

# PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL DAN DIAMETER LUAR IMPELLER UNTUK KEBUTUHAN AIR KAPASITAS 60 LPM DI GEDUNG F DAN D UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH TANGERANG

RIKI CANDRA PUTRA

Program Studi Teknik Mesin

Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Tangerang

Jl. Perintis Kemerdekaan I/33, Cikokol Kota Tangerang

e-mail: rikicandra@umt.ac.id; riki.candra@gmail.com

## ABSTRAK

Pompa sentrifugal adalah jenis pompa yang bekerja berdasarkan energi kinetik dan energi potensial, yaitu mengubah energi kecepatan menjadi energi tekanan dan energi kecepatan. Pompa merupakan salah satu jenis mesin yang berfungsi untuk memindahkan zat cair dari suatu tempat ke tempat yang diinginkan. Pada gedung F dan D di Universitas Muhammadiyah Tangerang digunakan untuk mengambil air dalam tanah menuju ke tendon air di atap gedung. Pada Gedung F dan gedung D di Universitas Muhammadiyah Tangerang diambil rata-rata kapasitas 60 LPM untuk kedua gedung, dan dilakukan perhitungan total *Head* sebesar 92,87 m berdasarkan panjang pipa dan kerugian-kerugian yang terjadi, sehingga didapat daya poros 2,6 kW pada gedung F dan gedung D, kemudian dapat ditentukan masing-masing daya motor penggerak dengan mengalikan *safety factor* sebesar 1.15. Berdasarkan perbandingan antara daya poros dengan daya motor, maka nilai efisiensi untuk pompa F dan D adalah sebesar 35%. Untuk itu dapat diambil kesimpulan bahwa efisiensi pompa tersebut diambil agar *safety factor* pompa tersebut tinggi. Sehingga didapat hasil perhitungan diameter luar *impeller* sebesar 246 mm, yang merupakan acuan teoritis untuk ukuran diameter.

## I. PENDAHULUAN

Pompa merupakan salah satu jenis mesin yang berfungsi untuk memindahkan zat cair dari suatu tempat ke tempat yang diinginkan. Zat cair tersebut contohnya ada-lah air, oli atau minyak pelumas, serta fluida lainnya yang tak mampu mampat. Industri-industri banyak menggunakan pompa sebagai salah satu peralatan bantu yang penting untuk proses produksi. Sebagai contoh pada pembangkit listrik tenaga uap, pompa digunakan untuk menyuplai air umpan ke *boiler* atau membantu sirkulasi air yang akan diuapkan di boiler.

Kebutuhan air bersih pada suatu gedung akhir-akhir ini menjadi hal yang sangat diperhatikan, karena ketersediaan air bersih di dalam gedung merupakan sarana yang mutlak yang harus diperhatikan oleh pengelola gedung, sehingga hal ini menjadi aspek yang diperhatikan oleh para pengguna atau peng-

huni gedung dan menjadi tolak ukur bagi para stake holder untuk berinvestasi di gedung tersebut. Oleh karena itu pompa air menjadi suatu alat yang perlu diperhitungkan dengan secara teknis maupun secara biaya.

Kebutuhan air bersih yang dapat digunakan dengan aman, baik untuk keperluan rumah tangga, ataupun industri, semakin lama semakin sedikit, oleh karena itu pada sebuah industri, air bersih didapatkan dari proses pemompaan langsung dari dalam tanah untuk langsung disalurkan menuju ke tangki penampungan di atas gedung. Untuk mendistribusikan air tersebut maka dibutuhkan sebuah alat yaitu pompa.

Pompa adalah mesin fluida yang banyak digunakan untuk mengalirkan fluida *incompressible* dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi. dimana pompa digunakan untuk menaikkan tekanan fluida kerja sehingga terjadi perbedaan tekanan

antara sisi *suction* dengan sisi *discharge*, sehingga pompa akan dapat menggerakkan fluida dari tempat bertekanan rendah ke tempat dengan tekanan yang lebih tinggi.

Kebutuhan pompa di setiap gedung berbeda beda, hal ini di pengaruhi oleh total ketinggian dan kebutuhan debit dari sebuah gedung yang berbeda beda. Oleh karena itu seorang *rotating engineer* harus menghitung dan menganalisa ketinggian, kapasitas, *NPSHa* serta jenis pompa yang sesuai untuk menghindari adanya ketidak sesuaian spesifikasi data sistem.

Dalam hal kesalahan pemilihan pompa, beberapa efeknya akan muncul setelah pompa di jalankan. Di lingkungan Universitas Muhammadiyah Tangerang ketersediaan air merupakan suatu hal yang sangat vital, mulai dari untuk keperluan kebersihan, sarana ibadah, memasak, toilet dan lain-lain. Salah satu kesalahan yang umumnya terjadi adalah tidak tercukupinya kebutuhan air di gedung karena pemilihan ukuran pompa yang tidak sesuai dengan kebutuhan air sehari-hari, akibatnya jumlah air menjadi sangat kurang untuk melayani seluruh kebutuhan disemua lantai gedung.

Mengingat sangat pentingnya kebutuhan akan air tersebut maka kehandalan pompa sebagai alat pendistribusi air sangat diperlukan. Oleh karena itu perlu dianalisa kembali apakah pompa bekerja sesuai spesifikasi yang diinginkan atau tidak, dengan kata lain apakah pompa bekerja efektif dan efisien atau tidak.

Mengacu pada kebutuhan pompa di gedung F dan gedung D dengan total head yang tepat maka penulis juga perlu menganalisa kebutuhan air didalam gedung perharinya, atau dengan kata lain bagaimana menganalisa penyediaan pompa air bersih di gedung F dan D, dalam hal ini perlu mengkaji ulang tentang pemilihan pompa yang dibandingkan dengan *existing* dengan analisa yang telah dilakukan di lapangan.

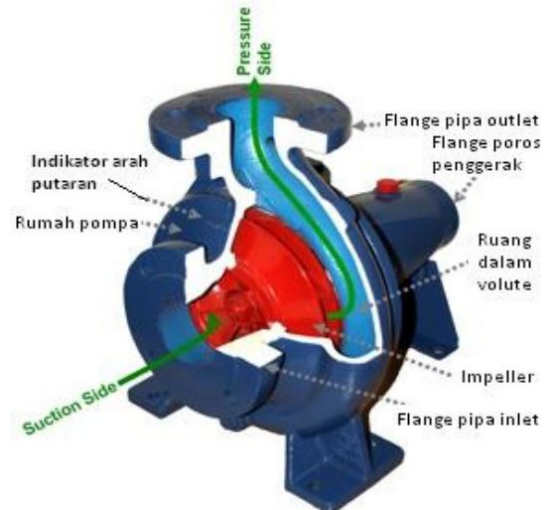
## II. TINJAUAN PUSTAKA

### a. Definisi Pompa Sentrifugal

Definisi dari fluida adalah substansi yang mengalir karena antar partikel satu dengan lainnya bebas. Secara umum fluida dibagi menjadi fluida *compressible* (mampu mampat) dan *incompressible* (tak mampu

mampat). Karakteristik fluida bisa dijelaskan dengan properti fluida. Adapun properti fluida yaitu temperatur, tekanan, masa, volume spesifik, dan kerapatan masa (Anis Samudrin dan Karnowo, 2008).

Pompa Sentrifugal adalah suatu mesin kinetis yang mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi hidrolik melalui aktivitas sentrifugal. Energi inilah yang mengakibatkan *head* tekanan, *head* kecepatan, dan *head* potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu (Sularso dan Haruo Tahara, 2004). Sedangkan untuk gaya sentrifugal itu sendiri memiliki arti yaitu sebuah gaya yang timbul akibat adanya gerakan sebuah benda atau partikel melalui lintasan lengkung (melingkar).



Gambar 1 Konstruksi pompa sentrifugal

Kerja Pompa Sentrifugal Pompa sentrifugal mempunyai *impeller* untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller di dalam zat cair, maka zat cair yang ada di dalam impeller, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah-tengah impeller ke luar melalui saluran di antara sudu-sudu. Di sini *head* tekan zat cair menjadi lebih tinggi, demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan.

Jadi *impeller* pompa berfungsi memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar. Selisih energi per satuan berat atau *head*

total zat cair antara saluran hisap dan saluran keluar pompa disebut head total pompa. Dari uraian di atas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang menyebabkan pertambahan head tekanan, *head* kecepatan, dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu (Sularso dan Haruo Tahara, 2004).

### Kebutuhan air per orang per hari

Laju aliran yang menentukan kapasitas pompa ditentukan menurut kebutuhan pemakaiannya.

Air dipakai di gedung-gedung untuk memenuhi kebutuhan air bersih, system penyegaran udara (AC), pemadam kebakaran dan sebagainya. Kebutuhan air bersih untuk gedung ditentukan berdasarkan konsumsi harian maksimum. Indeks kasar untuk menaksir kebutuhan air bersih, baik untuk perumahan maupun fasilitas lain, diberikan dalam Tabel berikut.

Tabel 1 kebutuhan air per orang per hari

Jenis fasilitas	Populasi yang diperhitungkan	Jumlah Kebutuhan air rata-rata (ltr)	Jumlah Kebutuhan air Maksimum (ltr)
Perumahan	Jumlah penghuni	100	150
Sekolah	Jumlah orang di dalam gedung	35	50
Hotel	-	70	100
Perkantoran	Jumlah pegawai	50	70
Rumah Sakit	Jumlah tempat tidur	250	400

Menghitung kebutuhan air pada jam puncak.

$$Q_h = \frac{Q_d}{t}$$

dengan:

$Q_h$  = Pemakaian air rata-rata ( $m^3/jam$ )

$Q_d$  = Pemakaian air rata-rata sehari ( $m^3$ )

$t$  = Jangka waktu pemakaian (jam)

### Diameter pipa dan kecepatan aliran

Diameter pipa dan kecepatan aliran merupakan dua parameter yang selalu ada dalam system pemompaan. Untuk menghitung dua parameter tersebut digunakan persamaan berikut:

$$D_i = 3,9 \cdot Q_F^{0,45} \cdot \rho^{0,13}$$

dimana

$D_i$  = diameter dalam pipa mm atau inch,

$Q$  = kapasitas /debit aliran  $m^3/jam$ ,

$(\rho)$  = berat jenis fluida dalam  $kg/m^3$ .

### Perhitungan Kecepatan Aliran Fluida

$$V = \frac{Q}{A} \approx A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

$V$  = kecepatan aliran fluida ( $m^3/jam$ )

$Q$  = laju aliran ( $m^3/jam$ )

$A$  = Luas permukaan pipa ( $m^2$ )

$d$  = Diameter pipa (meter)

### Kerugian gesek Pipa dan Sambungan

Kerugian gesek pipa dan sambungan terjadi disebabkan gesekan antara air didalam permukaan pipa dan sambungan, sehingga menimbulkan gaya gesek, inilah yang menyebabkan hambatan pada tekanan pompa, besarnya rugi-rugi gesek tergantung dari jenis material yang digunakan, diameter pipa dan panjang pipa. Rumus untuk menentukan besarnya kerugian gesek adalah sebagai berikut:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Dimana:

$h_f$  = Kerugian gesek

$f$  = Faktor gesekan

$L$  = Panjang pipa (m)

$D$  = Diameter dalam pipa (m)

### Mencari Bilangan Reynolds

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Dimana:

$Re$  = Bilangan Reynold

$V$  = Kecepatan rata-rata aliran didalam pipa (m/s)

$D$  = Diameter dalam pipa (m)

$\nu$  = Viskositas kinematik zat cair pada temperatur  $25^\circ C$

### Kerugian gesek pada masuk pipa

$$h_f = f \frac{Vd^2}{2g}$$

### Kerugian gesek pada elbow (90°)

$$h_f = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

**Kerugian gesek pada Tee**

$$h_f = f \frac{V^2}{2g}$$

**Kerugian gesek pada katup**

$$h_f = f \cdot k \frac{V^2}{2g}$$

**Head Pompa**

Head pompa adalah energi per satuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai kondisi instalasi pompa atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang.

Dalam menentukan head total pompa dapat dicari dengan persamaan dibawah ini:

$$H = h_a + \Delta hp + h_i + \left(\frac{v_d^2}{2g}\right) \dots \dots \dots (5)$$

Dimana:

- H = Head total pompa (m)
- H<sub>a</sub> = Head statis total (m) Perbedaan tinggi antara permukaan air sisi keluar dengan sisi isap.
- Δhp = Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m).
- h<sub>i</sub> = Berbagai kerugian head di pipa, katup, belokan, sambungan dan lain-lain.
- G = Percepatan gravitasi (9,8 m/s<sup>2</sup>).
- $\frac{V_d^2}{2g}$  = head kecepatan keluar (m)

**Daya Air dan Daya Poros**

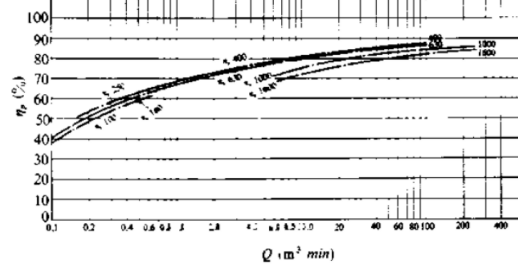
Sedangkan untuk perhitungan daya Air menggunakan rumus sebagai berikut (Sularso dan Tahara, 2000:53).

$$P_w = \gamma \cdot Q \cdot H \dots \dots \dots (6)$$

Dimana:

- P = Daya pompa (kW)
- γ = Berat air per satuan volume (kN/m<sup>3</sup>)
- Q = kapasitas (m<sup>3</sup>/s)
- H = Total head pompa (m)
- η<sub>p</sub> = Efisiensi pompa

Menentukan efisiensi pompa berdasarkan grafik kapasitas dan kecepatan spesifik.



Gambar 2 Kurva efisiensi pompa standar

Kemudian menentukan Daya Poros dengan membagi daya poros dengan efisiensi pompa:

$$P = \frac{P_w}{\eta_p}$$

Nilai η<sub>p</sub> didapat dari grafik standar efisiensi pompa atau dari kurva pabrikan pompa.

**Daya Nominal Penggerak Mula**

Meskipun daya poros, daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakan pompa harus ditetapkan dari rumus:

$$P_m = \frac{P(1+\alpha)}{\eta_t} \dots \dots \dots (1)$$

Dimana:

- P<sub>m</sub> = Daya nominal penggerak mula (kW)
- α = Faktor cadangan (pecahan)
- η<sub>t</sub> = Efisiensi transmisi (pecahan)

Jika titik kerja sebuah pompa bervariasi dalam suatu daerah tertentu, maka daya poros biasanya juga bervariasi. Jadi daya nominal harus ditentukan untuk daya poros maksimum P dalam daerah kerja normal dengan menggunakan persamaan daya poros di atas. Berikut adalah koefisien factor cadangan untuk pemilihan penggerak pompa:

Tabel 2 faktor cadangan penggerak mula

Jenis penggerak mula	α
Motor induksi	0,1 - 0,2
Motor bakar kecil	0,15 - 0,25
Motor bakar besar	0,1 - 0,2

**Net Positive Suction Head (NPSH)**

NPSH bisa didefinisikan sebagai ukuran keamanan pompa terhadap kavitasi. NPSH adalah kebutuhan minimum pompa untuk bekerja secara normal. NPSH menyangkut



apa yang terjadi di bagian suction pompa, termasuk apa yang datang ke permukaan pendorong. NPSH dipengaruhi oleh pipa suction dan sambungan-sambungan, ketinggian dan tekanan fluida dalam pipa suction, kecepatan fluida dan temperatur. NPSH dinyatakan dalam perhitungan sebagai berikut:

NPSHa adalah nilai NPSH yang ada pada system di mana pompa akan bekerja.

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

NPHSR adalah tekanan pompa pada sisi hisap yang nilainya ditentukan berdasarkan desain pompa. NPHSR bernilai positif sehingga bersifat menghambat kemampuan hisap pompa, jika pompa dengan nilai NPHSR kecil berarti pompa tersebut mempunyai kemampuan hisap yang baik. Nilai NPHSR dapat dilihat dari kurva catalog pompa.

### Menentukan NPSH yang diperlukan (NPSHr)

Untuk penaksiran secara kasar, jika Q dalam m<sup>3</sup>/min, Head dalam meter, putaran pompa dalam RPM, NPSH yang diperlukan dapat dihitung dengan menggunakan kecepatan spesifik Hisap (S) sebesar 1200, harga ini tidak tergantung dari nilai ns, maka nilai NPSHr dapat ditentukan berdasarkan rumus:

$$H_{svN} = \left(\frac{n}{S}\right)^{4/3} Q^{2/3}$$

### Diameter Shaft Impeler

$$D_{sh} = 10. \sqrt[3]{\frac{361475 \cdot P_m}{\tau \cdot n}}$$

Pm = Daya motor penggerak (HP)

τ = Tegangan torsi aman bahan shaft (S45C)

### Kecepatan keliling luar (U<sub>2</sub>)

Dihitung dengan persamaan,

$$U_2 = Ku_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Dimana:

Ku<sub>2</sub> = faktor kecepatan dengan rumus:

$$Ku_2 = 1 + 0,1 \left[ \frac{n_s}{1000} - 1 \right]$$

Dimana:

ns = Kecepatan spesifik, dengan rumus

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q} \text{ (m}^3\text{/sec)}}{H \text{ (m)}}$$

### Diameter luar impeller

Diperoleh dengan persamaan:

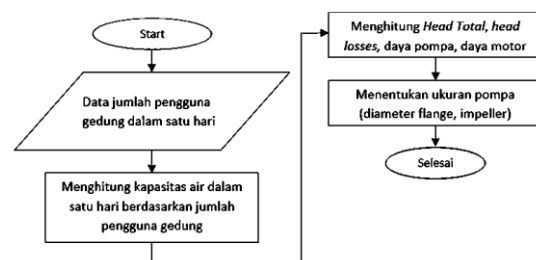
$$D_2 = \frac{60 \times U_2}{\pi \times n}$$

Dimana D<sub>2</sub> = diameter luar impeller (m)

## III. METODOLOGI PENELITIAN

### a. Diagram Alir Prosedur Penelitian

Adapun diagram alir dari penelitian ini adalah sebagai berikut:



Gambar 3 Diagram alir Penelitian

### b. Waktu dan tempat penelitian

Penelitian dilakukan di gedung F dan D di Universitas Muhammadiyah Tangerang dimulai dari bulan Juli 2017 sampai dengan bulan November 2017.

### c. Metode Pengambilan Data

Karena penelitian ini bersifat kuantitatif maka data yang dibutuhkan dalam bentuk data-data berupa angka dan kecenderungan jumlah angka yang terjadi. Proses pengambilan data-data dilakukan dengan cara sebagai berikut:

1. Observasi, yaitu dengan menghitung jumlah kelas dan rata-rata jumlah mahasiswa setiap hari, dan menghitung jumlah toilet/kamar mandi per lantai gedung.
2. Pengamatan, yaitu dengan mengamati aktivitas mahasiswa, dosen, staf akademik, pengunjung gedung lainnya dalam menggunakan sarana MCK, yang digunakan untuk berwudhu dan lainnya, dan mengamati jumlah pengguna gedung terbanyak pada waktu-waktu pemakaian puncak.

3. Wawancara, yaitu dengan cara bertanya kepada pengelola manajemen gedung tentang proses penyediaan air di gedung F dan D.
4. Studi literatur, yaitu pengumpulan data yang berhubungan dengan topik penelitian yang digunakan untuk analisa dan untuk diteliti.

#### IV. PENGOLAHAN DATA DAN PEMBAHASAN

##### a. Menghitung kebutuhan air gedung F dan gedung D.

Untuk menghitung kebutuhan atau kapasitas air pompa sentrifugal perlu ditentukan beberapa variabel perhitungan seperti jumlah pengguna gedung per hari, jumlah pemakaian per hari (dalam liter) dan total volume perhari.

Waktu pemakaian gedung adalah berdasarkan waktu operasi kampus yang digunakan untuk kegiatan kuliah (Universitas) ataupun kegiatan Sekolah dasar dan menengah (SMP & SMA).

Adapun waktu pemakaian gedung dibedakan menjadi sebagai berikut:

- Sesi pagi jam 07:30 s/d 13:30, jumlah 6 jam
- Sesi siang jam 13:30 s/d 17:30, jumlah 4 jam
- Sesi malam jam 18:00 s/d 22:00, jumlah 4 jam

Total = 14 jam

Perhitungan kapasitas air di gedung F adalah:

Tabel 3 Perhitungan kapasitas air di gedung F

No. Lantai	Jumlah orang (per hari)	Pemakaian per orang/hari (ltr)	Total ltr/hari
1	360	35	12600
2	360	35	12600
3	360	35	12600
4	360	35	12600
		Total	50400 lt/day
		Kapasitas per jam	3600 lt/h
		Kapasitas per menit	60 lt/min

Perhitungan kapasitas air di gedung D ( $Q_D$ ) adalah:

Tabel 4 Perhitungan kapasitas air di gedung D

No. Lantai	Jumlah orang (per hari)	Pemakaian per orang/hari (ltr)	Total ltr/hari
1	335	35	11725
2	335	35	11725
3	335	35	11725
4	335	35	11725
		Total	46900 lt/day
		Kapasitas per jam	3350 lt/h
		Kapasitas per menit	55.83 lt/min

Sehingga didapat besar kapasitas untuk gedung F ( $Q_F$ ) adalah 60 lpm dan gedung D ( $Q_D$ ) adalah 55.8 lpm. Pada gedung F dan D mempunyai karakteristik yang sama, yaitu ukuran gedung yang sama dan jumlah pengunjung yang hamper sama, maka kapasitas untuk gedung ini diseragamkan menjadi 60 LPM masing-masing untuk gedung F dan gedung D.

Data-data cairan yang dipompakan

- Nama cairan = air bersih
- Temperatur = 20°C
- Spesifik Gravity = 9,8 m/s<sup>2</sup>
- Massa jenis air ( $\rho$ ) = 1000 kg/m<sup>3</sup>
- Tekanan (diatas permukaan fluida) = 1 atm
- Jumlah elbow 90° = 13 Unit
- Jumlah Tee = 2 Unit
- Jumlah Katup = 2 Unit
- Head statis ( $H_a$ ) = 16,3 m

##### b. Menghitung Diameter Pipa

Diketahui,

$$Q_{FD} = 60 \text{ LPM} = 3,6 \text{ m}^3/\text{jam} = 0.001 \text{ m}^3/\text{sec}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Maka:

Diameter

$$D_{FD} = 3,9 \cdot 3.6^{0,45} \cdot 1000^{0,13}$$

$D_F = 17,66 \text{ mm}$  diambil ukuran 25.4 mm atau 1 inch (diameter terkecil dari ukuran pipa)

Sehingga diameter pipa 25.4 mm adalah diameter standar yang digunakan untuk mengalirkan kapasitas 60 LPM.

##### c. Perhitungan Kecepatan Aliran teoritis Fluida

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$= \frac{3,14}{4} 0,0254^2$$

$$= 5,0645 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0,001 \text{ m}^3/\text{sec}}{5,06 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1,97 \text{ m/sec}$$

**d. Kerugian pada pipa hisap (Suction)**

Diameter pipa hisap harus lebih besar dari pipa discharge, maka diambil diameter pipa hisap sebesar 1,25 inch (1-1/4"). Maka berdasarkan ukuran diameter pipa yang ada dipasaran nilai aktual adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Inner diameter (ID)} &= 36,10\text{mm} \\ &= 36,10 \times 10^{-3}\text{m} \\ \text{Out diameter (OD)} &= 42,20\text{mm} \\ &= 42,20 \times 10^{-3}\text{m} \end{aligned}$$

1). Kecepatan aliran air pada pipa hisap

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \\ v &= \frac{4 \times 0,0010}{3,14 \times 0,03610^2} \\ v &= 0,97 \text{ m/s} \end{aligned}$$

2). Bilangan Reynolds

$$\begin{aligned} Re &= \frac{VD}{v} \\ \text{Maka } Re &= \frac{0,97 \times 36,10 \times 10^{-3}}{1,004 \times 10^{-6}} = 34,87 \times 10^3 \end{aligned}$$

3). Kekerasan relatif ( $\epsilon / D$ )

$$\epsilon / D = \frac{0,04572}{36,10} = 0,00126$$

4. Kerugian pada ujung masuk pipa, dimana  $f = 0,5$

$$\begin{aligned} h_f &= f \frac{v^2}{2g} \\ \text{Maka } h_f &= 0,5 \times 0,048 = 0,024 \text{ m} \approx 0,02 \text{ m} \end{aligned}$$

5. Koefisien gesek dalam pipa ( $f$ )

Nilai koefisien gesekan dalam pipa dapat dicari dengan menggunakan diagram moody namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan formula Darcy untuk aliran turbulen.

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,020 + \frac{0,0005}{D} \\ \lambda &= 0,020 + \frac{0,0005}{0,03610} = 0,03 \end{aligned}$$

Kerugian gesek dalam pipa isap (L1 s/d

L2),

$$h_f = \lambda \frac{L V^2}{D 2g}$$

$$\begin{aligned} \text{maka } h_f &= 0,03 \frac{2,05}{0,03610} \times \frac{0,97^2}{2 \times 9,8} \\ &= 0,082 \text{ m} \end{aligned}$$

**a). Kerugian pada belokan pipa 90°**

(1) Koefisien gesekan pada belokan pipa ( $f$ )

$$\begin{aligned} f &= \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right] \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0,5} \\ f &= \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{36,10}{2 \times 18,05} \right)^{3,5} \right] \left( \frac{90}{90} \right)^{0,5} \\ f &= 1,978 \end{aligned}$$

(2) Kerugian gesek pada belokan pipa

$$\begin{aligned} h_f &= f \frac{v^2}{2g} \\ \text{maka } h_f &= 1,978 \frac{0,97^2}{2 \times 9,8} = 0,095 \text{ m} \end{aligned}$$

(3). Kerugian pada ujung keluar pipa

Dimana  $f = 1$

$$\begin{aligned} h_f &= f \frac{v^2}{2g} \\ \text{maka } h_f &= 1 \times \frac{0,97^2}{2 \times 9,8} = 0,048 \text{ m} \end{aligned}$$

**b. Kerugian pada pipa tekan (discharge)**

Diameter pipa discharge 1"

$$\begin{aligned} \text{Inner diameter (ID)} &= 27,20 \\ &= 27,20 \times 10^{-3}\text{m} \\ \text{Out diameter (OD)} &= 32,20 \text{ mm} \\ &= 32,20 \times 10^{-3}\text{m} \end{aligned}$$

(1). Kecepatan aliran air pada pipa tekan (discharge)

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ v &= \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \\ v &= \frac{4 \times 0,001 \text{ m}^3/\text{sec}}{3,14 \times (0,02720 \text{ m})^2} = 1,72 \text{ m/s} \end{aligned}$$

(2). Bilangan Reynolds

$$\begin{aligned} Re &= \frac{VD}{v} \\ \text{maka } Re &= \frac{1,72 \times 27,20 \times 10^{-3}}{1,004 \times 10^{-6}} \\ &= 46,59 \times 10^{-6} \end{aligned}$$

(3). Kekerasan relatif ( $\epsilon / D$ )

$$\epsilon/D = \frac{0,04572}{27,20} = 0,00168$$

(4). Kerugian pada ujung masuk pipa, dimana  $f = 0,5$

$$h_f = f \frac{v^2}{2g}$$

$$\text{Maka } h_f = 0,5 \times \frac{1,72^2}{2 \times 9,8} = 0,075 \text{ m}$$

(5). Koefisien gesekan dalam pipa ( $f$ )

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{D}$$

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{0,02720} = 0,038 \approx 0,04$$

(6). Kerugian gesek dalam pipa lurus (L3 s/d L16)

$$\begin{aligned} L \text{ Total} &= L3+L4+L5+L6+L7+L8+L9+ \\ &L10+L11+L12+L13+L14+ \\ &L15+L16 \\ &= 0,2+0,5+0,2+0,4+0,95+0,2+ \\ &0,28+0,38+0,37+3,5+21,2+ \\ &3,5+2+0,3 \\ &= 33,98 \text{ meter} \end{aligned}$$

$$h_f = \lambda \frac{L V^2}{D 2g}$$

$$\text{maka } h_f = 0,04 \frac{33,98}{0,02720} \frac{1,72^2}{2 \times 9,8} = 7,54$$

(7). Kerugian pada belokan pipa 90°

1. Koefisien gesekan pada belokan pipa ( $f$ )

$$\begin{aligned} f &= \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right] \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0,5} \\ f &= \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{27,20}{2 \times 13,6} \right)^{3,5} \right] \left( \frac{90}{90} \right)^{0,5} \\ f &= 1,978 \end{aligned}$$

2. Kerugian gesek pada belokan pipa

$$h_f = f \frac{v^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} \text{maka } h_f &= 1,978 \frac{1,72^2}{2 \times 9,8} \\ &= 0,298 \text{ m} \end{aligned}$$

Nilai kerugian pada belokan dikalikan dengan jumlah belokan yang terdapat pada

sisi *discharge*, jumlah belokan 90° pada sisi *discharge* adalah 12 belokan, maka:

$$h_f = 0,298 \text{ m} \times 12 \text{ belokan}$$

$$h_f = 3,576 \text{ m}$$

(8). Kerugian pada ujung keluar pipa tekan (*discharge*)

Dimana  $f = 1$

$$h_f = f \frac{v^2}{2g}$$

$$\text{maka } h_f = 1 \frac{1,72^2}{2 \times 9,8} = 0,15 \text{ m}$$

(9). Kerugian pada Percabangan (*Tee*)

$$h_{f 1-3} = f1 \frac{v1^2}{2g}$$

$$\text{maka } h_f = 0,20 \frac{1,72^2}{2 \times 9,8} = 0,03 \text{ m}$$

Nilai koefisien kerugian untuk percabangan didapatkan dari table 3.3.dengan nilai  $f = 0,20$ .

Nilai kerugian pada percabangan (*Tee*) dikalikan dengan jumlah *Tee* yang terdapat pada sisi *discharge*, Jumlah *Tee* yang terdapat pada sisi *discharge* adalah 2 Unit *Tee*, maka:

$$h_f = 0,03 \text{ m} \times 2 \text{ Tee}$$

$$h_f = 0,06 \text{ m}$$

(10). Kerugian pada katup (*ball valve*)

$$h_v = f v \frac{v^2}{2g}$$

$$\text{maka } h_v = 0,07 \frac{1,72^2}{2 \times 9,8} = 0,0105 \text{ m}$$

Nilai koefisien kerugian pada katup didapatkan dari table 3.4.dengan nilai 0,07.

Nilai kerugian pada katup dikalikan dengan jumlah katup yang terdapat pada sisi *discharge*, jumlah katup pada sisi *discharge* adalah 2 katup, maka:

$$h_v = 0,0105 \text{ m} \times 2 \text{ katup}$$

$$h_v = 0,021 \text{ m}$$

1. Kerugian *Head Suction*

$$h_{1s} = 0,02 + 0,082 + 0,095 + 0,048 = 0,245 \text{ m}$$

2. Kerugian *Head Discharge*

$$\begin{aligned} h_{1d} &= \\ &0,075 + 7,54 + 3,576 + 0,15 + 0,06 + 0,021 = \\ &11,42 \text{ m} \end{aligned}$$

3. Maka, total *Head* kerugian ( $h_l \text{ total}$ ) adalah,

$$h_l = 0,245 + 11,42 = 11,67 \text{ m}$$

Maka dapat dihitung Head total pompa adalah:

$$H = h_a + \Delta h_p + h_i + \left( \frac{vd^2}{2g} \right)$$

$$H = 16,3 + 0 + 11,67 + \left( \frac{1,72 \times 0,02720^2}{2 \times 9,8} \right)$$

$$H = 16,3 + 0 + 11,67 + 64,9$$

$$H = 92,87 \text{ m}$$

#### a. Daya Air

$$P_w = \gamma Q H$$

Dimana dinyatakan dalam  $\text{kN/m}^3$  dan Q dalam  $\text{m}^3/\text{s}$

$$\gamma = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)} = 9,8067 \text{ kN/m}^3$$

$$Q = 0,062 \text{ (m}^3/\text{min)} = 0,0010 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 92,87$$

Sehingga:

$$P_w = \gamma Q H$$

$$P_w =$$

$$9,8067 \text{ kN/m}^3 \times 0,0010 \text{ m}^3/\text{s} \times 92,87 \text{ m}$$

$$P_w = 0,91 \text{ kW}$$

#### b. Daya Poros

Ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$P = \frac{P_w}{\eta_p}$$

Untuk mendapatkan nilai efisiensi pompa ( $\eta_p$ ) dari tabel efisiensi standar pompa terlebih dahulu perlu ditentukan nilai kecepatan spesifik ( $n_s$ ) pompa, pertama perlu ditentukan besar kapasitas dalam  $\text{m}^3/\text{min}$ .

$$Q = 60 \text{ LPM} = 15 \text{ GPM}$$

Maka nilai  $n_s$  adalah:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[3]{H^4}}$$

Putaran pompa (n) diasumsikan sebesar 2980 RPM maka,

$$n_s = \frac{2980 \cdot \sqrt{15 \text{ GPM}}}{\sqrt[3]{(92,87 \text{ m})^4}}$$

$$n_s = 386$$

Berdasarkan kurva efisiensi standar pompa, nilai kapasitas dan  $n_s$  masih dibawah efisiensi 40%, oleh karena itu penulis ambil

nilai efisiensi estimasi sebesar 35%., maka nilai daya poros adalah:

$$P = \frac{0,91 \text{ kW}}{0,35}$$

$$P = 2,6 \text{ kW}$$

Namun meskipun hasil perhitungan teoritis daya poros pompa sebesar 2.6 kW ditentukan berdasarkan nilai efisiensi 35%, tetapi nilai efisiensi pompa tergantung dari ukuran pompa dan pabrikan masing-masing pompa.

Kemudian nilai power motor, dengan cara menentukan nilai *safety factor* dari *table factor* cadangan *power motor*, dan diambil nilai antara 0,1 s/d 0,2 yaitu sebesar 0,15. Maka perhitungan *power motor* sebagai berikut:

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

$$P_m = \frac{2,6(1+0,15)}{90\%} = 3,32 \text{ kW} \approx$$

nilai *power motor* di pasaran adalah 3,7 kW

#### c. NPSH yang tersedia (NPSHa)

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

Diketahui:

$$h_{sv} = \text{NPSH yang tersedia (m)}$$

$$P_a = \text{Tekanan atmosfer (kgf/m}^2\text{)} = 10 \text{ kgf/m}^2$$

$$P_v = \text{Tekanan uap jenuh (kgf/m}^2\text{)} = 244,7 \text{ kgf/m}^2$$

$$\gamma = \text{Berat zat air per satuan volume (kgf/m}^3\text{)} = 1000 \text{ kgf/m}^3$$

$$h_s = \text{Head isap statis (m)} = 16,3 \text{ m}$$

$$h_{ls} = \text{Kerugian head sepanjang pipa isap} = 0,245 \text{ m}$$

maka nilai NPSHa adalah:

$$h_{sv} = \frac{10}{1000} - \frac{244,7}{1000} - 16,3 - 0,245$$

$$h_{sv} = -16,8 \text{ m}$$

Oleh karena posisi pompa berada diatas permukaan air, maka nilai NPSH yang tersedia adalah ada tanda minus (-) didepan nilai NPSH, maka nilai NPSHa adalah -16,8 m.

**d. Perhitungan NPSH yang diperlukan (NPSHr)**

Berdasarkan nilai S pada ukuran-ukuran pompa berbentuk umum adalah 1200. Jika  $Q = 60 \text{ LPM} = 0,06 \text{ m}^3/\text{min}$ , Jika  $NPSHr = H_{svN}$ , maka nilai NPSHr adalah:

$$H_{svN} = \left(\frac{2980}{1200}\right)^{4/3} 0,06^{2/3} = 0,5 \text{ m}$$

Tetapi karena jenis pompa adalah dengan tipe pancing, sebelum pompa dinyalakan pompa harus dipancing (*priming*) terlebih dahulu agar pompa dapat menghisap air pada saat dinyalakan, dan pada ujung pipa hisap dipasang *check valve* agar air tidak kembali lagi keluar saat pompa dimatikan, sehingga pompa terhindar dari kavitasi.

**e. Perhitungan Impeler**

(a) Diameter Shaft

Dimana:

$$P_m = \text{Daya motor (HP)} = 3,32 \text{ kW} \times 1,341 = 4,45 \text{ HP}$$

$$T = 58 \text{ kg/mm}^2$$

$$D_{sh} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{361475 \cdot 4,45}{58 \cdot 2980}} = 21 \text{ mm}$$

(b) Diameter luar impeller ( $D_2$ )  
Kecepatan keliling luar ( $U_2$ )

$$n_s = \frac{2980 \cdot \sqrt{0,001 \text{ (m}^3/\text{sec)}}}{(92,87 \text{ m})^{3/4}} = 3,14$$

$$Ku_2 = 1 + 0,1 \left[ \frac{3,14}{1000} - 1 \right] = 0,9$$

$$U_2 = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 92,87} = 38,39$$

**f. Diameter luar impeller**

Diperoleh dengan persamaan:

$$D_2 = \frac{60 \times 38,39}{\pi \times 2980} = 0,246163 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,246163 \times 1000 \text{ m} = 246 \text{ mm}$$

**V. KESIMPULAN**

Kapasitas pompa pertama kali dihitung berdasarkan jumlah pengguna gedung yang menggunakan air pada setiap lantai perhari-nya, jika pemakaian gedung adalah dari jam 07:30 s/d 22:00 maka dapat dirata-ratakan jumlah pemakaian air adalah 60 liter permenit (LPM) untuk gedung F dan D. Ber-

dasarkan Perhitungan yang didapat dari ukuran konstruksi panjang pipa dan jumlah elbow, didapat nilai total *Head* (H) sebesar 92,87 m, dan karena posisi pompa diatas dari sumber mata air, maka konstruksi pipa hisa harus dipasang katup penyearah dan *strainer*, karena agar air tidak kembali lagi ke bak dan pompa selalu dalam kondisi terpancing, sehingga pompa tidak mengalami kavitasi.

Ukuran impeller pompa yang dihitung adalah ukuran impeller pompa teoritis berdasarkan kapasitas dan head pompa, didapat diameter luar impeller sebesar 246 mm, sehingga jika dicari pompa dipasaran untuk kapasitas 60 LPM dan head 92,87 m, maka diameter *impeller* mengacu pada ukuran 246 mm.

**DAFTAR PUSTAKA**

- Sularso & Tahara Haruo. *Pompa dan Kompresor*. Pradnya Paramita, cetakan ke tujuh. Tahun 2000
- Morimura, T. dan Noerbambang, S.M. 2000. *Perancangan dan Pemeliharaan Sistem Plumbing*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.
- Dietsel, F. Sriyono, D. (Alih Bahasa), 1996, *Turbin Pompa dan Kompresor*, PT. Erlangga, Jakarta.
- Church, A.H.: Harahap, Z (Alih Bahasa), 1993, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, PT. Erlangga, Jakarta.
- Susilo, Juniar. J. 2014. *Jurnal: Studi Perencanaan Penyediaan Air Bersih Pada Gedung Bertingkat Tunjungan Plaza VI Kota Surabaya*. Malang: Universitas Brawijaya.
- Lazarkiewis, A, Trokolanski, 1965. *Impeller Pump*, Pergamon Press, New York, Inc.
- Nieman, G. 1999. *Elemen Mesin Jilid 1 Desain Kalkulasi Dari Sambungan, Bantalan dan Poros*. Jakarta: Erlangga.
- Yuliana Rivai, Ali Masduki, Bowo Djoko Marsono. 2006. *Evaluasi Sistem Distribusi dan Rencana Peningkatan Pelayanan Air Bersih Pdam Kota Gorontalo*, Jurnal SMARTek.

- Petrus Simon, Kurniawan Iwan. *Perancangan Impeller Dan Volute Pompa Sentrifugal Dengan Fluida Kerja Air Gambut*. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau. Jurnal FTEKNIK Volume 3 No.2 Oktober 2016.
- Thoharudin, Nugroho Setyo Arif, Unjanto Stefanus. *Optimasi Tinggi Tekan Dan Efisiensi Pompa Sentrifugal Dengan Perubahan Jumlah Sudu Impeler Dan Sudut Sudu Keluar Impeler ( $\beta_2$ ) Menggunakan Simulasi Computational Fluid Dynamics*. Prosiding Seminar Nasional Aplikasi Sains & Teknologi (SNAST) 2014. ISSN: 1979-911X.
- Wahyudi Ilham. *Skripsi Analisis Perancangan Pompa Guna Pemenuhan kebutuhan Air Bersih PDAM Kota Probolinggo*. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Jember. 2013.
- Rachmanu Fatkur. *Desain Ulang Impeller Pompa Sentrifugal Kurva Prestasi Serta Fenomena Aliran Dengan CAD-CFD*. Jurnal SIMETRIS, Vol 7 No 2 November 2016. ISSN: 2252-4983.
- Sufyan Ahmad, ir. MT Sumardiyanto Didit. *Analisa Perhitungan Pompa Sirkulasi WWTP Limbah Pada Area Painting Steel Di PT Cakra Indopaint Cemerlang*. Fakultas Teknik Mesin Universitas 17 Agustus 1945, Jakarta. Jurnal Kajian Teknik Mesin. Vol. 2 No. 1 April 2017.