

# BAB I

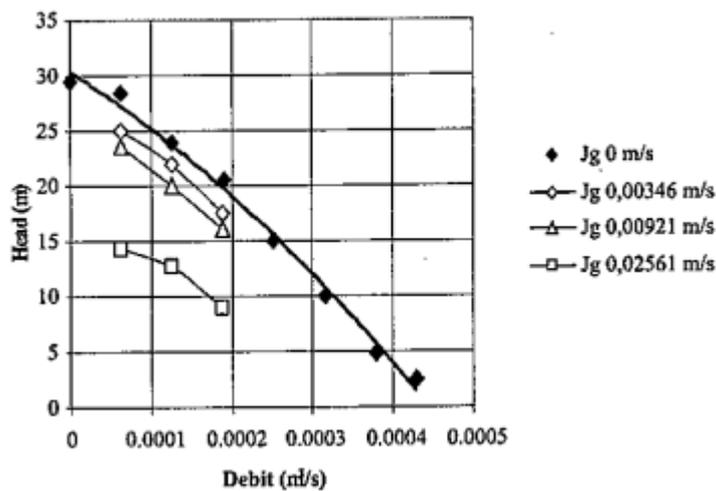
## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pompa merupakan mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat lainnya melalui sistem perpipaan. Pada prinsipnya, pompa mengubah energi mekanik motor menjadi energi aliran fluida. Penggunaannya sudah semakin luas, misalnya pompa untuk keperluan rumah tangga, pertanian, bahkan untuk keperluan industri-industri besar seperti industri perminyakan.

Pada umumnya, pompa direncanakan untuk mengalirkan fluida satu fase cairan, namun dalam pengoperasiannya sering dijumpai adanya fase gas yang masuk ke dalam pipa isap pompa sehingga pompa akan bekerja pada aliran dua fase cairan-gas. Ketika pompa bekerja pada aliran dua fase cairan-gas, performansi pompa akan mengalami perubahan [1].

Subroto [1] melakukan penelitian tentang pengaruh aliran dua fase terhadap unjuk kerja pompa sentrifugal. Hasil penelitian tersebut diketahui bahwa unjuk kerja pompa menjadi menurun. Hal ini ditunjukkan oleh kurva head pompa yang dihasilkan lebih rendah daripada head pompa pada aliran satu fase. Selain itu, diketahui pula bahwa meningkatnya kecepatan udara akan berakibat menurunnya head pompa.



Gambar 1.1. Karakteristik pompa aliran dua fase, Subroto [1].

Dalam industri petroleum, sering dijumpai campuran minyak dan air yang diangkut dalam pipa jarak jauh. Prediksi yang akurat dari karakteristik aliran minyak-air, seperti pola aliran, *water cut* dan gradien tekanan adalah hal penting dalam aplikasi di bidang teknik. Selain itu, pemahaman karakteristik performansi pompa sentrifugal yang menangani aliran minyak-air pun sangat diperlukan sebagai dasar dalam perancangan, pemilihan, dan pengoperasian pompa yang digunakan di industri petroleum seperti pengeboran sumur minyak, dan peningkatan perolehan minyak.

Hammoud, dkk [2] telah melakukan penelitian tentang pengaruh konsentrasi minyak dalam air pada performansi pompa sentrifugal. Head dan efisiensi yang diperoleh dalam penelitian tersebut semakin menurun seiring dengan meningkatnya konsentrasi minyak. Di sisi lain, konsumsi daya meningkat seiring dengan peningkatan konsentrasi minyak.

Pengaruh aliran dua fase minyak mentah-air terhadap performansi pompa sentrifugal telah diuji secara eksperimen oleh Yaqob dan Abbas [3]. Mereka menggunakan pompa sentrifugal yang sederhana dan kecil untuk memompa minyak mentah-air tersebut dengan fraksi volume minyak yang berbeda. Hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa head dan debit aliran dua fase menurun seiring dengan meningkatnya fraksi volume minyak, dan daya pompa meningkat seiring dengan meningkatnya fraksi volume minyak.

Berkaitan dengan penelitian sebelumnya, penelitian ini memberikan informasi yang terperinci tentang pengaruh aliran *crude oil-water* pada performansi pompa sentrifugal yang didesain untuk aliran satu fase.

## **1.2 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari Tugas Sarjana ini adalah :

- a. Menganalisis pengaruh aliran *crude oil-water* pada performansi pompa sentrifugal untuk fraksi volume *crude oil* yang berbeda.
- b. Memperoleh karakteristik daya poros pompa terhadap debit aliran.
- c. Memperoleh karakteristik gradien tekanan terhadap fraksi volume air.

### 1.3 Batasan Masalah

Dalam penyusunan Tugas Sarjana ini penulis membatasi pada :

- a. Tipe pompa yang digunakan adalah *centrifugal/single suction/single discharge*.
- b. Menggunakan fluida campuran *crude oil-water* dengan variasi fraksi volume *crude oil* antara 10% - 50%.
- c. Gesekan fluida dengan *impeller* dan *casing* diabaikan.
- d. Analisa fluida campuran menggunakan pendekatan aliran homogen.
- e. Temperatur yang digunakan selama pengujian berkisar dari 26 sampai 30°C.
- f. Kecepatan motor tetap konstan selama pengujian.
- g. Karakteristik performansi pompa sentrifugal diturunkan/dimodelkan dalam bentuk kurva karakteristik.

### 1.4 Metodologi Penelitian

Adapun metodologi penelitian yang penulis lakukan dalam pembuatan laporan penelitian Tugas Sarjana ini adalah sebagai berikut:

- a. Studi Pustaka

Metode pengumpulan data dilakukan dengan mempelajari referensi-referensi yang berkaitan dengan penyusunan Tugas Sarjana ini.

- b. Asistensi dan Konsultasi

Konsultasi mengenai materi Tugas Sarjana dan masalah-masalah yang timbul saat pengambilan data dengan dosen pembimbing.

- c. Observasi Lapangan

Pada tahapan ini kegiatan yang dilakukan adalah :

- i. Mengunjungi Pertamina Refinery Unit IV Cilacap untuk memperoleh data dan sampel *Crude Oil*.
- ii. Mengunjungi PT Cahaya Surya Mandiri di Jl. Gang Tengah No.79 Semarang untuk memperoleh informasi tentang beberapa karakteristik Pompa Shimizu.

- d. Pengujian Laboratorium

Pengujian pada penelitian ini dilakukan di Laboratorium Termofluida di Jurusan Teknik Mesin Universitas Diponegoro.

e. Pengolahan dan Analisis Data

Melakukan pengolahan data dan analisis berdasarkan data yang diperoleh serta menyajikan data hasil pengujian dalam bentuk grafik.

## **1.5 Sistematika Penulisan**

Sistematika yang digunakan dalam penulisan laporan Tugas Akhir ini meliputi :

**BAB I**      Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang, tujuan penelitian, pembatasan masalah, metode penelitian, dan sistematika penulisan.

**BAB II**     Landasan Teori

Berisi tentang teori-teori yang menjadi dasar penelitian.

**BAB III**    Metodologi Penelitian

Berisi tentang langkah-langkah yang akan dilakukan selama pengujian/penelitian dan peralatan-peralatan yang digunakan.

**BAB IV**    Data dan Analisa

Bab ini merupakan kelanjutan dari bab III dimana hasil dari pengujian diperoleh data-data dan dilakukan analisa-analisa dan pembahasan yang berdasarkan tujuan penelitian yang sudah ditetapkan.

**BAB V**     Penutup

Berisi kesimpulan tentang penelitian yang telah dilakukan dalam laporan ini dan saran yang dapat digunakan untuk sebagai perbaikan pada penelitian selanjutnya.

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN**

## **BAB II**

### **LANDASAN TEORI**

#### **2.1 Sifat Dasar Fluida**

Fluida merupakan zat yang dapat mengalir yang mempunyai partikel yang mudah bergerak dan berubah bentuk tanpa pemisahan massa. Ketahanan fluida terhadap perubahan bentuk sangat kecil sehingga fluida dapat dengan mudah mengikuti bentuk ruang. Zat tersebut dapat berupa cairan maupun gas. Untuk mengerti aliran fluida maka harus mengetahui beberapa sifat dasar fluida. Sifat-sifat dasar fluida tersebut yaitu; kerapatan, berat jenis, tekanan, temperatur, kekentalan.

##### **2.1.1 Kerapatan (*density*)**

Kerapatan suatu fluida didefinisikan sebagai massa tiap satuan volume pada suatu temperatur dan tekanan tertentu. Kerapatan dinyatakan dengan  $\rho$  dan dirumuskan sebagai berikut :

$$\rho = \frac{\text{massa}}{\text{satuan volume}} = \frac{m}{V} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (1)$$

Kerapatan fluida bervariasi tergantung jenis fluidanya. Untuk fluida gas, perubahan temperatur dan tekanan sangat mempengaruhi kerapatan gas. Untuk fluida cairan pengaruh keduanya adalah kecil. Jika kerapatan fluida tidak terpengaruh oleh perubahan temperatur maupun tekanan dinamakan fluida incompressible atau fluida tak mampu mampat [4].

##### **2.1.2 Kerapatan Relatif (*specific gravity*)**

Kerapatan relatif merupakan perbandingan antara kerapatan fluida tertentu terhadap kerapatan fluida standard, biasanya air pada 4°C (untuk cairan) dan udara (untuk gas). Kerapatan relatif (*specific gravity* disingkat *SG*) adalah besaran murni tanpa dimensi maupun satuan [4], dinyatakan pada persamaan sebagai berikut :

$$\text{Untuk fluida gas} \quad : \quad SG_{gas} = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{udara}} = \frac{\rho_{gas}}{1205 \text{ kg/m}^3} \quad (2)$$

$$\text{Untuk fluida cairan} \quad : \quad SG_{cairan} = \frac{\rho_{cairan}}{\rho_{air}} = \frac{\rho_{cairan}}{1000 \text{ kg/m}^3} \quad (3)$$

### 2.1.3 Berat Jenis (*specific weight*)

Berat Jenis (*specific weight*) suatu fluida adalah besarnya gaya gravitasi yang bekerja pada kerapatan fluida atau didefinisikan sebagai berat tiap satuan volume, dan dirumuskan sebagai berikut :

$$\gamma = \frac{W}{\nabla} = \frac{m g}{\nabla} = \frac{\rho \nabla g}{\nabla} = \rho g \quad (4)$$

dimana;  $\gamma$  = berat jenis ( $\text{N/m}^3$ )

$\rho$  = kerapatan zat, ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$  = percepatan gravitasi =  $9,81 \text{ m/s}^2$

$\nabla$  = volume ( $\text{m}^3$ )

### 2.1.4 Tekanan (*pressure*)

Tekanan didefinisikan sebagai gaya per satuan luas [4], dimana gaya  $F$  bekerja secara tegak lurus terhadap luas permukaan  $A$  suatu zat (padat, cair, gas), maka dapat dirumuskan :

$$p = \frac{F}{A} \quad (5)$$

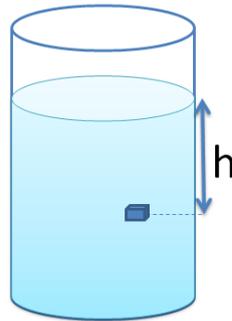
dimana;  $p$  = tekanan ( $\text{N/m}^2$ )

$F$  = gaya (N)

$A$  = luas permukaan ( $\text{m}^2$ )

Satuan SI (Satuan Internasional) untuk tekanan adalah Pa (Pascal) turunan dari  $\text{Newton/m}^2$ . Dalam teknik memang lebih banyak digunakan satuan tekanan lain seperti psi (*pound per square inch*), bar, atm,  $\text{kgf/m}^2$  atau dalam ketinggian kolom zat cair seperti cm Hg.

Apabila suatu benda berada pada kedalaman  $h$  tertentu di bawah permukaan cairan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1, maka berat benda membuat cairan tersebut mengeluarkan tekanan. Tekanan yang dipengaruhi oleh kedalaman zat cair ini disebut dengan tekanan hidrostatik.



Gambar 2.1. Tekanan pada kedalaman  $h$  dalam cairan [5].

Gaya yang bekerja pada luasan tersebut adalah  $F = mg = \rho Ahg$ , dengan  $Ah$  adalah volume benda tersebut,  $\rho$  adalah kerapatan cairan (diasumsikan konstan), dan  $g$  adalah percepatan gravitasi. Kemudian tekanan hidrostatik  $P_h$  adalah

$$p_h = \frac{mg}{A} = \frac{\rho Ahg}{A} = \rho gh \quad (6)$$

### 2.1.5 Temperatur

Temperatur berkaitan dengan tingkat energi internal dari suatu fluida. Setiap [atom](#) dalam suatu benda masing-masing bergerak, baik itu dalam bentuk perpindahan maupun gerakan di tempat berupa [getaran](#). Makin tingginya energi atom-atom penyusun benda, makin tinggi temperatur benda tersebut.

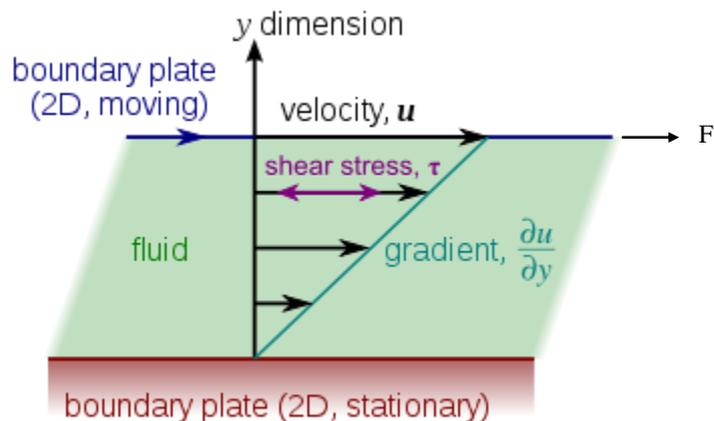
Temperatur diukur dengan alat [termometer](#). Empat macam termometer yang paling dikenal adalah Celsius, Reamur, Fahrenheit dan Kelvin. Perbandingan antara satu jenis termometer dengan termometer lainnya mengikuti [6] :

$$C : R : (F-32) = 5 : 4 : 9 \quad \text{dan}$$

$$K = C + 273 \text{ (derajat)}$$

### 2.1.6 Kekentalan (*Viscosity*)

Viskositas atau kekentalan merupakan sifat fluida yang menentukan besarnya ketahanan [fluida](#) terhadap tegangan geser. Pada dasarnya viskositas terjadi karena adanya gesekan antar lapisan fluida yang berdekatan ketika bergerak melintasi satu sama lain atau gesekan antara fluida dengan wadah tempat ia mengalir. Pada cairan, viskositas disebabkan oleh gaya kohesif antara molekul-molekulnya sedangkan gas, berasal tumbukan diantara molekul-molekul tersebut [4].



Gambar 2.2. Perubahan bentuk akibat dari penerapan tegangan geser [7]

Gaya yang diberikan sebanding dengan luas dan gradien kecepatan dalam fluida :

$$F = \mu A \frac{\partial u}{\partial y} \quad (7)$$

Persamaan ini dapat dinyatakan dalam tegangan geser,  $\tau = \frac{F}{A}$  sehingga :

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (8)$$

dimana;  $\tau$  = tegangan geser ( $\text{N/m}^2$ )  
 $\mu$  = viskositas dinamik ( $\text{Pa s}$ )  
 $A$  = luas penampang lempeng ( $\text{m}^2$ )  
 $\partial u/\partial y$  = gradien kecepatan ( $\text{s}^{-1}$ )

Perbandingan antara viskositas dinamik dan kerapatan (*density*) disebut viskositas kinematik, yaitu :

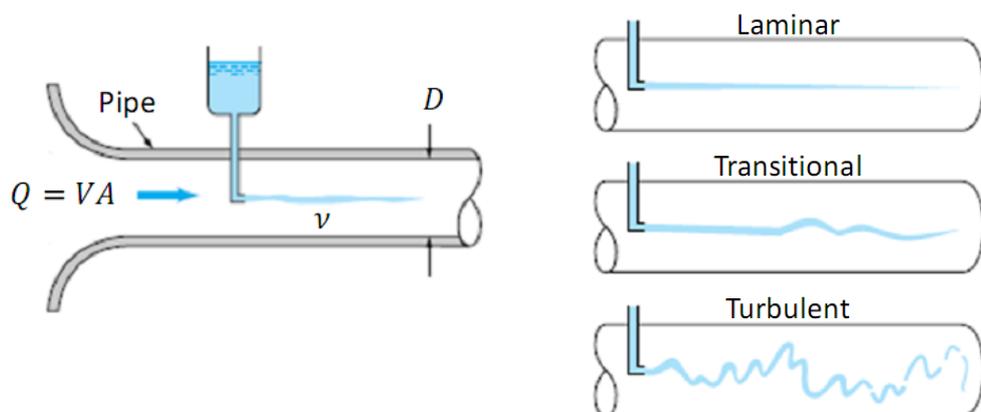
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (9)$$

Besarnya viskositas dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti temperatur, gaya tarik antar molekul dan ukuran serta jumlah molekul terlarut. Fluida, baik zat cair maupun zat gas yang jenisnya berbeda memiliki tingkat kekentalan yang berbeda.

## 2.2 Aliran Fluida Dalam Pipa Dan Saluran

### 2.2.1 Sifat-Sifat Aliran Berdasarkan Bilangan Reynold

Karakteristik struktur aliran internal (dalam pipa) sangat tergantung dari kecepatan rata-rata aliran dalam pipa, densitas, viskositas dan diameter pipa. Aliran fluida (cairan atau gas) dalam pipa mungkin merupakan aliran laminar atau turbulen. Pada aliran laminar, partikel-partikel fluida seolah-olah bergerak sepanjang lintasan yang halus dan lancar dengan kecepatan fluida rendah dan viskositasnya tinggi. Sedangkan aliran turbulen, partikel-partikel fluida bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan fluida tinggi dan viskositasnya rendah. Hal tersebut ditunjukkan oleh percobaan Osborne Reynolds. Percobaan tersebut dilakukan menginjeksikan zat pewarna ke dalam pipa yang dialiri fluida dengan kecepatan rata-rata tertentu seperti Gambar 2.3.



Gambar 2.3. Eksperimen ilustrasi jenis aliran [8].

Menurut hasil percobaan Reynold, untuk membedakan apakah aliran itu turbulen atau laminar dapat menggunakan bilangan tak berdimensi yang disebut dengan bilangan Reynold. Bilangan ini dihitung dengan persamaan berikut :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (10)$$

dimana;  $Re$  = Bilangan Reynold (tak berdimensi)

$V$  = kecepatan rata-rata (ft/s atau m/s)

$D$  = diameter pipa (ft atau m)

$\nu$  = viskositas kinematik ( $m^2/s$ )

Pada  $Re < 2300$ , aliran bersifat laminar.

Pada  $Re > 4000$ , aliran bersifat turbulen.

Pada  $Re = 2300 - 4000$  terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen tergantung pada kondisi pipa dan aliran.

### 2.2.2 Persamaan Kontinuitas

Fluida yang mengalir melalui suatu penampang saluran akan selalu memenuhi hukum kontinuitas yaitu laju massa fluida yang masuk  $\dot{m}_1$  akan selalu sama dengan laju massa fluida yang keluar  $\dot{m}_2$  [9], persamaan kontinuitas adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ (\rho AV)_1 &= (\rho AV)_2 \end{aligned} \quad (11)$$

untuk fluida inkompresibel :  $\rho_1 = \rho_2$

sehingga,

$$\begin{aligned} (AV)_1 &= (AV)_2 \\ Q_1 &= Q_2 \end{aligned} \quad (12)$$

dimana;  $\dot{m}$  = laju massa fluida (kg/s)

$Q$  = debit aliran ( $m^3/s$ )

$V$  = kecepatan aliran fluida (m/s)

$A$  = luas penampang dalam pipa ( $m^2$ )



Gambar 2.4. Penampang saluran silinder membuktikan persamaan kontinuitas [9].

### 2.2.3 Persamaan Dasar Bernoulli

Fluida tak termampatkan (inkompresibel) yang mengalir melalui suatu penampang sebuah pipa dan saluran apabila aliran bersifat tunak (*steady state*) dan tanpa gesekan (*inviscid*) akan memenuhi hukum yang dirumuskan oleh Bernoulli [9]. Perumusan tersebut dapat dijabarkan dari Persamaan Energi pada aliran fluida melalui sebuah penampang pipa silinder sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Energi masuk} &= \text{Energi keluar} \\ (E_p + E_k + p\forall)_1 &= (E_p + E_k + p\forall)_2 \end{aligned} \quad (13)$$

dimana;  $E_p$  = Energi potensial (J)

$E_k$  = Energi kinetik (J)

$p\forall$  = Energi tekanan (J)

kemudian dapat dijabarkan menjadi :

$$\left( mgz + \frac{mV^2}{2} + p\forall \right)_1 = \left( mgz + \frac{mV^2}{2} + p\forall \right)_2 \quad (14)$$

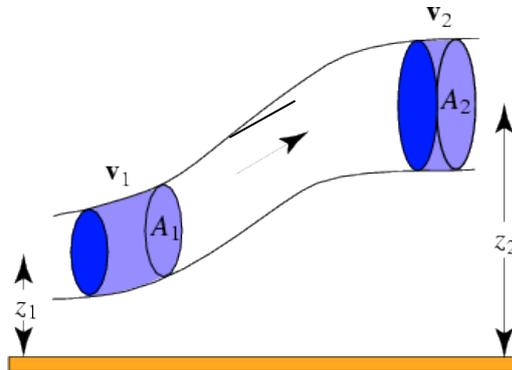
dibagi dengan "m" menjadi bentuk energi spesifik Y (J/kg) :

$$\left( gz + \frac{V^2}{2} + \frac{p\forall}{m} \right)_1 = \left( gz + \frac{V^2}{2} + \frac{p\forall}{m} \right)_2 \quad (15)$$

$$\left( gz + \frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right)_1 = \left( gz + \frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right)_2 \quad \text{dengan} \quad \frac{\forall}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (16)$$

dibagi dengan "g" menjadi bentuk persamaan "head" (m) :

$$\left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_1 = \left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_2 \quad (17)$$



Gambar 2.5. Profil saluran Bernouli [10].

Pada persamaan bernoulli diatas sering dalam bentuk persamaan energi "Head". Head pada persamaan diatas terdiri dari head ketinggian " $z$ ", head kecepatan " $V^2/2g$ ", dan head tekanan " $p/\rho g$ ". Head ketinggian menyatakan energi potensial yang dibutuhkan untuk mengangkat air setinggi " $m$ " kolom air. Head kecepatan menyatakan energi kinetik yang dibutuhkan untuk mengalirkan air setinggi " $m$ " kolom air. Yang terakhir, head tekanan adalah energi aliran dari " $m$ " kolom air yang mempunyai berat sama dengan tekanan dari kolom " $m$ " air tersebut.

Apabila penampang pipa diatas bukan permukaan sempurna sehingga terjadi gesekan antara aliran fluida dengan permukaan pipa maka persamaan energi menjadi :

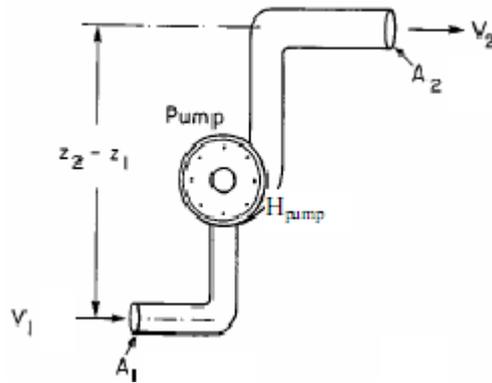
$$\left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_1 = \left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_2 + h_l \quad (18)$$

dimana;  $h_l$  = head kerugian aliran karena gesekan (*friction*)

Apabila pada penampang saluran ditambahkan energi seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.6, maka pompa akan memberikan energi tambahan pada aliran fluida sebesar  $H_{pump}$ , persamaan menjadi :

$$\left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_1 + H = \left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_2 + h_l \quad (19)$$

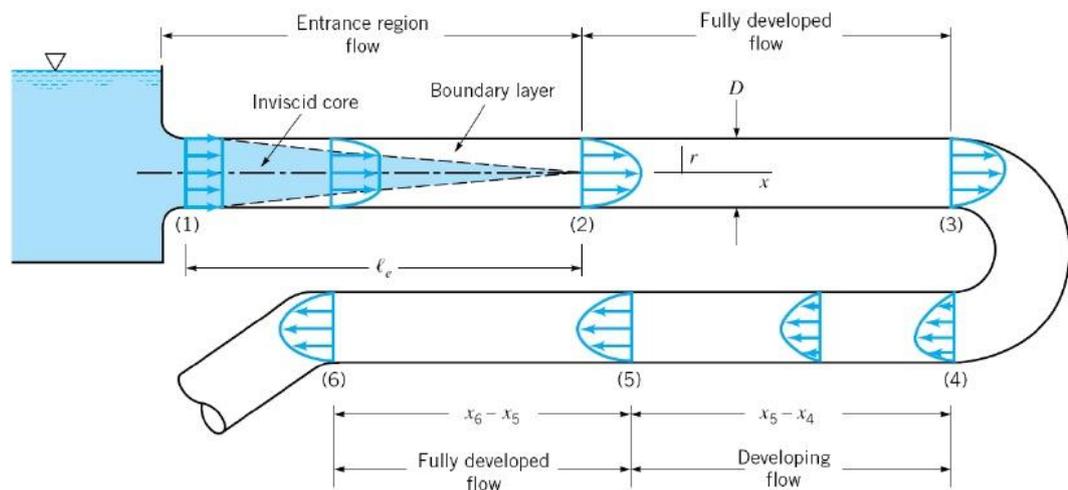
dimana;  $H = H_{pump}$  = Head pompa



Gambar 2.6. Perubahan energi pada pada pompa [9].

#### 2.2.4 Aliran Berkembang Penuh (*Fully Developed Flow*)

Setiap fluida yang mengalir dalam sebuah pipa harus memasuki pipa pada suatu lokasi. Daerah aliran di dekat lokasi fluida memasuki pipa disebut sebagai daerah masuk (*Entrance Region*). Daerah tersebut sekitar beberapa kali permulaan dari sebuah pipa yang dihubungkan pada sebuah tangki atau bagian awal dari saluran *duct* udara panas yang berasal dari sebuah tangki seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.7.



Gambar 2.7. Daerah masuk, aliran berkembang, dan aliran berkembang penuh dalam sistem pipa [8].

Fluida biasanya memasuki pipa dengan profil kecepatan yang hampir seragam pada bagian (1). Selagi fluida bergerak melewati pipa, efek viskos menyebabkannya tetap menempel pada dinding pipa (kondisi lapisan batas tanpa-slip). Hal ini berlaku

baik jika fluidanya adalah udara yang relatif inviscial maupun minyak yang kental. Jadi, sebuah lapisan batas (*boundary layer*) dimana efek viskos menjadi penting dihasilkan di sepanjang dinding pipa. Sehingga profil kecepatan awal berubah menurut jarak  $x$  sepanjang pipa, sampai fluidanya mencapai ujung akhir dari panjang daerah masuk, bagian (2), dimana setelah di luar itu profil kecepatan tidak berubah lagi menurut  $x$ . Lapisan batas telah berkembang ketebalannya sehingga mengisi pipa sepenuhnya. Efek viskos sangat penting di dalam lapisan batas. Sedangkan efek viskos fluida di luar lapisan batas (dalam inti *inviscid*) dapat diabaikan.

Panjang pipa antara awal dan titik di mana aliran mulai berkembang penuh disebut *Entrance Length*. Dilambangkan oleh  $L_e$ , *Entrance Length* merupakan fungsi bilangan Reynolds dari aliran tersebut. Secara umum,

$$\text{untuk Aliran Laminer : } \frac{L_e}{D} \approx 0,06 Re \quad (20)$$

$$\text{untuk Aliran Turbulen: } \frac{L_e}{D} \approx 4,4 (Re)^{1/6} \quad (21)$$

Aliran antara (2) dan (3) disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*). Selanjutnya aliran tersebut terganggu oleh belokan, katup dll. Di luar gangguan tersebut aliran secara bertahap mulai kembali ke karakternya berkembang penuhnya. Di daerah inilah gradien tekanan dan gaya geser menyeimbangkan satu sama lain dan aliran terus dengan profil kecepatan konstan. Gradien tekanan tersebut tetap konstan.

Di daerah masuk (*Entrance Region*) fluida melambat. Dengan demikian, daerah tersebut ada keseimbangan antara gaya inersia, gaya tekan dan gaya geser. Dan gradien tekanannya tidak konstan [8].

### 2.2.5 Distribusi Kecepatan, Tegangan Geser, Kapasitas Aliran

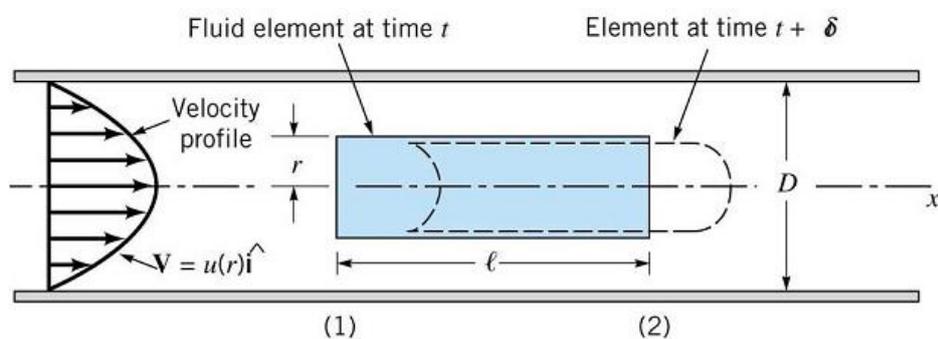
Aliran fluida inkompresibel yang bergesekan akan menimbulkan perubahan kecepatan pada penampang sistem aliran. Perubahan vektor kecepatan aliran ini dapat dinyatakan dalam suatu persamaan matematika yang dapat digambarkan dalam bentuk distribusi kecepatan.

Perubahan kecepatan akibat adanya pengaruh gesekan akan menimbulkan perubahan tegangan geser sepanjang aliran. Perubahan tegangan geser juga dapat dinyatakan dalam sebuah persamaan matematika yang dapat digambarkan dalam bentuk distribusi tegangan geser.

Persamaan matematika untuk distribusi kecepatan diperoleh dengan menganalisa partikel aliran pada suatu kontrol volume diferensial. Dengan menerapkan persamaan hukum II Newton untuk menentukan total gaya pada semua bidang, dan menggabungkan dengan persamaan deformasi linier fluida akan diperoleh persamaan distribusi kecepatan dan distribusi tegangan geser. Sedangkan persamaan kapasitas aliran diperoleh dari integrasi persamaan kecepatan pada luas penampang total [11].

### 2.2.6 Aliran Laminer Dalam Pipa

Profil kecepatan aliran laminar dalam pipa dianalisa dengan mempertimbangkan elemen fluida pada waktu  $t$  seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.8. Ini adalah silinder bundar fluida dengan panjang  $l$  dan jari-jari  $r$  berpusat pada sumbu pipa horizontal dengan diameter  $D$ . Aliran diasumsikan berkembang penuh dan *steady*. Setiap bagian fluida hanya mengalir sepanjang garis-jejak paralel terhadap dinding pipa dengan kecepatan konstan meskipun partikel tetangga memiliki kecepatan yang sedikit berbeda. Kecepatan bervariasi dari satu garis-jejak ke yang berikutnya dan ini dikombinasikan dengan viskositas fluida, sehingga menghasilkan tegangan geser.



Gambar 2.8. Gerakan sebuah elemen fluida dalam sebuah pipa silindris [8].

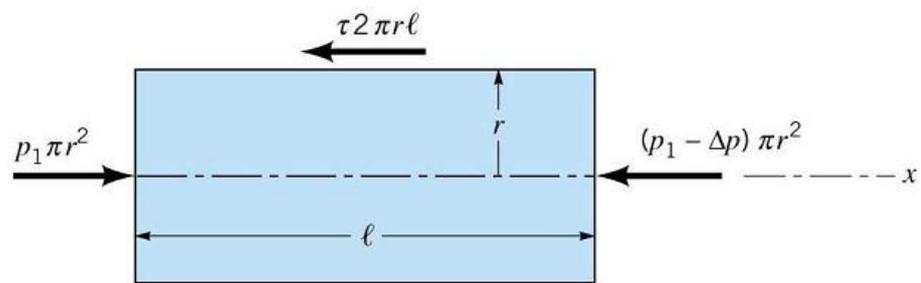
Jika gaya gravitasi diabaikan, tekanan hanya berbeda dalam arah x. Jika tekanan berkurang dalam arah x, maka

$$p_2 = p_1 - \Delta p \quad (\Delta p > 0) \quad (22)$$

Menerapkan hukum kedua Newton ( $F = ma$ ) tentang gerak untuk elemen fluida silinder

$$p_1 \pi r^2 - (p_1 - \Delta p) \pi r^2 = 2 \pi r l \tau$$

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{2\tau}{r} \quad (23)$$



Gambar 2.9. Diagram benda bebas dari sebuah silinder fluida [8].

Dengan demikian, aliran pipa horizontal berkembang penuh diatur oleh keseimbangan antara gaya tekan dan gaya viskos (gaya Coriolis-Stokes).

Distribusi tegangan geser :

$$\tau = \frac{r}{2} \left( \frac{\Delta p}{l} \right) \quad (24)$$

Tegangan geser bervariasi dari garis tengah pipa (pada  $r = 0$ ) hingga dinding pipa (pada  $r = D/2$ ), maka

$$\tau = \frac{2\tau_w r}{D} \quad (25)$$

Dimana  $\tau_w$  adalah tegangan geser maksimum (*the wall shear stress*).

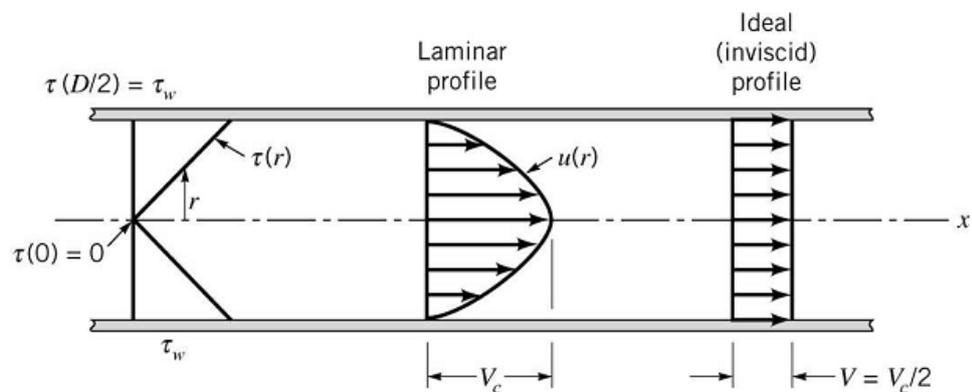
Tegangan geser juga menyebabkan terjadinya penurunan tekanan di sepanjang pipa. Penurunan tekanan dan tegangan geser dinding dihubungkan oleh persamaan :

$$\Delta p = \frac{4l\tau_w}{D} \quad (26)$$

Berdasarkan teori aliran laminar fluida Newton, tegangan geser hanya sebanding dengan gradien kecepatan ( $\tau = \mu \, du/dr$ ). Dan dalam notasi yang terkait dengan aliran pipa, persamaan menjadi :

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} \quad (27)$$

Tanda negatif diindikasikan untuk memberikan  $\tau > 0$  dengan  $du/dr < 0$  (kecepatan menurun dari garis tengah pipa hingga dinding pipa)



Gambar 2.10. Distribusi tegangan geser aliran fluida dalam pipa dan profil kecepatan khusus [8].

Dengan menggabungkan Persamaan (24) dan (27), kemudian mengintegrasikannya memperoleh profil kecepatan :

$$u(r) = \left( \frac{\Delta p \, D^2}{16\mu l} \right) \left[ 1 - \left( \frac{2r}{D} \right)^2 \right] = V_c \left[ 1 - \left( \frac{2r}{D} \right)^2 \right] \quad (28)$$

Dimana  $V_c$  adalah kecepatan garis tengah. Profil kecepatan ini diplot dalam Gambar 2.10. Profil ini adalah parabola dalam koordinat radial  $r$ , memiliki kecepatan maksimal  $V_c$  di tengah pipa, dan kecepatan minimum (nol) di dinding pipa tersebut.

Untuk profil kecepatan sebagai fungsi tegangan geser dinding :

$$u(r) = \frac{\tau_w D}{4\mu} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (29)$$

Laju aliran volume :

$$Q = \int u dA = \int_{r=0}^{r=R} u(r) 2\pi r dr = 2\pi V_c \int_0^R \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] r dr$$

$$Q = \frac{\pi R^2 V_c}{2} = \frac{\pi R^4 (\Delta p)}{8\mu l} = \frac{\pi D^4 \Delta p}{128\mu l} \quad (30)$$

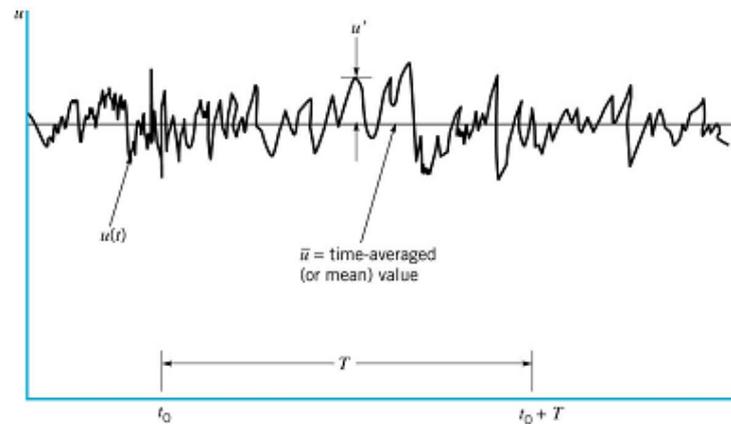
Persamaan 30 biasa disebut Hukum Poiseuille. Dan aliran laminar dalam pipa disebut aliran Hagen-Poiseuille [8].

Kecepatan rata-rata :

$$V = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{V_c}{2} = \frac{\Delta p D^2}{32\mu l} \quad (31)$$

### 2.2.7 Aliran Turbulen Dalam Pipa

Parameter untuk aliran turbulen didiskripsikan dalam Gambar 2.11.



Gambar 2.11. *Time-averaged*,  $\bar{u}$ , dan *fluctuating*,  $u'$ , deskripsi parameter aliran turbulen. [8]

Kecepatan fluida dalam aliran pada suatu titik dapat dianggap sebagai waktu rata-rata dari kecepatan fluida. Jadi jika  $u = u(x, y, z, t)$  adalah komponen kecepatan fluida sesaat di beberapa titik, maka nilai waktu rata-rata,  $\bar{u}$ , adalah

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u(x, y, z, t) dt \quad (32)$$

dimana interval waktu  $T$  harus lebih besar dari waktu untuk fluktuasi terpanjang.

Dalam konsep tegangan geser untuk aliran turbulen, ini tidak sebanding dengan gradien kecepatan waktu rata-rata ( $\tau \neq \mu d\bar{u}/dy$ ). Aliran ini juga berisi kontribusi yang disebabkan oleh fluktuasi acak dari komponen kecepatan. Tegangan geser turbulen dapat dinyatakan dalam persamaan berikut :

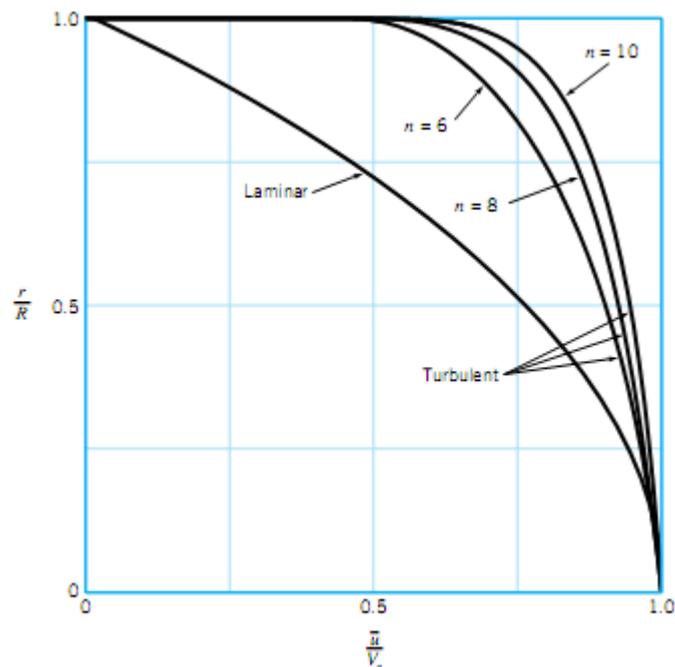
$$\tau_{turb} = \rho l_m^2 \left( \frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2 \quad (33)$$

Dimana  $l_m$  panjang pencampuran antar partikel fluida secara acak, dari daerah yang kecepataannya sama ke daerah yang kecepataannya berbeda.

Profil kecepatan untuk aliran turbulen pada pipa halus dapat dinyatakan dalam bentuk profil kecepatan hukum pangkat (*power-law velocity profile*) yaitu :

$$\frac{\bar{u}}{V_c} = \left( 1 - \frac{r}{R} \right)^{1/n} \quad (34)$$

Dalam pernyataan ini, nilai  $n$  adalah fungsi dari bilangan Reynolds, dengan nilai-nilai tertentu antara  $n = 6$  dan  $n = 10$ . Karakteristik profil kecepatan turbulen yang didasarkan pada pernyataan *power-law* ditunjukkan pada Gambar 2.12.



Gambar 2.12. Karakteristik profil kecepatan aliran laminar dan aliran turbulen [8].

### 2.2.8 Perubahan Tekanan Fluida

Perubahan tekanan dalam aliran fluida terjadi karena adanya perubahan ketinggian, perubahan kecepatan akibat perubahan penampang dan gesekan fluida. Pada aliran tanpa gesekan perubahan tekanan dapat dianalisa dengan persamaan Bernoulli yang memperhitungkan perubahan tekanan ke dalam perubahan ketinggian dan perubahan kecepatan. Sehingga perhatian utama dalam menganalisa kondisi aliran nyata adalah pengaruh dari gesekan. Gesekan akan menimbulkan penurunan tekanan atau kehilangan tekanan dibandingkan dengan aliran tanpa gesekan. Berdasarkan lokasi timbulnya kehilangan, secara umum kehilangan tekanan akibat gesekan atau kerugian ini dapat digolongkan menjadi 2 yaitu: kerugian mayor dan kerugian minor.

Kerugian mayor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan aliran fluida pada sistem aliran penampang pipa yang konstan. Sedangkan kerugian minor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan yang terjadi pada alat kelengkapan pipa seperti katup, belokan, tee, filter dan pada penampang pipa yang tidak konstan. Kerugian ini untuk selanjutnya akan disebutkan sebagai *head loss* [11].

### 2.2.9 Kerugian Mayor (*Major Losses*)

Dengan mempergunakan persamaan keseimbangan energi, sesuai persamaan 12 untuk aliran inkompresibel dan *steady* yaitu :

$$z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_l$$

Dimana  $h_l$  adalah head loss antara bagian (1) dan (2). Dengan asumsi aliran berkembang penuh, luas penampang konstan dan pipa horisontal, maka  $D_1 = D_2$  (sehingga  $V_1 = V_2$ ) dan  $z_1 = z_2$ . Persamaan energi menjadi :

$$h_l = h_{l\ major} = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \quad (35)$$

Jadi head kerugian mayor dapat dinyatakan sebagai kerugian tekanan aliran fluida berkembang penuh melalui pipa penampang konstan.

Untuk aliran laminar, berkembang penuh, pada pipa horisontal, penurunan tekanan dapat dihitung secara analitis, diperoleh :

$$\Delta p = \frac{128\mu l Q}{\pi D^4} = \frac{128\mu l V (\pi D^2/4)}{\pi D^4} = 32 \frac{l \mu V}{D D} \quad (36)$$

Dengan mensubstitusikannya ke dalam persamaan 35 maka diperoleh :

$$h_{l \text{ major}} = 32 \frac{l \mu V}{D \gamma D} = \frac{l V^2}{D 2g} \left( 64 \frac{\mu}{\rho V D} \right) = \left( \frac{64}{Re} \right) \frac{l V^2}{D 2g} \quad (37)$$

Untuk aliran turbulen, berkembang penuh, penurunan tekanan dan head loss dievaluasi dengan menggunakan hasil eksperimen dan analisa dimensi. Penurunan tekanan aliran turbulen disebabkan oleh gesekan pipa daerah-konstan horizontal dan dapat ditulis dalam bentuk fungsional sebagai :

$$\Delta p = F(V, D, l, \varepsilon, \mu, \rho)$$

dimana  $V$  adalah kecepatan rata-rata,  $l$  adalah panjang pipa,  $\varepsilon$  adalah ukuran kekasaran dinding pipa,  $\mu$  adalah viskositas fluida, dan  $\rho$  adalah densitas fluida.

Dalam bentuk tanpa dimensi :

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \phi \left( \frac{\rho V D}{\mu}, \frac{l}{D}, \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (38)$$

dimana  $\varepsilon/D$  kekasaran relatif pipa. Dengan asumsi bahwa penurunan tekanan berbanding lurus dengan panjang pipa, sehingga :

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \frac{l}{D} \phi \left( Re, \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (39)$$

Kuantitas  $\Delta p D / (l \rho V^2 / 2)$  disebut faktor gesekan  $f$ . Jadi penurunan tekanannya adalah :

$$\Delta p = f \frac{l \rho V^2}{D 2} \quad (40)$$

dimana

$$f = \phi \left( Re, \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (41)$$

Head loss mayor untuk aliran turbulen diperoleh dengan menggabungkan persamaan 35 dan persamaan 40, sehingga :

$$h_{l\text{major}} = f \frac{l V^2}{D 2g} \quad (42)$$

Persamaan ini disebut persamaan Darcy-Weisbach, berlaku untuk setiap aliran, berkembang penuh, steady, inkompresibel baik pada pipa horizontal maupun di atas bukit. Sedangkan faktor gesekan  $f$ , disebut sebagai faktor gesekan Darcy [8].

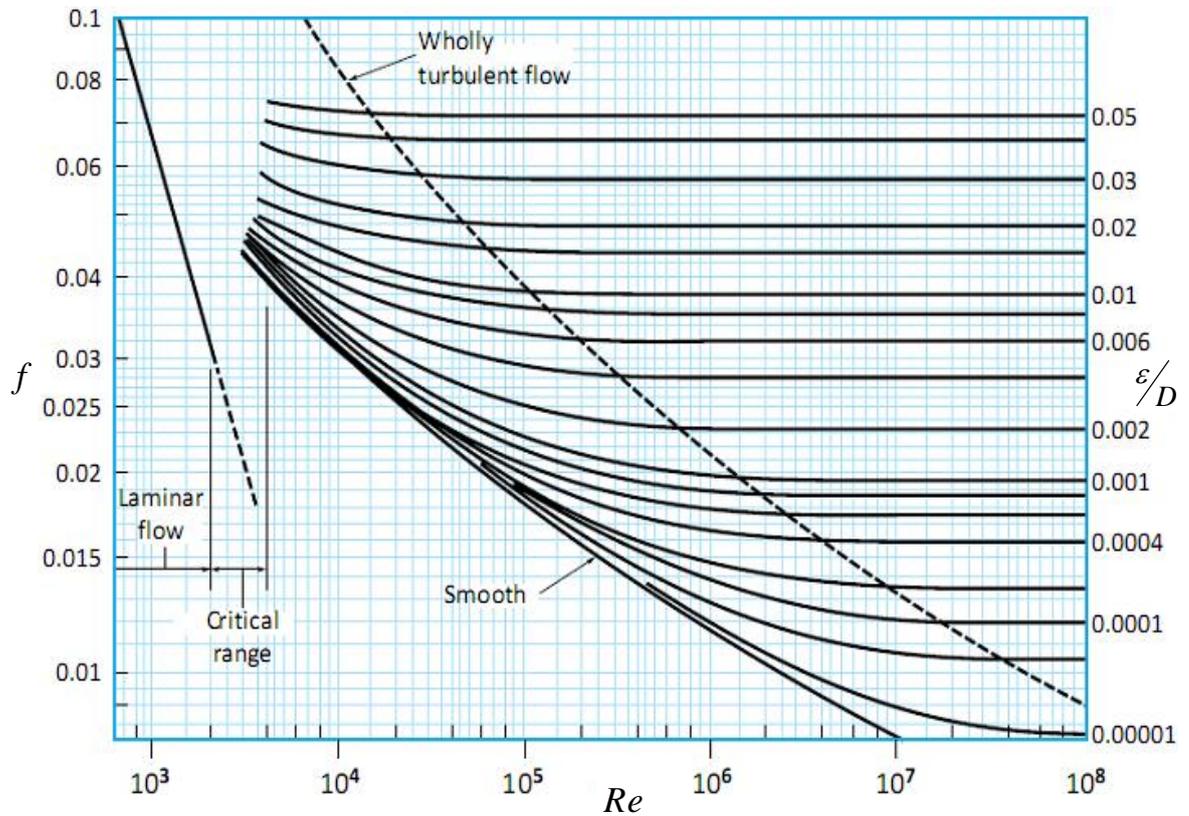
Faktor gesekan  $f$  untuk aliran laminer adalah  $f = 64/Re$  dan tidak bergantung dengan kekasaran relatif pipa  $\varepsilon/D$ . Sedangkan untuk aliran turbulen, ketergantungan fungsional  $f = \phi (Re, \varepsilon/D)$  adalah kompleks. Hasil tersebut dapat diperoleh dengan menggunakan rumus Colebrook berikut :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (43)$$

Rumus tersebut diplot pada tahun 1944 oleh Moody ke dalam apa yang disebut Diagram Moody (Gambar 2.13). Diagram Moody adalah diagram faktor gesekan fungsi bilangan Reynold dan kekasaran relatif pipa. Nilai-nilai kekasaran yang khas untuk berbagai permukaan pipa ditampilkan pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1. Kekasaran ekivalen untuk berbagai material pipa

Material Pipa	Kekasaran Ekivalen, $\varepsilon$	
	ft	mm
Paku baja	0.003–0.03	0.9–9.0
Beton	0.001–0.01	0.3–3.0
Kayu diampas	0.0006–0.003	0.18–0.9
Besi tuang	0.00085	0.26
Besi galvanisir	0.0005	0.15
Besi komersial atau besi tempa	0.00015	0.045
Pipa saluran	0.000005	0.0015
Plastik, gelas	0,0 (halus)	0,0 (halus)



Gambar 2.13. Diagram Moody [8].

### 2.2.10 Kerugian Minor (*Minor Losses*)

Kerugian minor diberikan dalam bentuk koefisien kerugian (*loss coefficient*), yang didefinisikan sebagai :

$$K = \frac{h_l}{(V^2/2g)} = \frac{\Delta p}{1/2 \rho V^2} \quad (44)$$

Kemudian penurunan tekanan :

$$\Delta p = K \frac{\rho V^2}{2} \quad (45)$$

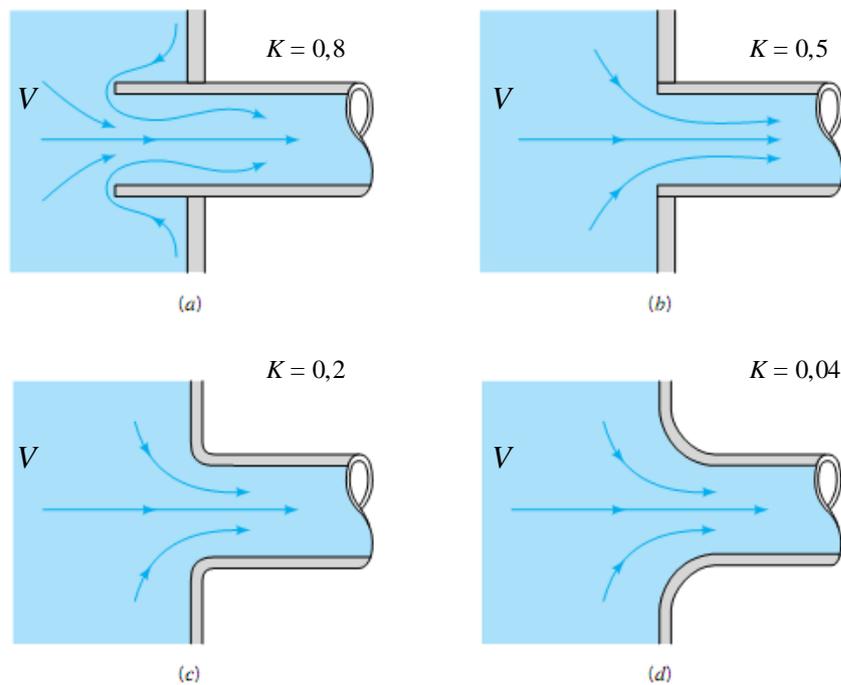
dan head loss :

$$h_{l \text{ minor}} = K \frac{V^2}{2g} \quad (46)$$

Cara menentukan nilai koefisien kerugian,  $K$  untuk berbagai bentuk transmisi pipa dan berbagai jenis komponen sistem pipa akan diperinci seperti di bawah ini.

**a. Ujung masuk (*inlet*) dan ujung keluar (*exit*) pipa**

Fluida mungkin mengalir dari reservoir ke dalam pipa dengan bentuk ujung masuk tertentu. Jika  $V$  menyatakan kecepatan aliran setelah masuk pipa, maka nilai koefisien kerugian,  $K$  dari persamaan 44 untuk berbagai bentuk ujung masuk pipa yang terhubung dengan reservoir diperlihatkan pada Gambar 2.14.



Gambar 2.14. Koefisien kerugian berbagai bentuk ujung masuk pipa (*inlet*) : (a) *reentrant*,  $K = 0,8$ , (b) *sharp edged*,  $K = 0,5$ , (c) *slightly rounded*,  $K = 0,2$ , dan (d) *well rounded*,  $K = 0,04$  [8].

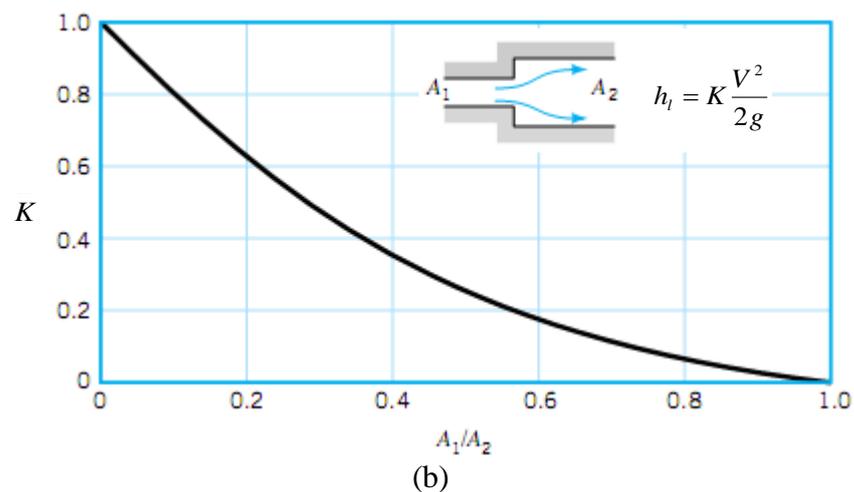
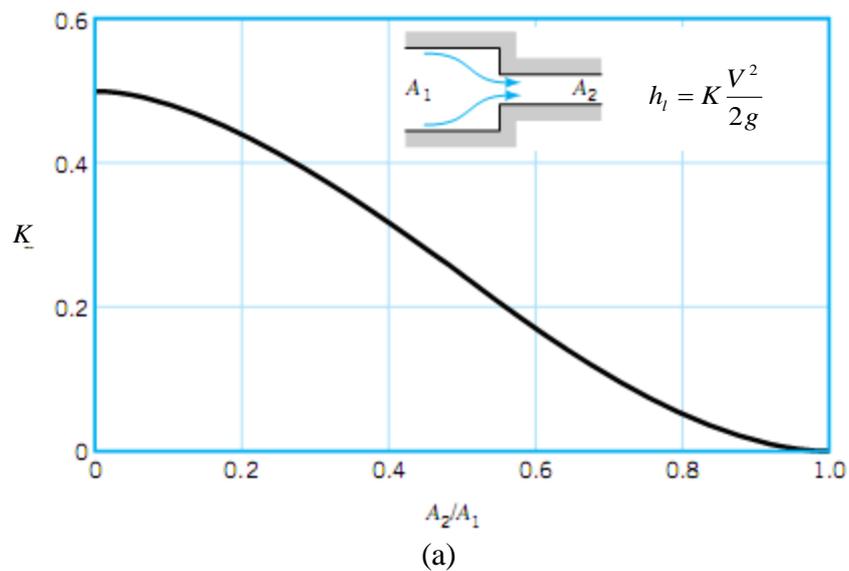
Untuk menghitung kerugian pada ujung pipa keluar, menurut Sularso [12] digunakan rumus seperti persamaan 46 :

$$h_{l\text{minor}} = K \frac{V^2}{2g}$$

dimana  $K = 1$  dan  $V$  adalah kecepatan rata di pipa keluar.

### b. Perubahan penampang pipa mendadak

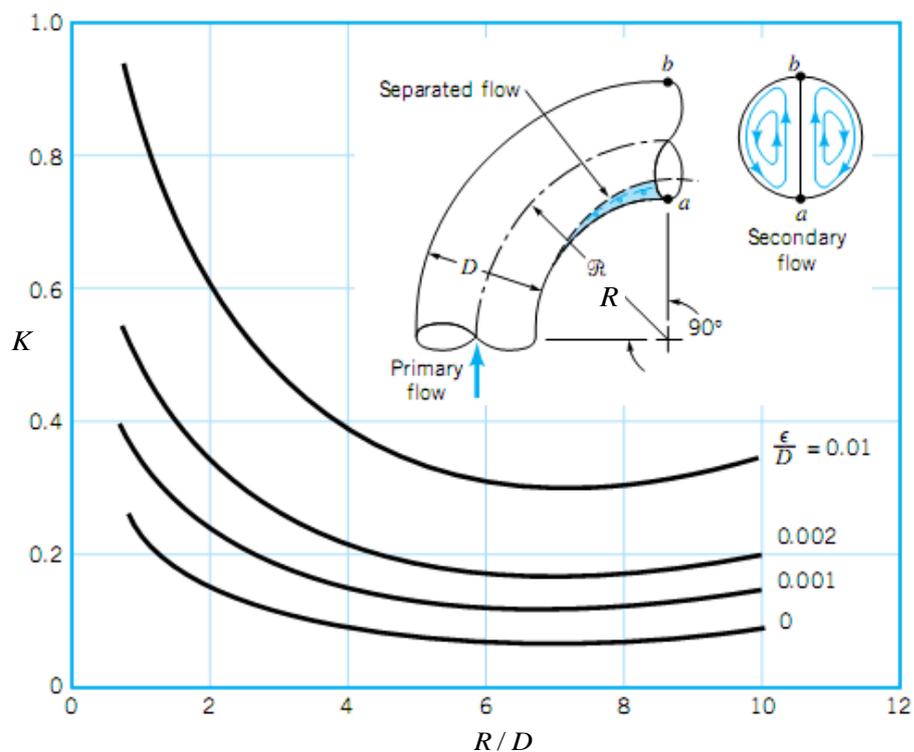
Pada kerugian yang terjadi karena perubahan penampang, nilai  $K$  merupakan fungsi aspek rasio. Aspek rasio adalah perbandingan penampang yang lebih kecil dengan penampang yang lebih besar. Untuk perubahan penampang seperti pengecilan penampang pipa mendadak (*sudden contraction*) dan pembesaran penampang pipa mendadak (*sudden expansion*), nilai  $K$  diberikan dalam Gambar 2.15 (a) dan (b).



Gambar 2.15. Koefisien kerugian pada perubahan pipa mendadak : (a) *sudden contraction*, (b) *sudden expansion* [8].

### c. Belokan pipa lengkung

Belokan dalam pipa menghasilkan kerugian head yang lebih besar daripada pipa yang lurus. Kerugian disebabkan daerah yang terpisah dari aliran dekat bagian dalam belokan (terutama jika tikungan tajam) dan aliran sekunder berputar yang terjadi karena adanya ketidakseimbangan gaya sentripetal akibat kelengkungan garis tengah pipa. Efek-efek dan nilai-nilai terkait untuk besar *Reynolds number* yang mengalir melalui sebuah belokan ditunjukkan pada Gambar 2.16.

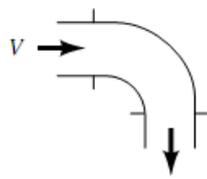
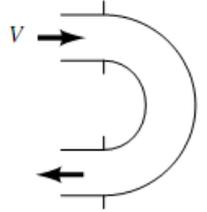
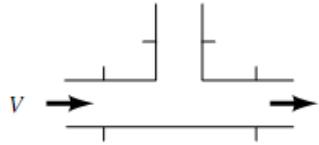
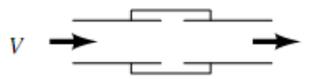


Gambar 2.16. Karakter aliran di belokan dan koefisien kerugian yang terkait [8].

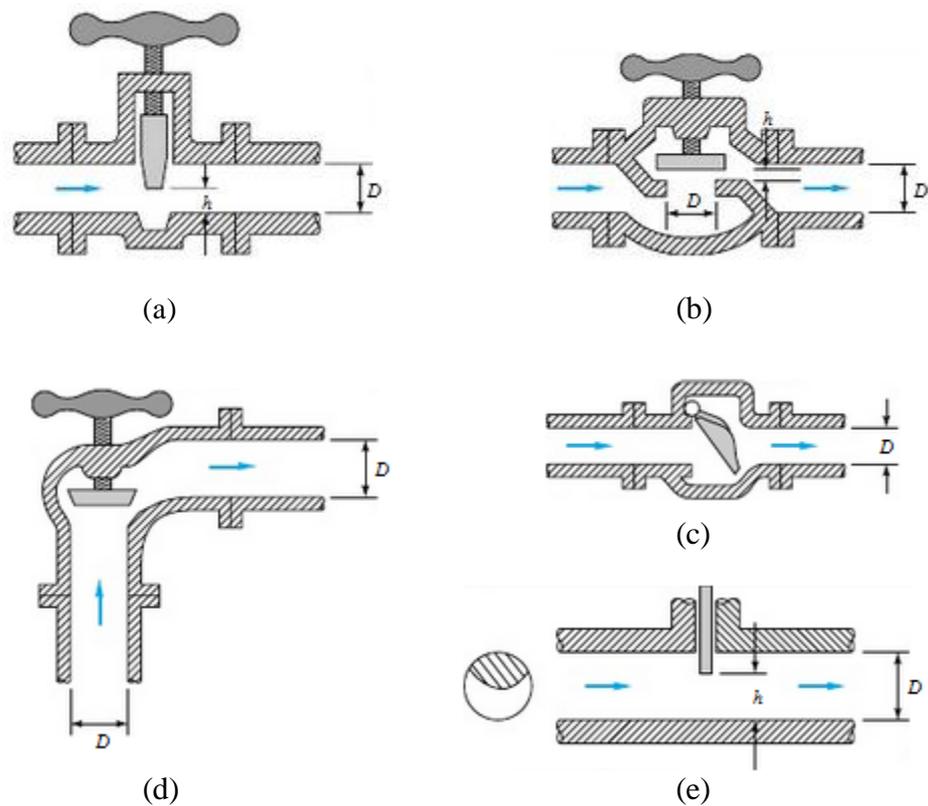
### d. Komponen-komponen pipa

Beberapa komponen pipa yang tersedia secara komersial (seperti katup, siku, tee, dsb), nilai koefisien kerugian  $K$  sangat bergantung pada bentuk komponen dan sangat lemah pada bilangan Reynolds yang besar. Seperti pada koefisien kerugian untuk siku, ini tergantung pada apakah sendi pipanya berulir atau flens. Nilai-nilai khas  $K$  untuk untuk komponen tersebut diberikan dalam Tabel 2.2.

Tabel 2.2. Nilai koefisien kerugian minor  $K$  berbagai komponen sistem perpipaan.

Component	$K$	
<b>a. Elbows</b>		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Long radius 45°, flanged	0.2	
Regular 45°, threaded	0.4	
<b>b. 180° return bends</b>		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
<b>c. Tees</b>		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, flanged	1.0	
Branch flow, threaded	2.0	
<b>d. Union, threaded</b>		
	0.08	
<b>*e. Valves</b>		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	0.26	
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	2.1	
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	$\infty$	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, $\frac{1}{3}$ closed	5.5	
Ball valve, $\frac{2}{3}$ closed	210	

Ada banyak desain katup yang berbeda dalam penggunaan komersial. Gambar 2.17 menunjukkan beberapa desain khas katup. Katup tersebut berfungsi untuk mengontrol laju aliran dalam pipa. Ketika katup ditutup, nilai  $K$  adalah tak terbatas dan tidak ada aliran fluida. Pembukaan katup mengurangi  $K$ , menghasilkan kecepatan aliran yang diinginkan. Nilai koefisien kerugian untuk beberapa jenis katup diberikan dalam Tabel 2.2.



Gambar 2.17. Desain khas dari berbagai katup : (a) *gate valve*; (b) *swing-check valve*; (c) *globe valve* ; (d) *angle valve* ; (e) *disk-type gate valve* [13].

### 2.3 Aliran Dua Fase

Aliran dua fase merupakan bagian dari aliran multi-fasa yang terdiri dari dua macam zat yang berbeda fase yang mengalir secara bersamaan dalam suatu saluran. Wujud dari aliran dua fase dapat berupa likuid-gas, likuid-padat, gas-padat, bahkan likuid-likuid. Aliran dua fase banyak dijumpai dalam kehidupan sehari-hari maupun dalam proses-proses industri.

Analisis terhadap aliran dua fase dapat dilakukan dengan menggunakan pendekatan seperti aliran dianggap homogen (*homogeneous flow*) atau terpisah (*separated flow*). Aliran homogen adalah model dari aliran dua fase yang mengasumsikan bahwa kedua fase tercampur dengan baik dan mengalir dengan kecepatan yang sama. Sedangkan aliran terpisah mengasumsikan bahwa kedua fase mengalir secara terpisah dengan kecepatan yang berbeda [14].

### 2.3.1 Penurunan Tekanan Aliran Dua Fase Likuid-Gas

Sebelum membahas aliran dua fase tersebut maka akan disampaikan analisis terhadap aliran satu fase. Untuk aliran sepanjang pipa seperti pada gambar 2.18 maka total gradien tekanan (*pressure gradient*),  $dp/dx$  yang terjadi adalah,

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{4\tau}{D} + \rho g \sin \theta + G^2 \frac{d}{dx} \left( \frac{1}{\rho} \right) \quad (47)$$

dengan,

$$\tau = \frac{C_f G^2}{2\rho} \quad \text{dan} \quad G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (48)$$

dimana,

$p$  = tekanan, N/m<sup>2</sup>

$x = l$  = panjang pipa, m

$\tau$  = tegangan geser dinding pipa, N/m<sup>2</sup>

$D$  = diameter pipa, m

$g$  = percepatan gravitasi, m/s<sup>2</sup>

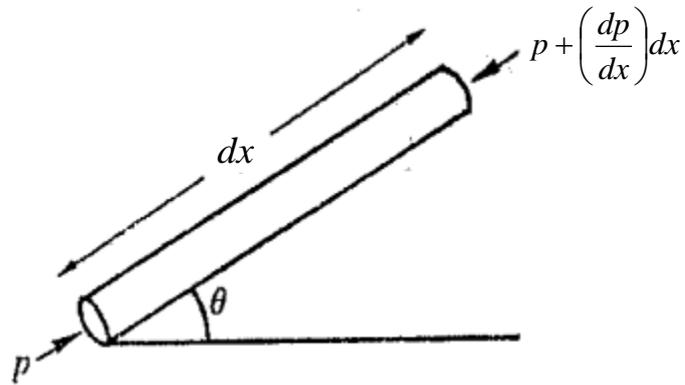
$\theta$  = sudut kemiringan pipa, °

$G = \rho \cdot V$  = fluks massa, kg/(m<sup>2</sup>s)

$\dot{m}$  = laju aliran massa, kg/s

$A$  = luas penampang pipa, m<sup>2</sup>

$C_f = \frac{f}{4}$  = *the skin friction coefficient*



Gambar 2.18. Kontrol volume aliran satu fase untuk persamaan momentum [15].

Persamaan (47) di atas mengungkapkan bahwa total gradien tekanan berasal dari tiga komponen rugi-rugi aliran, antara lain gesekan dinding, gravitasi, dan percepatan. Dengan mengintegrasikan gradien tekanan,  $dp/dx$  terhadap panjang pipa  $l$ , maka akan diperoleh penurunan tekanan (*pressure drop*) sebagai :

$$\Delta p = \int_0^l \left( \frac{dp}{dx} \right) dx \quad (49)$$

Pada aliran dua fase gas-likuid, total gradien tekanan juga berasal dari komponen tersebut di atas. Dalam hal ini, persamaan (47) dan (48) dapat digunakan untuk memprediksikan total penurunan tekanan yang terjadi, dimana  $G$  dan  $\rho$  masing-masing adalah,

$$G = G_g + G_l = \frac{\dot{m}_g}{A} + \frac{\dot{m}_l}{A} \quad (50)$$

dan,

$$\rho = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (51)$$

dimana,  $G_g$  = fluks massa gas ( $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ )

$G_l$  = fluks massa cairan ( $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ )

$\rho_g$  = densitas gas ( $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_l$  = densitas cairan ( $\text{kg/m}^3$ )

$\alpha$  = fraksi hampa

$\rho$  = densitas aliran dua fase rata-rata ( $\text{kg/m}^3$ )

Secara umum, fraksi hampa dinyatakan dengan persamaan berikut,

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{V_g}{V_l} \frac{1-X}{X} \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)} \quad (52)$$

dengan,

$$X = \frac{G_g}{G} \quad (53)$$

dimana,  $V_g$  = kecepatan aktual gas, m/s

$V_l$  = kecepatan aktual cairan, m/s

$X$  = kualitas uap

Untuk aliran homogen,  $V_g = V_l$ , sedangkan untuk aliran terpisah,  $V_g \neq V_l$ .

Berdasarkan uraian di atas dapat diungkapkan bahwa keberadaan fase gas di dalam aliran dua fase cairan-gas akan berkontribusi terhadap total penurunan tekanan. Apabila jumlah gas di dalam aliran dua fase cairan-gas tersebut bertambah maka total penurunan tekanan yang terjadi akan meningkat [14].

### 2.3.2 Penurunan Tekanan Aliran Dua Fase Likuid-Likuid

Pada analisis aliran dua fase likuid-likuid, misalnya pada percobaan yang telah dilakukan oleh Kumara dkk. [16] dan Elseth [17]. Mereka menggunakan model aliran homogen untuk memprediksi penurunan tekanan dalam aliran dua fase minyak-air dengan gradien tekanan diberikan sebagai :

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{f_m \rho_m V_m^2}{2D} - \rho_m g \sin \theta \quad (54)$$

Dengan menyatakan kecepatan campuran sebagai :

$$V_m = \frac{Q_o + Q_w}{A} \quad (55)$$

dimana  $Q_o$  dan  $Q_w$  adalah masing-masing debit aliran fase minyak dan fase air.

Beberapa model persamaan densitas campuran dan fraksi fase antara fase minyak dan air dapat ditemukan di dalam literatur. Kumara dkk [16] menyajikan model densitas campuran sebagai :

$$\rho_m = \eta_w \rho_w + (1-\eta_w) \rho_o \quad (56)$$

dimana  $\eta_w$  adalah fraksi fase air (*the water hold-up*) dan dinyatakan dengan :

$$\eta_w = \frac{A_w}{A} \quad (57)$$

Sedangkan Yaqob dan Abbas [3] menggunakan fraksi volume (rasio volume fase 1 terhadap volume total aliran) untuk memprediksi penurunan tekanan aliran dua fase likuid-likuid yaitu :

$$VF_o = \frac{\text{Volume occupied by oil}}{\text{Total volume of flow}} \quad (58)$$

dan

$$VF_w = \frac{\text{Volume occupied by water}}{\text{Total volume of flow}} \quad (59)$$

dimana  $VF_o$  dan  $VF_w$  adalah masing-masing fraksi volume minyak dan fraksi volume air. Sehingga densitas campuran minyak-air dinyatakan sebagai :

$$\rho_m = (VF_w) \rho_w + (VF_o) \rho_o \quad (60)$$

Selain itu dalam memperhitungkan viskositas campuran, Kumara dkk [16] menggunakan hubungan homogen seperti densitas campuran yaitu :

$$\mu_m = \eta_w \mu_w + (1-\eta_w) \mu_o \quad (61)$$

Sehingga viskositas campuran juga dapat diperkirakan dengan cara yang sama seperti persamaan 60.

Faktor gesekan yang terjadi pada aliran laminar fluida Newton dapat diperoleh dengan menerapkan persamaan aliran fase tunggal yaitu persamaan Hagen-Poiseuille. Sedangkan bilangan Reynolds dari persamaan ini dihitung dengan menggunakan analogi fase tunggal jika dispersi adalah homogen :

$$f_m = \frac{64}{Re_m} \quad ; \quad Re_m = \frac{\rho_m V_m D}{\mu_m} \leq 2100 \quad (62)$$

Untuk aliran turbulen fluida Newtonian, faktor gesekan dapat diperoleh dengan menggunakan korelasi Blasius [17] :

$$f_m = \frac{0,3164}{Re_m^{0,25}} \quad ; \quad 3000 \leq Re_m \leq 100.000 \quad (63)$$

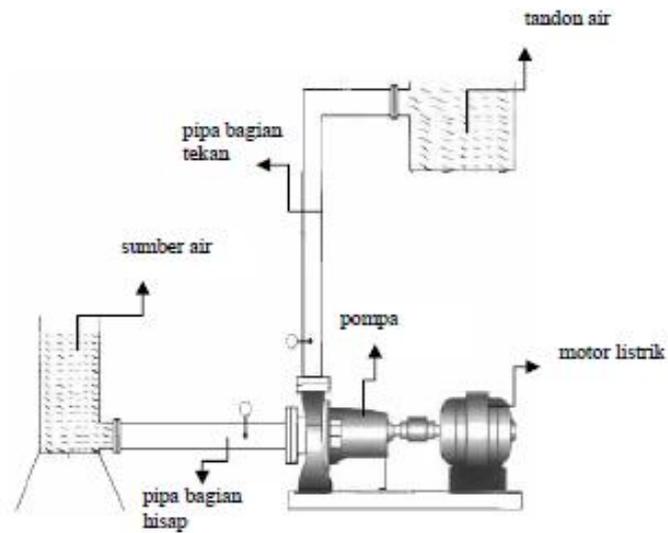
Berdasarkan uraian di atas dapat diungkapkan bahwa keberadaan fase minyak di dalam aliran dua fase minyak-air akan berkontribusi terhadap total penurunan tekanan. Dan dengan bertambahnya jumlah minyak di dalam aliran dua fase minyak-air maka total penurunan tekanan yang terjadi akan meningkat.

## 2.4 Pompa Sentrifugal

### 2.4.1 Pengertian Dan Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

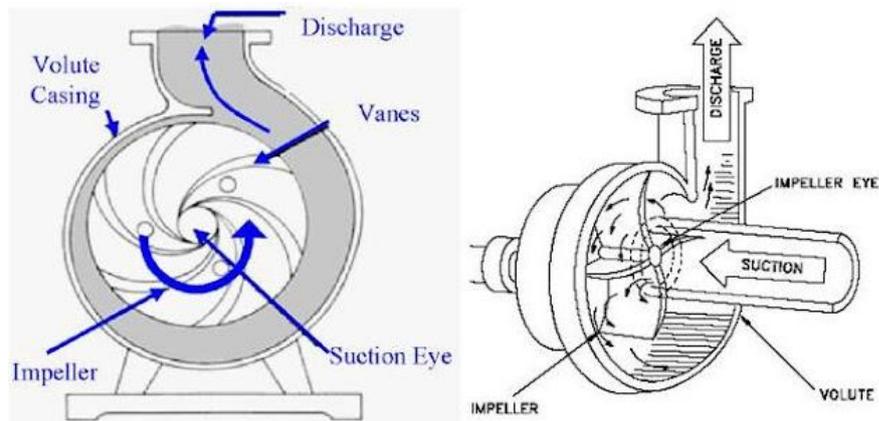
**Pompa** adalah suatu alat atau mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus.

Suatu pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu impeler atau lebih yang dilengkapi dengan sudu-sudu, yang dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi dengan/oleh sebuah rumah (casing). Pompa ini bekerja dengan prinsip putaran impeler sebagai elemen pemindah fluida yang digerakkan oleh motor. Zat cair yang berada di dalam akan berputar akibat dorongan sudu-sudu dan menimbulkan gaya sentrifugal yang menyebabkan cairan mengalir dari tengah impeler dan keluar melalui saluran di antara sudu-sudu dan meninggalkan impeler dengan kecepatan tinggi. Cairan dengan kecepatan tinggi ini dilewatkan ke saluran yang penampangnya makin membesar (*volute*) sehingga terjadi perubahan head (tinggi tekan) kecepatan menjadi head tekanan. Setelah cairan dilemparkan oleh impeler, ruang di antara sudu-sudu menjadi vacuum, menyebabkan cairan akan terhisap masuk sehingga terjadi proses pengisapan.



Gambar 2.19. Instalasi pompa [9].

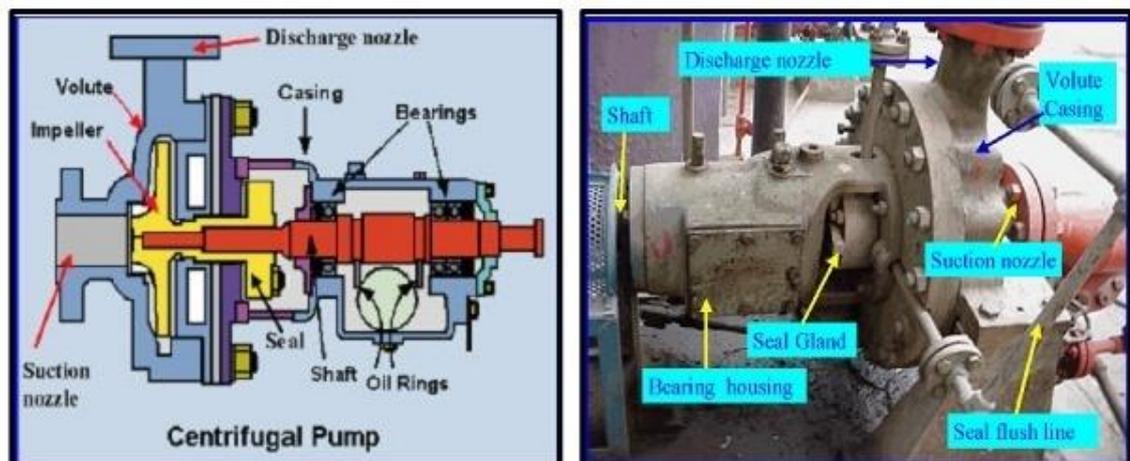
Selisih energi persatuan berat atau head total dari zat cair pada flens keluar dan flens masuk disebut sebagai head total pompa. Sehingga dapat dikatakan bahwa pompa sentrifugal berfungsi mengubah energi mekanik motor menjadi energi aliran fluida. Energi inilah yang mengakibatkan penambahan head kecepatan, head tekanan dan head potensial secara kontinu.



Gambar 2.20. Lintasan Aliran Cairan Pompa Sentrifugal (Sahdev) [18].

## 2.4.2 Komponen-komponen Pompa Sentrifugal

Komponen-komponen utama dari pompa sentrifugal adalah komponen berputar dan komponen statis. Komponen berputar terdiri dari poros dan impeler, sedangkan komponen yang tetap adalah rumah pompa (*casing*), penutup casing, dan bantalan (*bearing*). Komponen lainnya dapat dilihat secara lengkap pada Gambar 2.21.



Gambar 2.21. Komponen Utama Pompa Sentrifugal (Sahdev) [18].

## 2.4.3 Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal dapat diklasifikasikan menurut beberapa cara yaitu :

### 2.4.3.1 Menurut jenis aliran dalam impeler

a. Pompa aliran radial

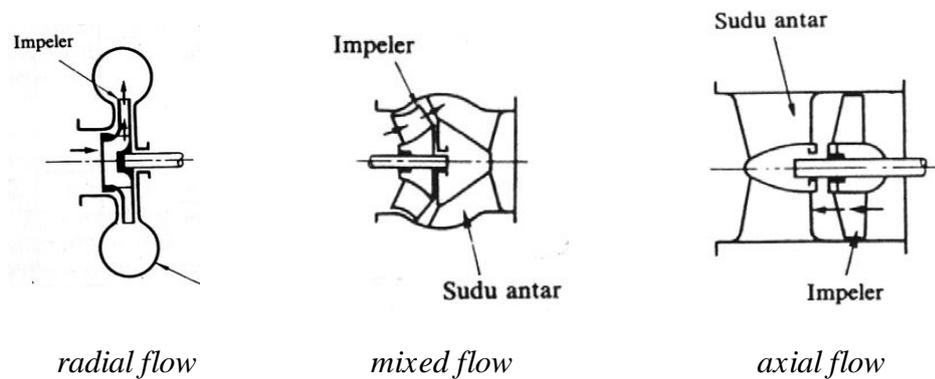
Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan tegak lurus poros pompa (arah radial).

b. Pompa aliran aksial

Aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder (arah aksial).

c. Pompa aliran campuran

Aliran zat cair didalam pompa waktu meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut (miring) sehingga komponen kecepatannya berarah radial dan aksial.



Gambar 2.22. Klasifikasi pompa menurut jenis aliran dalam impeller [12].

### 2.4.3.2 Menurut jenis impeler

a. Impeler tertutup

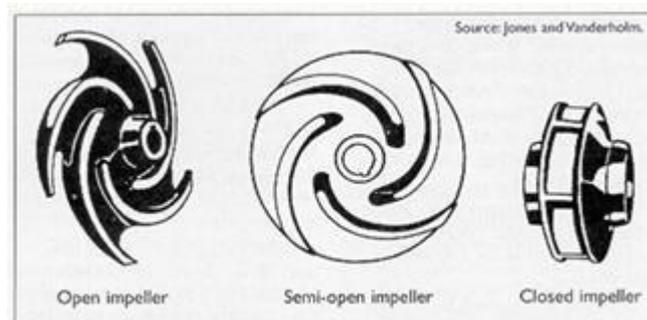
Sudu – sudu (kipas) ditutup oleh dua buah dinding yang merupakan satu kesatuan, digunakan untuk pemompaan zat cair yang bersih atau sedikit mengandung kotoran.

b. Impeler setengah terbuka

Impeler jenis ini terbuka disebelah sisi masuk (depan) dan tertutup disebelah belakangnya. Sesuai untuk memompa zat cair yang sedikit mengandung kotoran misalnya, air yang mengandung pasir.

c. Impeler terbuka

Impeler jenis ini tidak ada dindingnya di depan maupun dibelakang. Bagian belakang ada sedikit dinding yang disisakan untuk memperkuat sudu. Jenis ini banyak digunakan untuk pemompaan zat cair yang banyak mengandung kotoran.



Gambar 2.23. Klasifikasi pompa menurut jenis impeler [19].

### 2.4.3.3 Menurut bentuk rumah pompa

a. Pompa volut

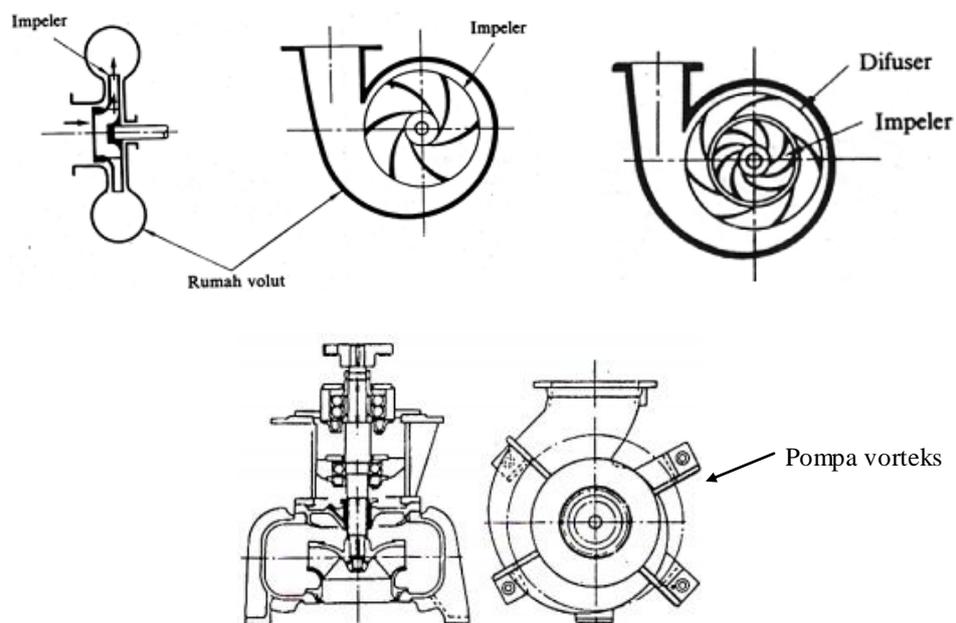
Pompa ini khusus untuk pompa sentrifugal. Aliran fluida yang meninggalkan impeler secara langsung memasuki rumah pompa yang berbentuk volut (rumah siput) sebab diameternya bertambah besar.

b. Pompa difuser

Konstruksi pompa ini dilengkapi dengan sudu pengarah (*diffuser*) di sekeliling saluran keluar impeler. Pemakaian diffuser ini akan memperbaiki efisiensi pompa. Difuser ini sering digunakan pada pompa bertingkat banyak dengan head yang tinggi.

c. Pompa vorteks

Pompa ini mempunyai aliran campur dan sebuah rumah volut seperti tergambar pada Gambar 2.24. Pompa ini tidak menggunakan diffuser, namun memakai saluran lebar berbentuk cincin. Dengan demikian pompa ini tidak mudah tersumbat dan cocok untuk pemakaian pada pengolahan cairan limbah.



Gambar 2.24. Klasifikasi pompa menurut bentuk rumah pompa [12].

### 2.4.3.2 Menurut jumlah tingkat

a. Pompa Satu Tingkat (*Single-stage pump*)

Pompa ini hanya mempunyai satu impeler. Head total yang ditimbulkan hanya berasal dari satu impeler, jadi relatif rendah.

b. Pompa Bertingkat Banyak (*Multi-stage pump*)

Pompa ini menggunakan beberapa impeler yang dipasang secara berderet (seri) pada satu poros. Zat cair yang keluar dari impeler pertama dimasukkan ke impeler berikutnya dan seterusnya hingga impeler terakhir. Head total pompa ini merupakan jumlahan dari head yang ditimbulkan oleh masing-masing impeler sehingga relatif tinggi.

### 2.4.4 Hukum Kesebangunan

Jika dua buah pompa sentrifugal yang geometris sebangun satu dengan yang lain maka untuk kondisi aliran yang sebangun berlaku hubungan sebagai berikut :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3} \quad (64)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^2}{n_2^2 D_2^2} \quad (65)$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{n_1^3 D_1^5}{n_2^3 D_2^5} \quad (66)$$

dimana;  $D$  = diameter impeler (m)  
 $Q$  = kapasitas aliran ( $m^3/s$ )  
 $BHP$  = daya poros pompa (kW)  
 $n$  = putaran poros pompa (rpm)

Hubungan diatas dinamakan Hukum Kesebangunan Pompa. Hukum tersebut sangat penting untuk menaksir perubahan performansi pompa bila putaran diubah dan juga untuk memperkirakan performansi pompa yang direncanakan apabila pompa tersebut geometris sebangun dengan pompa yang sudah diketahui performansinya [12].

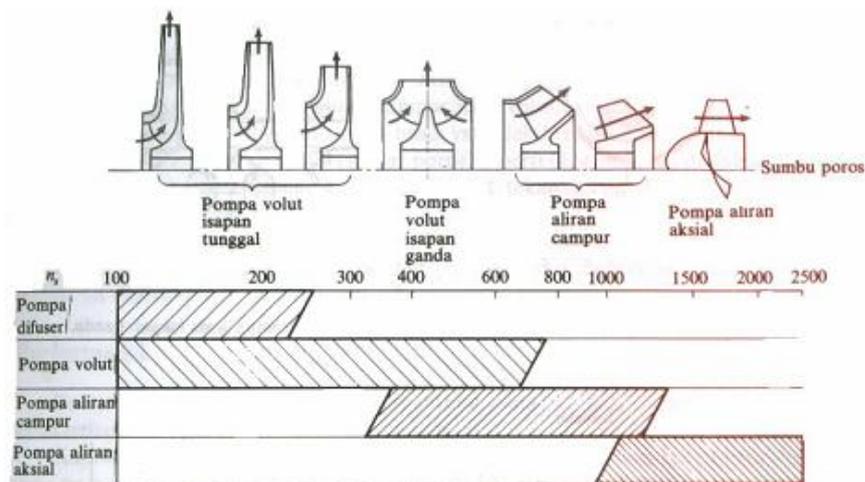
### 2.4.5 Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik sangat berguna untuk menentukan jenis impeler dan ukuran impeler. Persamaan kecepatan spesifik pompa dapat dituliskan:

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (67)$$

dimana  $n$ ,  $Q$  dan  $H$  adalah harga-harga pada titik efisiensi maksimum pompa.

Jika harga  $n_s$  kecil, maka impeler akan berjenis sentrifugal, jika harga  $n_s$  bertambah besar maka lebar saluran didalam impeler akan bertambah besar pula, dan apabila harga  $n_s$  bertambah lebih lanjut maka akan mencapai bentuk aliran campur, dan aliran yang melalui impeler akan mempunyai arah diagonal terhadap sumbu poros. Jikalau nilai  $n_s$  diperbesar lagi maka aliran yang terjadi mempunyai arah aksial atau sejajar dengan sumbu poros. Gambar berikut menunjukkan harga  $n_s$  dalam hubungannya dengan bentuk impeler.

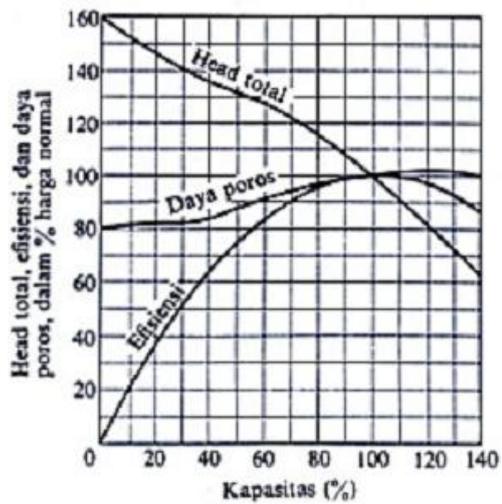


Gambar 2.25.  $n_s$  dan bentuk impeler [12].

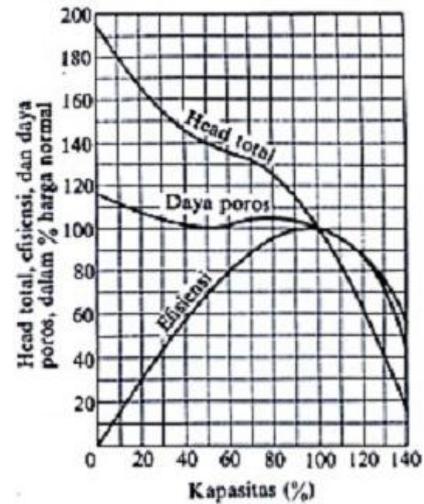
### 2.4.6 Kurva Performansi

Karakteristik sebuah pompa dapat digambarkan dalam kurva-kurva karakteristik, yang menyatakan besarnya head pompa, daya poros, dan efisiensi pompa, terhadap kapasitas. Kurva performansi tersebut, pada umumnya digambarkan pada putaran yang tetap.

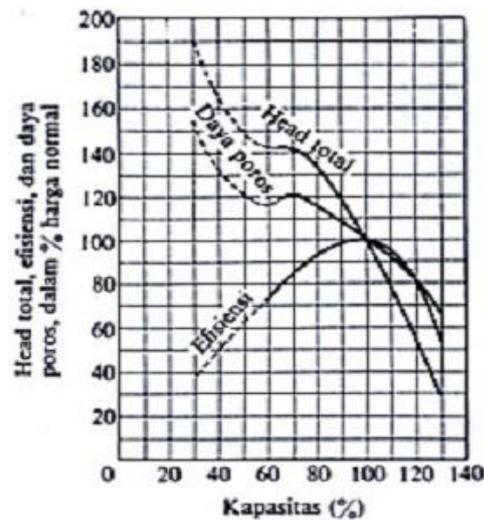
Gambar 2.26 (a) sampai (c) memperlihatkan contoh kurva performansi untuk tiga jenis pompa dengan harga  $n_s$  yang jauh berbeda. Besaran kurva karakteristik dinyatakan dalam persen. Titik 100% untuk harga kapasitas, head total pompa, dan daya pompa, diambil pada keadaan efisiensi maksimum.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.26. Kurva karakteristik pompa : pompa volut (a), pompa aliran campur (b), pompa aliran aksial (c) [12].

### 2.4.7 Kapasitas Aliran ( $Q$ )

Kapasitas aliran didefinisikan sebagai volume cairan per satuan waktu yang mengalir melalui penampang pipa. Kapasitas atau debit aliran dalam pipa sangat bergantung dengan kecepatan aliran fluida dan luas penampang pipa. Sehingga persamaan kapasitas pompa dapat dituliskan :

$$Q = V A \quad (68)$$

Dimana;

- $Q$  = kapasitas aliran ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $V$  = kecepatan aliran fluida ( $\text{m/s}$ )
- $A$  = luas penampang dalam pipa ( $\text{m}^2$ )

### 2.4.8 Head Pompa

Head pompa adalah energi per satuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai dengan kondisi instalasi pompa, atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang "m" (SI). Pada uraian tentang persamaan Bernoulli yang dimodifikasi untuk aplikasi pada instalasi pompa, terlihat bahwa persamaan Bernoulli (persamaan 19) dalam bentuk energi "head" terdiri dari empat bagian "head" yaitu head elevasi ( $z$ ), head tekanan ( $h_p$ ), head kecepatan ( $h_v$ ), dan head kerugian ( $h_l$ ). Persamaan Bernoulli dalam bentuk energi head :

$$\left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_1 + H = \left( z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \right)_2 + h_l$$

$$H = (z_2 - z_1) + \left( \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \right) + h_l \quad (69)$$

$$H = \Delta z + \Delta h_p + \Delta h_v + h_l$$

$$H = H_{statis\ total} + \Delta h_v + h_{l\ major} + h_{l\ minor}$$

Dimana;

$$\Delta h_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \text{perbedaan head tekanan pada sisi keluar dengan sisi isap}$$

$$\Delta h_v = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = \text{perbedaan head kecepatan pada sisi keluar dengan sisi isap}$$

$$\Delta z = z_2 - z_1 = \text{perbedaan tinggi permukaan cairan pada sisi keluar dengan sisi isap}$$

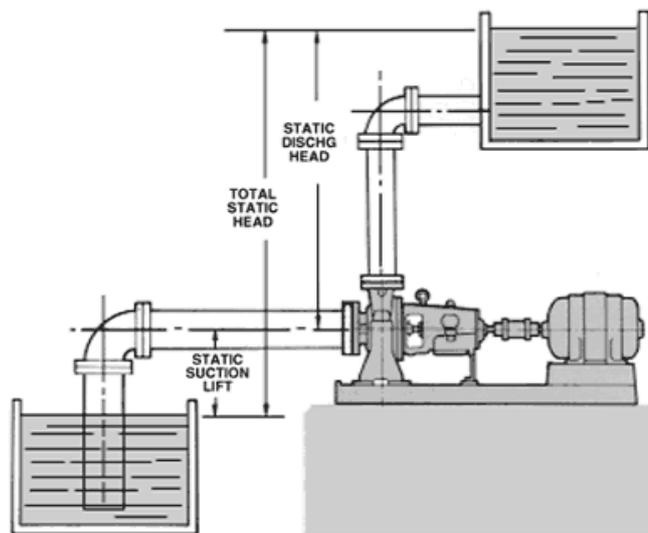
Tanda + : jika permukaan cairan pada sisi isap lebih rendah dari sumbu pompa

Tanda - : jika permukaan cairan pada sisi isap lebih tinggi dari sumbu pompa

$$H_{\text{statis total}} = \Delta z + \Delta h_p = \text{penjumlahan dari head elevasi dengan head tekanan}$$

$$h_l = h_{l\text{major}} + h_{l\text{minor}} = \text{penjumlahan dari head loss major dan head loss minor}$$

$$H = H_{\text{pompa}} = \text{head total pompa}$$



Gambar 2.27. Head statis total [19].

#### 2.4.9 Head Kerugian (*Head Loss*)

Head kerugian yaitu energi untuk mengatasi kerugian-kerugian yang terdiri atas kerugian gesek di dalam pipa-pipa, dan kerugian di dalam belokan-belokan, sambungan (*fitting*), katup-katup, dsb. *Head loss* merupakan penjumlahan dari head kerugian mayor dan head kerugian minor ( $h_l = h_{l\text{major}} + h_{l\text{minor}}$ ).

### a. Head Kerugian Mayor (*Head Loss Major*)

Pada uraian sebelumnya telah disampaikan bahwa kerugian mayor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan aliran fluida pada sistem aliran penampang pipa yang konstan. Sehingga persamaan head untuk mengatasi kerugian tersebut adalah :

$$h_{l\ major} = f \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (70)$$

Dimana;  $f$  = faktor gesekan

$g$  = percepatan gravitasi ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

$l$  = panjang pipa (m)

$V$  = kecepatan rata-rata aliran fluida dalam pipa (m/s)

$D$  = diameter dalam pipa (m)

Perhitungan kerugian gesek di dalam pipa dipengaruhi oleh pola aliran, untuk aliran laminar dan turbulen akan menghasilkan faktor gesekan yang berbeda, hal ini karena karakteristik dari aliran tersebut. Apabila aliran laminar, faktor gesekan,  $f$  dapat dicari dengan pendekatan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (71)$$

Apabila aliran turbulen, faktor gesekan,  $f$  dapat dicari dengan menggunakan diagram Moody (Gambar 2.13) seperti yang telah diuraikan sebelumnya.

### b. Head Kerugian Minor (*Head Loss Minor*)

Kerugian minor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan yang terjadi pada komponen-komponen sistem pipa. Sesuai dengan persamaan 46, perumusan *Head loss minor* adalah :

$$h_{l\ minor} = K \frac{V^2}{2g}$$

Dimana;  $K$  = koefisien kerugian minor

$g$  = percepatan gravitasi ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

$V$  = kecepatan rata-rata aliran fluida dalam pipa (m/s)

Nilai  $K$  untuk berbagai komponen pipa telah diuraikan pada poin 2.2.10.

### 2.4.10 Kerja, Daya dan Efisiensi Pompa

Pompa merupakan mesin yang bekerja dengan menggunakan energi luar. Energi dari luar (motor listrik) diubah menjadi putaran poros pompa dimana impeler terpasang padanya. Perubahan energi dari suatu bentuk ke bentuk lain selalu tidak sempurna dan ketidaksempurnaan perubahan ini yang disebut dengan efisiensi.

Ada beberapa definisi yang berhubungan dengan kerja pompa, yaitu ;

#### a. Daya Listrik ( $P_{el}$ )

Adalah besarnya energi listrik per satuan waktu yang masuk ke motor listrik, yang dapat dirumuskan dengan :

$$P_{el} = U \cdot I \quad (72)$$

Dimana;  $P_{el}$  = daya input motor listrik (Watt)

$U$  = besar tegangan pada motor listrik (Volt)

$I$  = besar arus pada motor listrik (Ampere)

#### b. Daya Rotor ( $P_{rotor}$ )

Daya rotor (penggerak motor listrik) adalah jumlah energi yang keluar dari motor listrik dan diteruskan ke poros pompa. Daya ini dirumuskan dengan persamaan :

$$P_{rotor} = T \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60} \quad (73)$$

dengan

$$T = F \cdot L \quad (74)$$

dimana;  $P_{rotor}$  = daya rotor (watt)

$\omega$  = kecepatan sudut poros (rad/s)

$n$  = putaran yang dihasilkan oleh motor listrik (rpm)

$T$  = torsi yang dihasilkan (Nm)

$F$  = gaya pembebanan (N)

$L$  = panjang lengan pengukur torsi (m)

**c. Daya Poros Pompa (*Brake Horse Power*)**

Adalah daya dihasilkan dari putaran poros motor listrik dikalikan dengan efisiensi koplingnya, dihitung dengan persamaan :

$$BHP = \frac{\eta_{transmisi} \times P_{rotor}}{(1 + \beta)} \quad (74)$$

Dimana;  $BHP$  = daya poros pompa (watt)

$\eta_{transmisi}$  = efisiensi transmisi (tabel)

$\beta$  = faktor cadangan

Tabel 2.3. Faktor cadangan daya dari motor penggerak

Motor Penggerak	$\beta$
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar besar	0,1 – 0,2

Tabel 2.4. Efisiensi berbagai jenis transmisi

Jenis Transmisi	$\eta_{transmisi}$
Sabuk Rata	0,9 – 0,93
Sabuk V	0,95
Roda Gigi	0,92 – 0,98
Kopling Hidrolik	0,95 – 0,97
Poros yang dikopel langsung	1

**d. Daya Hidrolis (*Water Horse Power*)**

Daya hidrolis adalah daya yang diteruskan dari pompa menuju fluida, yang dirumuskan dengan :

$$WHP = \rho g Q H \quad (75)$$

Dimana;  $WHP$  = daya hidrolis (watt)

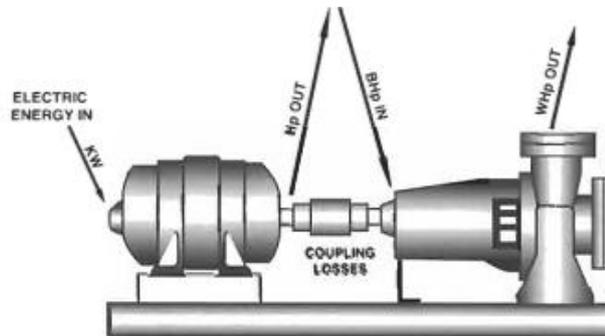
$Q$  = kapasitas pompa ( $m^3/s$ )

- $H$  = head pompa (m)  
 $g$  = percepatan gravitasi ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )  
 $\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

#### e. Efisiensi Pompa

Merupakan rasio antara daya hirolis pompa terhadap daya poros pompa, yang dirumuskan dengan :

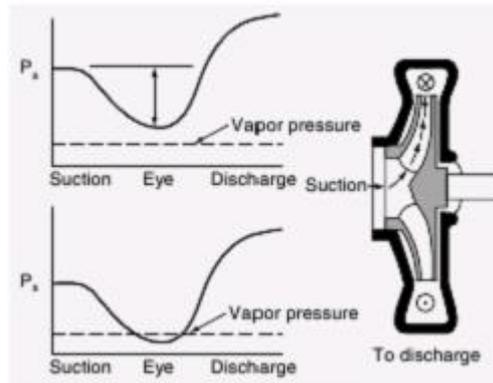
$$\eta_{pompa} = \frac{WHP}{BHP} \times 100\% \quad (76)$$



Gambar 2.28. Pompa dan penggerak mula motor listrik [9].

#### 2.4.11 Kavitasasi

Kavitasasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya turun sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Ketika zat cair terhisap pada sisi isap pompa, tekanan pada permukaan zat cair akan turun, seperti pada gambar 2.29. Bila tekanannya turun sampai pada tekanan uap jenuhnya, maka cairan akan menguap dan membentuk gelembung uap. Selama bergerak sepanjang impeler, kenaikan tekanan akan menyebabkan gelembung uap pecah dan menumbuk permukaan pompa. Jika permukaan saluran/pipa terkena tumbukan gelembung uap tersebut secara terus menerus dalam jangka lama akan mengakibatkan terbentuknya lubang-lubang pada dinding saluran atau sering disebut erosi kavitasasi. Pengaruh lain dari kavitasasi adalah timbulnya suara berisik, getaran dan turunnya performansi pompa [20].



Gambar 2.29. Tekanan permukaan cairan yang turun pada sisi isap pompa [20].

#### 2.4.12 Net Positive Suction Head (NPSH)

Kavitasi banyak terjadi pada sisi isap pompa, untuk mencegahnya nilai head aliran pada sisi isap harus di atas nilai head pada tekanan uap jenuh zat cair pada temperatur bersangkutan. Pengurangan head yang dimiliki zat cair pada sisi isapnya dengan tekanan zat cair pada tempat tersebut dinamakan *Net Positif Suction Head* (NPSH) atau nilai head positif neto. Ada dua macam NPSH yaitu NPSH tersedia pada instalasi dan NPSH yang diperlukan pompa [9].

Net Positive Suction Head Available (NPSH yang tersedia) adalah head yang dimiliki oleh zat cair pada sisi hisap pompa dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair ditempat tersebut. Besarnya NPSH yang tersedia dapat dituliskan dalam persamaan :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls} \quad (77)$$

dimana,  $NPSH_A$  = NPSH yang tersedia (m)

$p_a$  = tekanan pada permukaan cairan ( $\text{kgf/m}^2$ )

$p_v$  = tekanan uap jenuh ( $\text{kgf/m}^2$ )

$\gamma$  = berat jenis zat cair ( $\text{N/m}^3$ )

$h_s$  = head isap statis (m)

$h_{ls}$  = kerugian head dalam pipa isap (m)

Tekanan *suction* pompa bila dikurangi dengan penurunan tekanan di dalam pompa harus lebih tinggi daripada tekanan uap zat cair, sehingga tidak terjadi penguapan zat cair. Head tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut NPSH yang diperlukan atau *Net Positive Suction Head Required* (NPSH<sub>R</sub>).

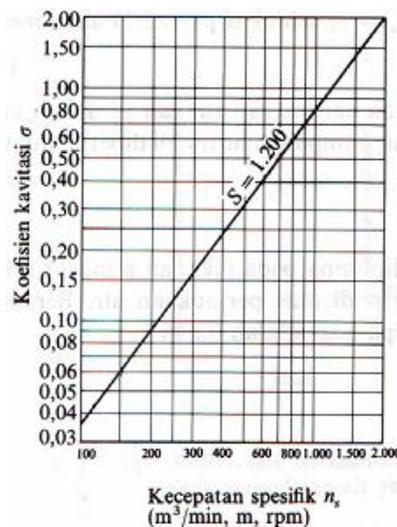
Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitas, maka harus dipenuhi persyaratan berikut :

**NPSH tersedia > NPSH yang diperlukan**

NPSH yang diperlukan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\text{NPSH}_R = \sigma H_N \quad (78)$$

dimana  $H_N$  adalah head total pompa pada titik efisiensi maksimum, dan  $\sigma$  disebut koefisien kavitas Thoma. Dalam hal ini  $\sigma$  dapat ditentukan dari Gambar 2.30.



Gambar 2.30. Nilai koefisien kavitas Thoma terhadap kecepatan spesifik [12].

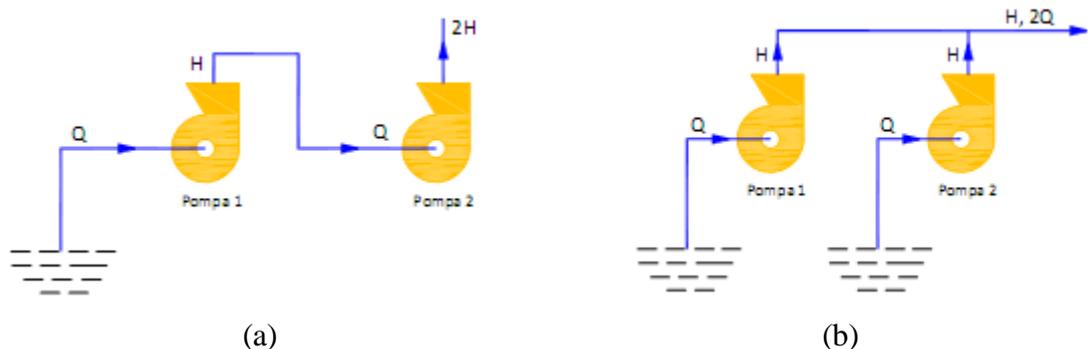
Kecepatan spesifik sisi hisap (S) dapat juga digunakan sebagai pengganti koefisien kavitas Thoma dalam menghitung NPSH yang diperlukan. Hubungannya dapat dilihat pada persamaan :

$$\text{NPSH}_R = \left( \frac{n_s}{S} \right)^{4/3} (Q_N)^{2/3} \quad (79)$$

Dimana kapasitas pompa  $Q_N$  pada titik efisiensi maksimum yang dinyatakan dalam  $m^3/min$ ,  $NPSH_R$  dalam m, dan  $n$  dalam rpm maka harga  $S$  untuk pompa-pompa umum adalah sebesar 1200.

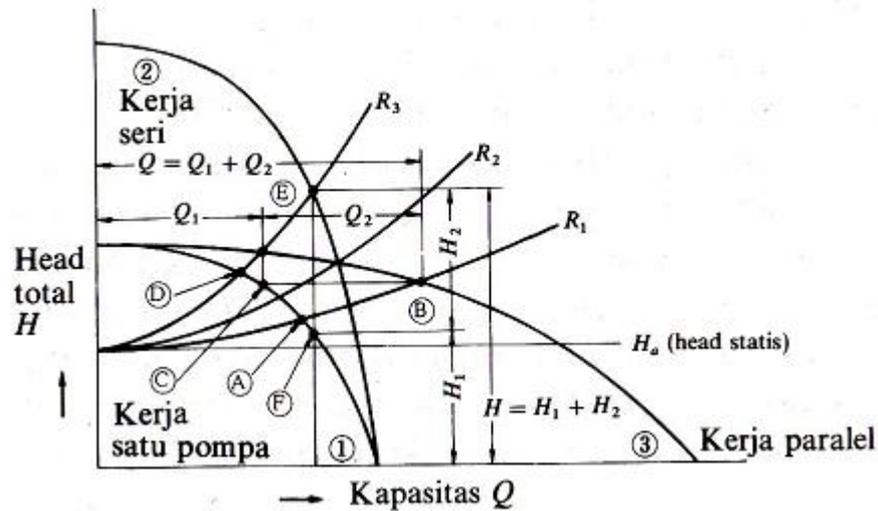
### 2.4.13 Operasi Seri dan Paralel

Jika head atau kapasitas yang diperlukan tidak dapat dicapai dengan satu pompa saja, maka dapat digunakan dua pompa atau lebih yang disusun secara seri atau paralel. Susunan seri (Gambar 2.31a) dapat digunakan apabila head yang diperlukan besar dan tidak dapat dilayani oleh satu pompa. Sedangkan susunan paralel (Gambar 2.31b) digunakan bila kapasitas yang diperlukan besar serta tak dapat dilayani oleh satu pompa, atau bila diperlukan pompa cadangan yang akan dipergunakan bila pompa utama rusak/diperbaiki [20].



Gambar 2.31. Penyusunan pompa secara seri (a) dan paralel (b) [20]

Karakteristik pompa yang disusun seri maupun paralel dapat dilihat pada Gambar 2.32. Dalam gambar ini kurva untuk pompa tunggal diberi tanda (1) dan untuk susunan seri yang terdiri dari dua buah pompa diberi tanda (2). Harga head kurva (2) diperoleh dari harga head kurva (1) dikalikan dua untuk kapasitas ( $Q$ ) yang sama. Kurva untuk susunan paralel yang terdiri dari dua buah pompa, diberi tanda (3). Harga kapasitas ( $Q$ ) kurva (3) ini diperoleh dari harga kapasitas pada kurva (1) dikalikan dua untuk head yang sama.



Gambar 2.32. Kurva gabungan antara pengoperasian pompa secara seri dan paralel [20]

Dalam gambar ditunjukkan tiga buah kurva head-kapasitas sistem, yaitu  $R_1$ ,  $R_2$ , dan  $R_3$ . Kurva  $R_3$  menunjukkan tahanan yang lebih tinggi dibanding dengan  $R_2$  dan  $R_1$ .

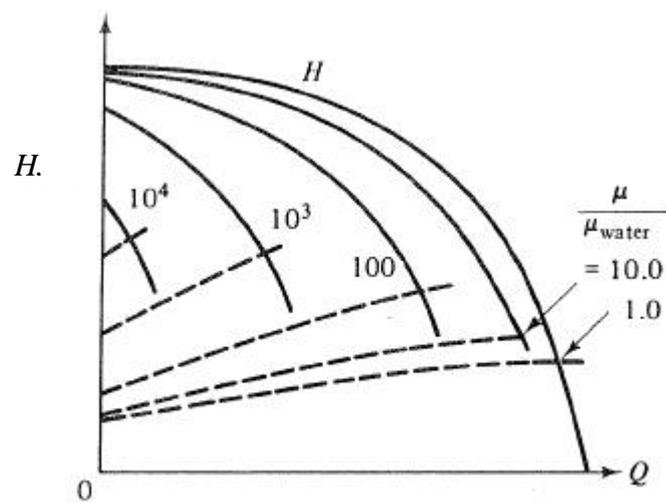
Jika sistem mempunyai kurva head-kapasitas  $R_3$ , maka titik kerja pompa (1) akan terletak di (D). Jika pompa ini disusun seri sehingga menghasilkan kurva (2) maka titik kerja akan pindah ke (E). Disini terlihat bahwa head titik (E) tidak sama dengan dua kali lipat head (D), karena ada perubahan (berupa kenaikan) kapasitas.

Sekarang jika sistem mempunyai kurva head-kapasitas  $R_1$  maka titik kerja pompa (1) akan terletak di (A). Jika pompa ini disusun paralel sehingga menghasilkan kurva (3) maka titik kerjanya akan berpindah ke (B). Disini terlihat bahwa kapasitas di titik (B) tidak sama dengan dua kali lipat kapasitas dititik (A), karena ada perubahan (kenaikan) head sistem.

Jika sistem mempunyai kurva karakteristik seperti  $R_2$  maka laju aliran akan sama untuk susunan seri maupun paralel. Namun jika karakteristik sistem adalah seperti  $R_1$  dan  $R_3$  maka akan diperlukan pompa dalam susunan paralel atau seri. Susunan paralel pada umumnya untuk laju aliran besar, dan susunan seri untuk head yang tinggi pada operasi [20].

#### 2.4.14 Efek Viskositas

Ketika pompa sentrifugal digunakan untuk memompa minyak atau cairan viskositas tinggi lainnya, bilangan Reynold menjadi turbulen rendah atau bahkan laminar. Ini memiliki dampak yang signifikan pada performansinya. Gambar 2.33 menunjukkan kurva uji yang khas dari head dan daya poros (BHP) terhadap debit aliran. Viskositas tinggi menyebabkan penurunan dramatis pada head dan debit aliran dan meningkatkan kebutuhan daya.



Gambar 2.33. Pengaruh viskositas pada kinerja pompa sentrifugal [13].

## **BAB III**

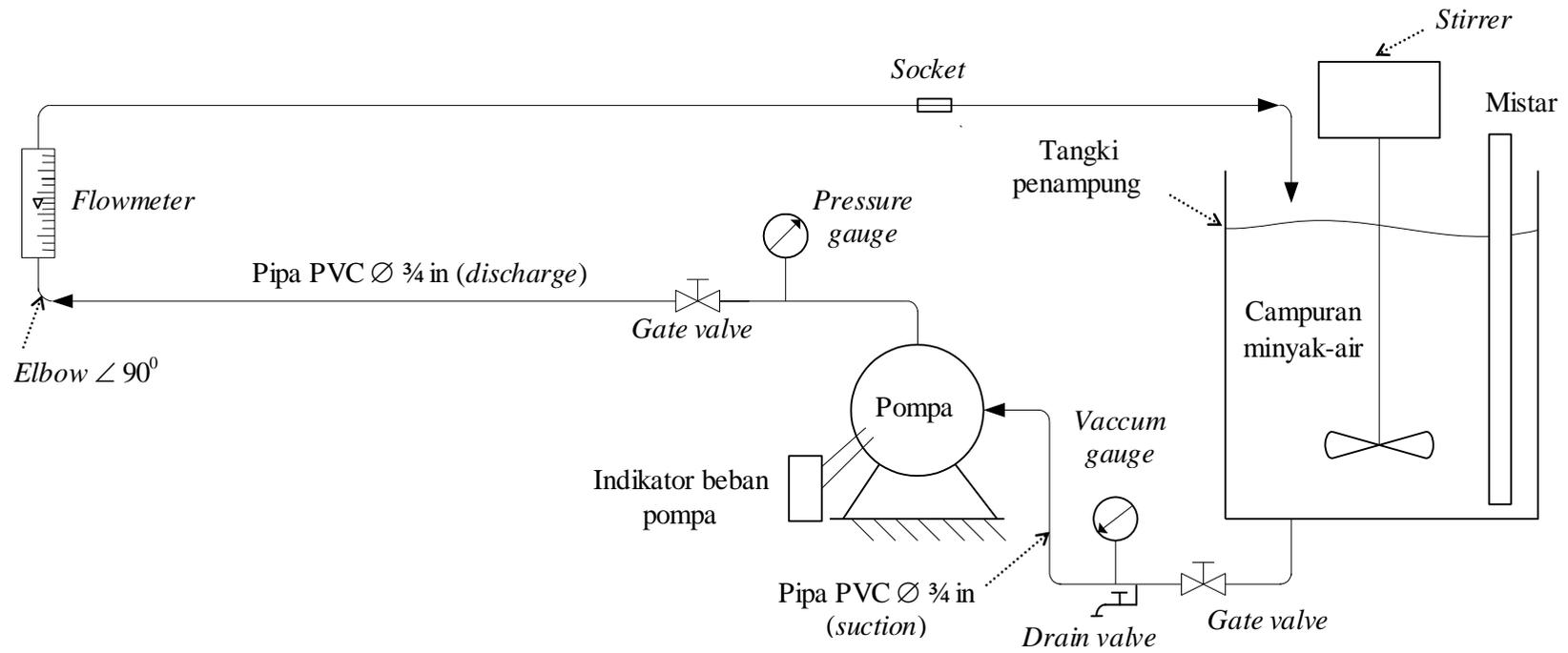
### **METODE PENELITIAN**

Karakteristik performansi pompa sentrifugal diuji di laboratorium termofluida, Jurusan Teknik Mesin Undip, Semarang. Pengujian ini dilakukan dengan mengalirkan fluida campuran *crude oil-water* dengan fraksi volume minyak mentah (*crude oil*) yang berbeda dan bukaan katup yang berbeda. Adapun peralatan uji, bahan fluida uji, prosedur pengujian, dan diagram alir penelitian di metode penelitian ini adalah sebagai berikut :

#### **3.1 Peralatan Uji**

Data hasil eksperimen diperoleh dengan melakukan percobaan yang menggunakan fasilitas eksperimental yang dirancang khusus. Diagram skematis instalasi pengujian pompa ditunjukkan dalam Gambar 3.1. Pompa sentrifugal yang digunakan adalah pompa air Shimizu (Model : PS-121 BIT). Spesifikasi pompa tersebut ditunjukkan dalam Tabel 3.1. Adapun peralatan yang digunakan untuk mendukung proses penelitian ini adalah sebagai berikut :

- a. Pompa sentrifugal, untuk memindahkan fluida cair dari satu tempat ke tempat lain.
- b. Motor listrik, untuk memutar poros pompa.
- c. Pipa PVC isap, diameter  $\frac{3}{4}$  in dan pipa PVC tekan, diameter  $\frac{3}{4}$  in.
- d. *Vacuum gauge*, untuk mengukur tekanan *suction*.
- e. *Pressure gauge*, untuk mengukur tekanan *discharge*.
- f. Flowmeter, untuk mengukur debit aliran
- g. Tangki penampung dari bahan *acrylic* dengan volume 45,4 liter
- h. Katup isap dan katup tekan, untuk mengatur besar kecilnya kapasitas aliran fluida.
- i. *Stirrer*, untuk mengaduk fluida campuran minyak-air
- j. *Digital tachometer*, untuk mengukur kecepatan putaran pada poros pompa.
- k. *Digital voltmeter*, untuk mengukur voltase.
- l. *Digital amperemeter*, untuk mengukur arus listrik.



Gambar 3.1. Diagram skematis instalasi pengujian pompa.

- m. Indikator beban pompa, untuk mengukur gaya pembebanan pada poros pompa.
- n. Penggaris, untuk mengukur ketinggian permukaan air antara sisi isap dan sisi tekan.
- o. *Drain valve*, sebagai komponen tambahan untuk mempermudah pembuangan fluida dari dalam tangki disaat pengujian berakhir.

Tabel 3.1. Spesifikasi Pompa

Specification	Shimizu Pump
Model	PS-121 BIT
Pump type	Centrifugal Single suction Single discharge
Impeller	Straight radial type
No. of blades	41-in each side
Impeller diameter	7 cm
Max. Head	33 m
Max. Flow	31 l/min
Max. Power	0.44 hp
Motor speed	2900 rpm
Max. Current	1.5 A
Frequency	50 Hz



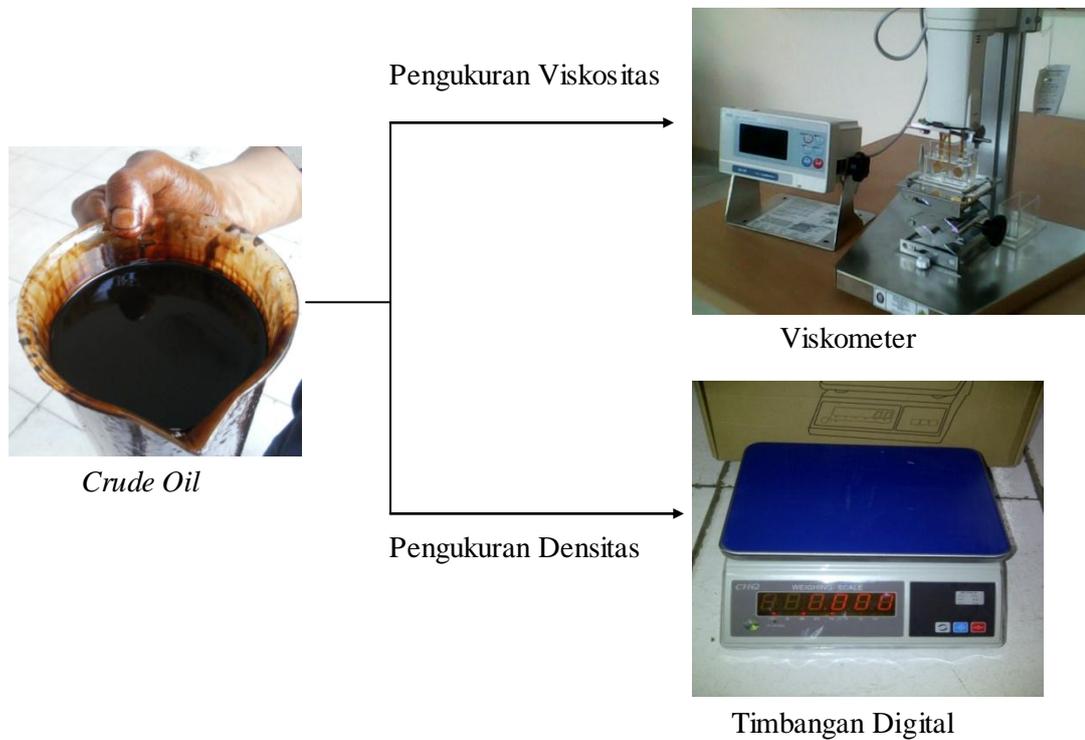
Gambar 3.2. Pompa Air Shimizu  
(Model : PS-121 BIT)

### 3.2. Bahan Fluida Uji

Bahan fluida uji yang dipergunakan dalam pengujian performansi pompa sentrifugal adalah minyak mentah (*crude oil*) dan air. Minyak mentah yang digunakan berasal dari Pertamina Refinery Unit IV Cilacap, Jawa Tengah.

Sifat-sifat fisik air dan minyak mentah (seperti densitas, viskositas dinamik, dan viskositas kinematik) diukur terlebih dahulu sebelum dilakukan pengujian kinerja pompa. Viskositas dinamik fluida diukur dengan menggunakan viskometer. Sedangkan pengukuran densitas fluida dilakukan dengan memasukkan fluida tersebut ke dalam gelas ukur dengan volume tertentu, kemudian menimbanginya ke alat timbangan digital. Sehingga dengan menggunakan persamaan (1) :  $\rho = m/V$ , diperoleh nilai densitasnya.

Selain itu, nilai viskositas kinematiknya dapat diperoleh menggunakan persamaan (9) :  $\nu = \mu/\rho$ . Hasil pengukuran sifat-sifat fisik air dan minyak mentah pada temperatur ruangan masing-masing ditunjukkan dalam Tabel 3.2 dan Tabel 3.3.



Gambar 3.2. Pengukuran viskositas dan densitas fluida uji.

Tabel 3.2. Sifat-sifat fisik air

No	Water Property	$T, 28^{\circ}\text{C}$
1	Density ( $\rho_w$ )	0,996 g/cm <sup>3</sup>
2	Dynamic Viscosity ( $\mu_w$ )	0,82 mPa.s
3	Kinematic Viscosity ( $\nu_w$ )	0,823 cSt

Tabel 3.3. Sifat-sifat fisik minyak mentah (crude oil)

No	Crude Oil Property	$T, 29^{\circ}\text{C}$
1	Density ( $\rho_o$ )	0,806 g/cm <sup>3</sup>
2	Dynamic Viscosity ( $\mu_o$ )	9,33 mPa.s
3	Kinematic Viscosity ( $\nu_o$ )	11,575 cSt

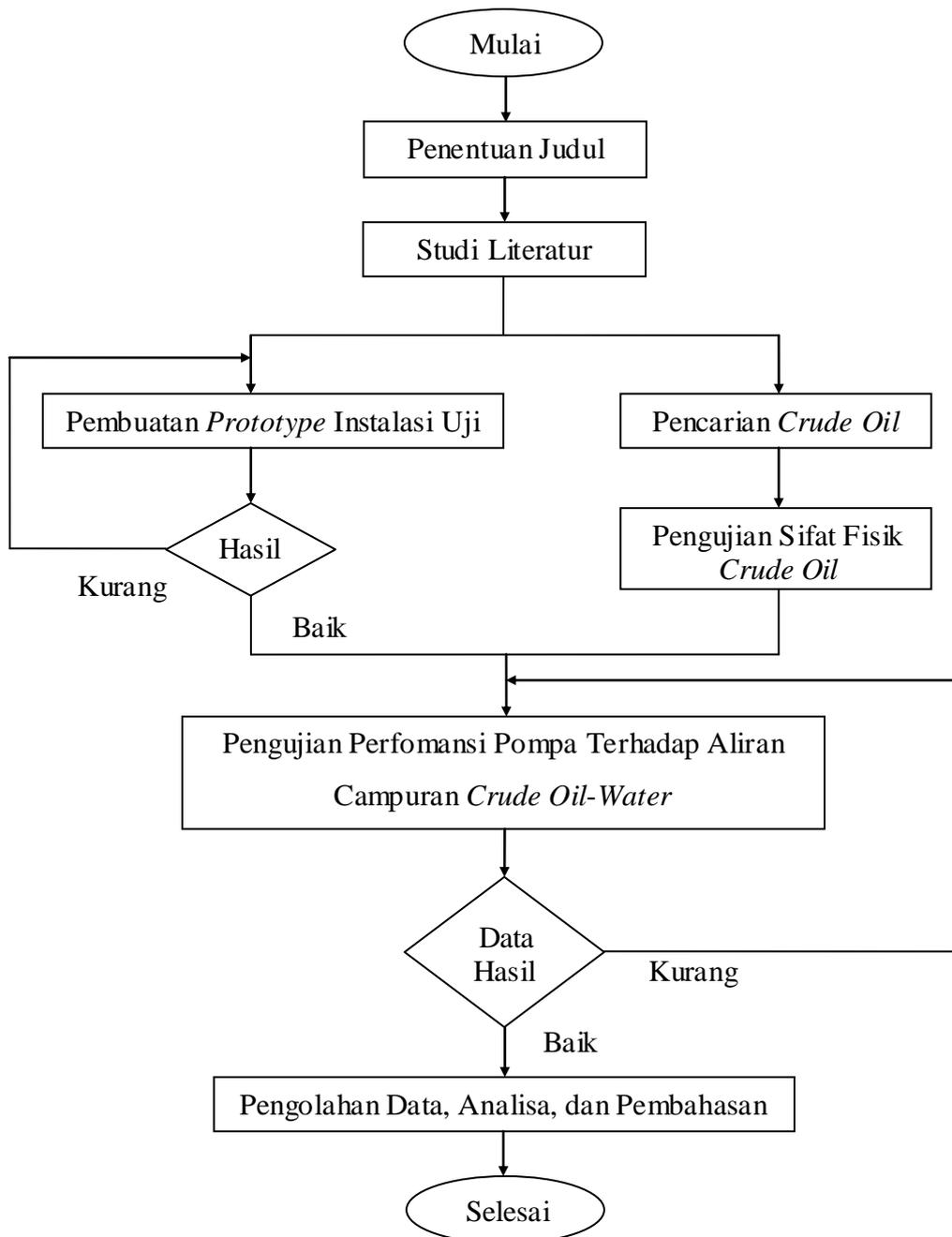
### 3.3 Prosedur Pengujian

Selama pengujian, temperatur laboratorium dijaga mendekati konstan yang berkisar antara 26 sampai 30°C. Motor penggerak pompa juga dioperasikan pada putaran konstan. Prosedur pengujian ini adalah sebagai berikut :

- a. Memasukkan air ke dalam tangki penampung sebanyak 45% dari volume tangki, kemudian memompanya dalam kondisi kedua katup terbuka 100%, sehingga air mengalir melalui sistem aliran yang ditunjukkan dalam Gambar 3.1.
- b. Setelah aliran bersirkulasi selama 5 menit dimana katup tekan terbuka penuh, dilakukan pengukuran pada :
  - i. Tekanan *suction* dan tekanan *discharge*
  - ii. Debit aliran
  - iii. Ketinggian permukaan air antara sisi isap dan sisi keluar pompa
  - iv. Kecepatan putaran pada poros pompa
  - v. Besar gaya pembebanan pada poros pompa
  - vi. Besar voltase dan arus listrik yang masuk pada motor
- c. Mengulangi prosedur ke-2 untuk tiap variasi bukaan katup dengan cara mengatur bukaan katup tekan. Variasi bukaan katup selanjutnya adalah 80%, 60%, 40%, 30%, 20%, 10%, dan 0% bukaan.
- d. Mencampur minyak mentah ke dalam tangki tersebut dengan persentase volume minyak 10% dari volume total campuran minyak dan air di dalam tangki. Sehingga persentase volume campuran tersebut adalah 10% minyak mentah dan 90% air.
- e. Mengoperasikan suatu pengaduk (*stirrer*) di dalam tangki tersebut untuk mencampur aliran minyak-air tersebut sehingga alirannya menjadi homogen.
- f. Saat fluida campuran minyak-air mengalir melalui sistem tersebut, dilakukan kembali untuk prosedur dari 2 sampai 3.
- g. Mengulangi prosedur dari 4 sampai 6 untuk persentase campuran minyak-air yang berbeda hingga mencapai 50% minyak mentah dan 50% air.

### 3.4 Diagram Alir Penelitian

Pada penelitian ini, langkah-langkah yang dilakukan mengacu pada diagram alir dibawah ini (Gambar 3.1).



Gambar 3.3. Diagram alir penelitian