-pokrywa obudowy, 3-wspornik, 4-wał, 5-wirnik, 6-łożysko kulowe, 7- gniazdo łożyska, 8,9-uszczelnienia wału)



Rys.10. Widok ogólny stanowiska do badania pomp w KMCiP



Rys.11. Schemat ideowy stanowiska do badania pomp w KMCiP (1-układ pomp, 2- napęd, 3-zawór trójdrożny, 4-zawór dławiący, 5-zawór odcinający, 6-smok ssawny)

2.3. Przebieg ćwiczenia – pomiary

2.3.1. Wyznaczanie charakterystyki przepływowej pompy wirowej

Zadaniem jest wyznaczenie charakterystyki przepływowej pompy wirowej tj. zależności wysokości użytecznej, sprawności całkowitej i mocy na wale od wydajności maszyny. Charakterystykę należy wyznaczyć dla trzech wartości prędkości obrotowej wirnika zmieniając opory instalacji (dławiąc przepływ) za pomocą zaworu regulacyjnego 4 w rurociągu tłocznym instalacji. Charakterystyki wyznaczone są dla pojedynczej pompy 1.A (pasek klinowy pomiędzy pompami ściągnięty). Zawór 3 ustawić na przepływ pomiędzy B-C, A-zamknięty, zawór 5 - otwarty.

Obroty n [obr/min]				
Nr pomiaru	Strumień wydajności Q [l / min]	Wysokość użyteczna H_u [m]	Moc mechaniczna P_w [W]	Moc hydrauliczna P_u [W]	Sprawność całkowita η
1.
2.
...					

2.3.2. Badanie współpracy szeregowej pomp

Zadaniem jest wyznaczenie pełnej charakterystyki przepływowej (analogicznej do punktu 2.3.1. układu pomp współpracujących szeregowo. Pompy połączone za pomocą przekładni pasowej. Zawory odpowiednio: 5-zamknięty, 3 ustawiony na przepływ pomiędzy B-C. Pomiarów dokonać dla jednej z prędkości obrotowych wirnika z punktu 2.3.1.

Obroty n [obr/min]				
Nr pomiaru	Strumień wydajności Q [l / min]	Wysokość użyteczna H_u [m]	Moc mechaniczna P_w [W]	Moc hydrauliczna P_u [W]	Sprawność całkowita η
1.
2.
...					

2.3.3. Badanie współpracy równoległej pomp

Zadaniem jest wyznaczenie pełnej charakterystyki przepływowej (analogicznej do punktu 2.3.1. układu pomp współpracujących równolegle. Pompy połączone za pomocą przekładni pasowej. Zawory odpowiednio: 5-otwarty, 3 ustawiony na

przepływ pomiędzy A-C. Pomiarów dokonać dla jednej z prędkości obrotowych wirnika z punktu 2.3.1.

Obroty n [obr/min]				
Nr pomiaru	Strumień wydajności Q [l / min]	Wysokość użyteczna H_u [m]	Moc mechaniczna P_w [W]	Moc hydrauliczna P_u [W]	Sprawność całkowita η
1.
2.
...					

2.3.4. Wyznaczanie charakterystyki sieci

Wyznaczenia charakterystyki sieci tj. straty ciśnienia całkowitego w sieci od natężenia przepływu w instalacji. Charakterystykę wyznaczyć dla 3 różnych położzeń zaworu dławiącego. Pompy połączyć w układ szeregowy. Zmieniać obroty wirników od 0 do 3000 obr/min. przy każdym z ustawień zaworu dławiącego.

Ustawienie zaworu	
Nr pomiaru	Strumień wydajności Q [l / min]	Wysokość strat $\sum H$ [m]
1.
2.
...		

2.3.5. Badanie kawitacji

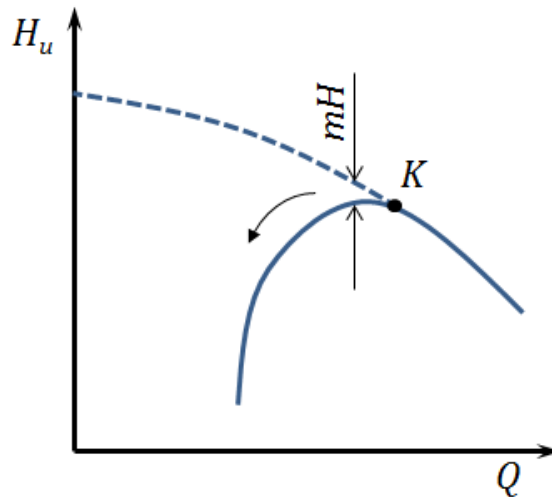
W normalnych warunkach pracy pompy, wraz z dławieniem przepływu wysokości podnoszenia powinna monotonicznie rosnać, jak pokazano na poniższym rysunku. Przy występowaniu kawitacji charakterystyka ta wygląda jak na poniższym rysunku (rys.12, linia przerywana). W momencie wystąpienia kawitacji krzywa wysokości ulega załamaniu. Maksymalną wartość wysokości ssania w takich warunkach możemy więc potraktować jako umowny punkt początku wystąpienia kawitacji. W warunkach laboratoryjnych wymuszenie zjawiska kawitacji dokonywane będzie za pomocą zwiększenia oporów przewodu ssawnego - zaworem regulowanym. Zakręcanie zaworu powodować będzie obniżanie ciśnienia w króćcu ssawnym (ciśnienie p_s) Ustalając jego wartość dla określonej wydajności możemy korzystając z poniższego wzoru wyznaczyć wartość NPSH.

$$NPSH = \frac{p_s - p_v}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g}$$

p_s – ciśnienie (bezwzględne) cieczy w króćcu ssawnym [Pa]

p_v – ciśnienie nasycenia cieczy w danej temperaturze [Pa]

c_s – prędkość przepływu cieczy w króćcu ssawnym pompy [m/s]



Rys. 12. Charakterystyka przepływowa pompy przy wystąpieniu kawitacji – zamykanie zaworu ssawnego ($T_s = \text{const.}$, $n = \text{const.}$)

Obroty n [obr/min]	Nastawa zaworu tłocznego:			
Nr pomiaru	Strumień wydajności Q [l/min]	Wysokość użyteczna H_u [m]	Moc mech. P_w [W]	Moc hydra. P_u [W]	Ciśnienie w KS p_{mKS} [Pa]	Spraw. całkowita η
1.
2.
...						

2.4. Opracowanie wyników

Grupa ćwiczeniowa dostaje wyniki w formie danych cyfrowych celem zaimportowania do programu umożliwiającego ich dalszą obróbkę np. MS Excel, Matlab.

Opracowanie graficzne powinno zawierać:

- Porównanie na jednym wykresie wyników pomiarów z punktu 2.3.1. ujętych w formie charakterystyk przepływowych ($H_u, P_w, P_u, \eta = f(Q)$) celem pokazania wpływu zmiany prędkości obrotowej na ich kształt i przebieg.
- Porównanie na jednym wykresie wyników pomiarów z punktów: 2.3.1 (wentylator pojedynczy), 2.3.2. (współpraca szeregową) oraz 2.3.3. (współpraca równoległą) ujętych w formie charakterystyk przepływowych ($H_u, P_w, P_u, \eta = f(Q)$) celem zinterpretowania wpływu konfiguracji układu na ich kształt i przebieg. Wyniki zestawić dla jednej prędkości obrotowej wirnika.
- Porównanie na jednym wykresie charakterystyk instalacji $\sum H = f(Q)$ z pkt.2.3.4 dla 3 różnych ustawień zaworu na tle krzywych dławienia $H_u = f(Q)$ z pomiaru 2.3.1. Zaznacz możliwe do osiągnięcia punkty pracy pompy.

- Przeliczyć charakterystyki uzyskane w punkcie 2.3.1.- dwie niższe prędkości na najwyższą badaną prędkość obrotową – porównać wyniki przeliczenia z badaniem na jednym wykresie.
- Przedstawić w formie graficznej NPSH od wydajności.

2.5. Sprawozdanie

Sprawozdanie wykonane odręcznie bądź komputerowo w grupach 3 osobowych, powinno zawierać:

- Tabelę informacyjną (zgodnie z załącznikiem do instrukcji),
- Cel ćwiczenia,
- Schemat stanowiska pomiarowego,
- Opracowanie wyników pomiarów zgodnie z wytycznymi punktem 2.4,
- Wnioski wynikające z przeprowadzonego ćwiczenia (interpretacja wykresów z punktu 2.4, własne uwagi i spostrzeżenia)

Przykładowe zagadnienia na zaliczenie:

1. Podstawowe równanie wirnika maszyny krętej
2. Charakterystyka przepływowa pompy
3. Definicja pompy, podział, schemat i główne wymiary geometryczne
4. Definicja podstawowych wielkości charakteryzujących pracę pompy
5. Palisada promieniowa wraz z trójkątami prędkości
6. Procedura wyznaczania charakterystyk przepływowych
7. Współpraca pomp
8. Punkt pracy pompy
9. Sposoby regulacji punktu pracy pompy
10. Kawitacja
11. Dobór pompy do sieci
12. Optymalny punkt pracy pompy
13. Proste zadania obliczeniowe z zakresu pomp
14. Wykres muszlowy (regulacyjny) pompy, pagórek wysokiej sprawności

Literatura:

1. Stępniewski M. Pompy, Wydawnictwo: Naukowo Techniczne, Rok wydania: 1978
2. Jędral W. Pompy Wirowe, Wydawnictwo Naukowe PWN
3. Jankowski F. Pompy i wentylatory w inżynierii sanitarnej, Arkady, 1970r.
4. Plocek M. Badanie pomp wirowych, Politechnika Łódzka, Instrukcja do ćwiczeń, 2004r.
5. Dixon S.L., Hall C.A., 2010. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 6th Edition. Elsevier
6. Lewis R.I.; Turbomachinery performance analysis, Elsevier Science & Technology Books, 1996r.