

## PERENCANAAN INSTALASI POMPA RETURN PUMP DENGAN KAPASITAS 130 M<sup>3</sup>/JAM UNTUK EXCHANGER HEATER AMONIA

Wardjito

Fakultas Teknik Mesin Universitas Gresik

### ABSTRACT

*The use of pumps in an industry is very much its role in accordance with the functions and needs, as well as the main means of production process, as well as a means of supporting the production process. Return Pump Pump Ammonia Recycle Water Heater Exchanger absolutely necessary on a heater exchanger design Ammonia in Utility Plant X in Gresik, because the pump is an integral part of the exchanger unit heater itself, so the function of the heater can work properly is to change the temperature of the ammonia of of - 33 °C → - 10 °C. Exchanger heater design capacity 55 tons / hour, requires a return pump with a pump capacity of 130 m<sup>3</sup>/hr. From the calculation results, obtained, Head Pump: 11.25 m, pump efficiency: 76%, 1500 rpm, impeller types: closed, the pipe diameter: 6 “, the pump pressure, 2.1 kg/cm<sup>2</sup>, the diameter of shaft: 35 mm, nominal motor power: 5.36 hp.*

**Keywords :** *Return Pump, pump capacity of 130 m<sup>3</sup>/hr, heater exchangers Ammonia.*

### 1. PENDAHULUAN

#### 1.1. Latar belakang

Seiring dengan bergairahnya kembali kegiatan pembangunan yang terus dipacu oleh pemerintah, salah satunya adalah sektor industri yang telah mampu menjadi tumpuan pertumbuhan ekonomi menggantikan sektor minyak dan gas.

Salah satu faktor penunjang kesuksesan dalam pembangunan sektor industri yang sangat vital adalah kemampuan rancang bangun untuk membuat pabrik atau membuat peralatan pabrik. Dari sekian banyak peralatan pabrik yang mampu dibuat sendiri adalah *exchanger heater* beserta instalasi pompanya.

Untuk menunjang agar sebuah exchanger heater bisa bekerja sesuai dengan fungsinya, adalah adanya instalasi pompa *recycle water pump*.

Pompa return pump recycle water dengan kapasitas 130 m<sup>3</sup>/jam dibutuhkan untuk memompa air pemanas dari *basin exchanger* untuk mengubah *temperatur* amoniak dari -33<sup>o</sup> C menjadi -5<sup>o</sup> C.

Berdasarkan latar belakang masalah, maka permasalahan-permasalahan yang dapat diidentifikasi adalah, *return pump* tersebut harus dapat berfungsi sebagaimana mestinya.

Dalam mempersiapkan return pump dengan kapasitas 130 m<sup>3</sup>/jam ini ada beberapa hal perlu dibahas;

Seberapa besar *head loss*, serta data penunjang lainnya yang diperlukan untuk bisa beroperasinya *return pump* sebagaimana mestinya.

Untuk mengetahui besarnya *head loss* dan data penunjang lainnya sehingga *return pump* bisa beroperasi sebagaimana mestinya.

## 2. LANDASAN TEORI .

### 2.1. Pengertian Pompa

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan fluida dari tekanan yang lebih rendah ke tekanan yang lebih tinggi dan/ atau posisi yang lebih rendah ke posisi yang lebih tinggi. Salah satu jenis pompa yang banyak dipakai untuk kebutuhan industri adalah pompa sentrifugal.

Bentuk hambatan: jarak, kekasaran permukaan pipa, pembesaran pengecilan pipa, valve, tee, static head (perbedaan tempat antara *reservoir* dan *line discharge* tertinggi), *pressure head* (perbedaan tekanan pada sisi isap dan discharge), *velocity head* (perbedaan kecepatan fluida pada reservoir dan

dscharge), **friction head** (head pada pipa lurus dan *fitting*).

Maka *Total Head Instalasi = Static Head + Pressure Head + Velocity Head + Friction Head*.

Sehingga, agar fluida dapat mengalir sesuai desain maka : Head pompa pada *best Effisiensi Point* > *Total Head Instalasi*.

### 2.2. Klasifikasi Pompa

Menurut prinsip perubahan bentuk energi yang terjadi, pompa dibedakan menjadi :

#### 1. Positive Displacement Pump

Disebut juga dengan pompa aksi positif. Energi mekanik dari putaran poros pompa dirubah menjadi energi tekanan untuk memompakan fluida. Pada pompa jenis ini dihasilkan head yang tinggi tetapi kapasitas yang dihasilkan rendah. Yang termasuk jenis pompa ini adalah :

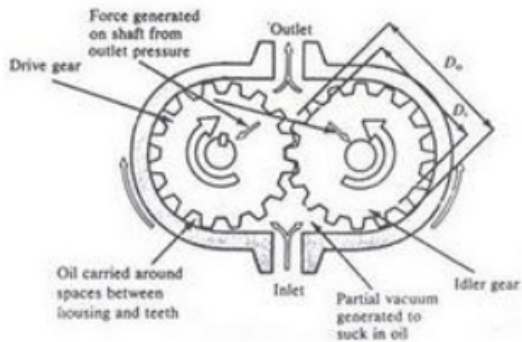
##### a. Pompa rotari

Sebagai ganti pelewatan cairan pompa sentrifugal, pompa rotari akan merangkap cairan, mendorongnya melalui rumah pompa yang tertutup. Hampir sama dengan piston pompa torak akan tetapi tidak seperti pompa torak (piston), pompa rotari mengeluarkan cairan dengan aliran yang lancar (smooth).

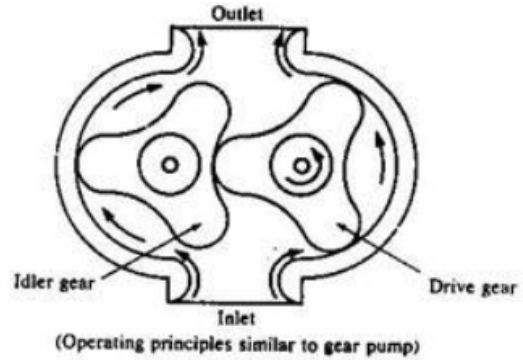
Macam-macam pompa rotari :

- Pompa roda gigi luar

Pompa ini merupakan jenis pompa rotari yang paling sederhana. Apabila gerigi roda gigi berpisah pada sisi hisap, cairan akan mengisi ruangan yang ada diantara gerigi tersebut. Kemudian cairan ini akan dibawa berkeliling dan ditekan keluar apabila giginya bersatu lagi



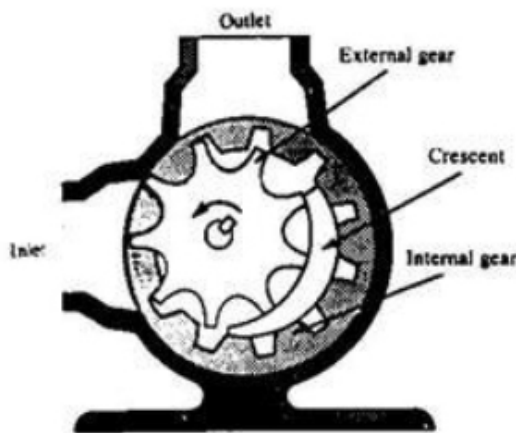
Gambar 2.1 : Pompa roda gigi luar  
Sumber : William Wolansky & Arthur Akers, Modern Hydraulics,1990,97



Gambar 2.3 : Lobe pump Sumber : William Wolansky & Arthur Akers, Modern Hydraulics,1990,97

- Pompa roda gigi dalam

Jenis ini mempunyai rotor yang mempunyai gerigi dalam yang berpasangan dengan roda gigi kecil dengan penggigian luar yang bebas (idler). Sebuah sekat yang berbentuk bulan sabit dapat digunakan untuk mencegah cairan kembali ke sisi hisap pompa.



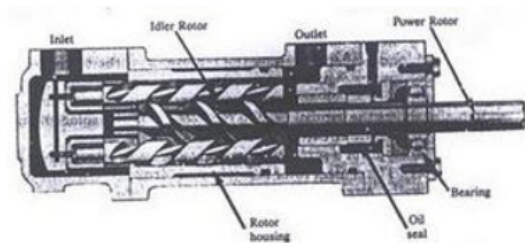
Gambar 2.2 : Lobe Pump Sumber : William Wolansky & Arthur Akers, Modern Hydraulics,1990,100

- Pompa cuping (lobe pump)

Pompa cuping ini mirip dengan pompa jenis roda gigi dalam hal aksinya dan mempunyai 2 rotor atau lebih dengan 2,3,4 cuping atau lebih pada masing-masing rotor. Putaran rotor tadi diserempakkan oleh roda gigi luarnya.

- Pompa sekrup (screw pump)

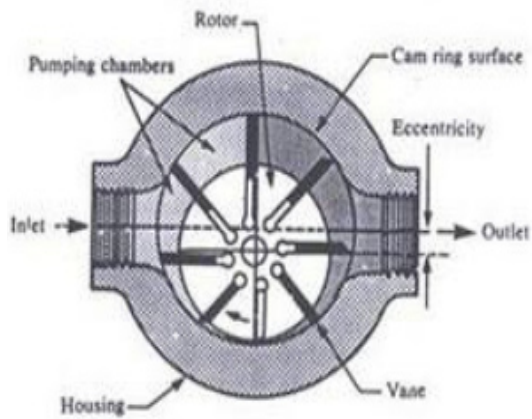
Pompa ini mempunyai 1,2 atau 3 sekrup yang berputar di dalam rumah pompa yang diam. Pompa sekrup tunggal mempunyai rotor spiral yang berputar di dalam sebuah stator atau lapisan heliks dalam (internal helix stator). Pompa 2 sekrup atau 3 sekrup masing-masing mempunyai satu atau dua sekrup bebas (idler).



Gambar 2.4 : Three-screw pump Sumber : William Wolansky & Arthur Akers, Modern Hydraulics,1990,102

- Pompa baling geser (vane Pump)

Pompa ini menggunakan baling-baling yang dipertahankan tetap menekan lubang rumah pompa oleh gaya sentrifugal bila rotor diputar. Cairan yang terjebak diantara 2 baling dibawa berputar dan dipaksa keluar dari sisi buang pompa.



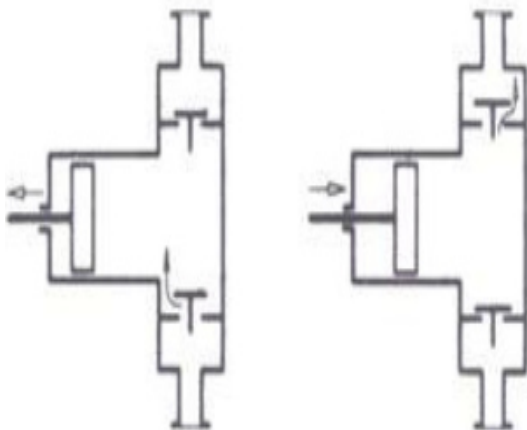
Gambar 2.5 : Vane pump Sumber : William Walonsky & Arthur Akers, Modern Hydraulics, 1990,103

**b. Pompa Torak (Piston)**

Pompa torak mengeluarkan cairan dalam jumlah yang terbatas selama pergerakan piston sepanjang langkahnya. Volume cairan yang dipindahkan selama 1 langkah piston akan sama dengan perkalian luas piston dengan panjang langkah. Macam-macam pompa torak :

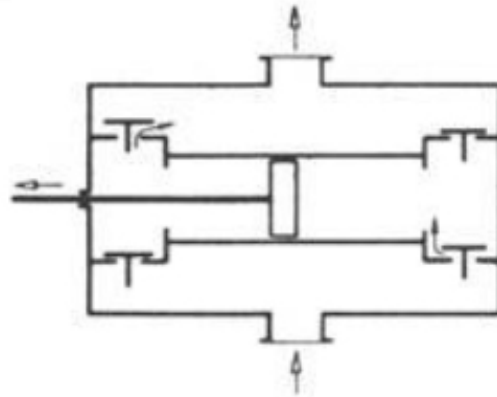
- Menurut cara kerja

- Pompa torak kerja tunggal



Gambar 2.6 : Pompa kerja tunggal Sumber : Schematy Pump

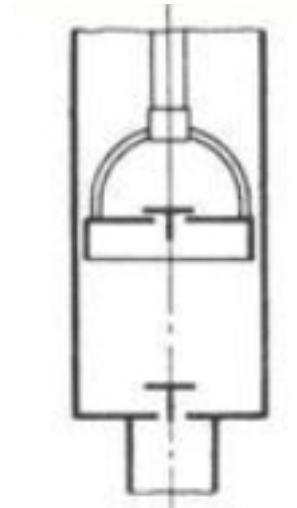
- Pompa torak kerja ganda



Gambar2. 7 : Pompa kerja ganda Sumber : Schematy Pump

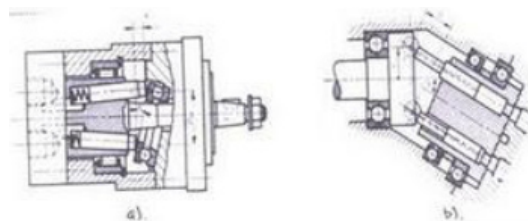
- Menurut jumlah silinder :

- o Pompa torak silinder tunggal



Gambar 2.8 : Pompa torak silinder tunggal Sumber : Schematy pump

- o Pompa torak silinder ganda



Gambar 2.9 : Pompa torak silinder ganda a. Swashplate pump b. Bent – axis pump Sumber : it.geocities.com

## 2. Dynamic Pump / Sentrifugal Pump

Merupakan suatu pompa yang memiliki elemen utama sebuah motor dengan sudu impeler berputar dengan kecepatan tinggi. Fluida masuk dipercepat oleh impeler yang menaikkan kecepatan fluida maupun tekanannya dan melemparkan keluar volut. Prosesnya yaitu :

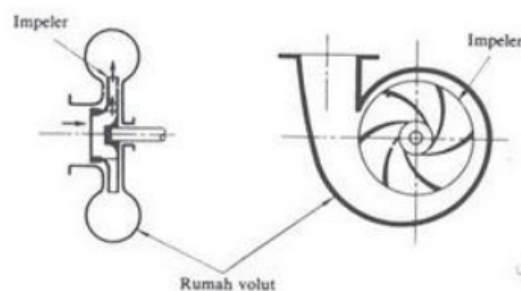
- Antara sudu impeller dan fluida Energi mekanis alat penggerak diubah menjadi energi kinetik fluida
- Pada Volut Fluida diarahkan kepipa tekan (buang), sebagian energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekan. Yang tergolong jenis pompa ini adalah :

### a. Pompa radial.

Fluida diisap pompa melalui sisi isap adalah akibat berputarnya impeler yang menghasilkan tekanan vakum pada sisi isap. Selanjutnya fluida yang telah terisap terlempar keluar impeler akibat gaya sentrifugal yang dimiliki oleh fluida itu sendiri. Dan selanjutnya ditampung oleh casing (rumah pompa) sebelum dibuang kesisi buang. Dalam hal ini ditinjau dari perubahan energi yang terjadi, yaitu : energi mekanis poros pompa diteruskan kesudu-sudu impeler, kemudian sudu tersebut memberikan gaya kinetik pada fluida.

Akibat gaya sentrifugal yang besar, fluida terlempar keluar mengisi rumah pompa dan didalam rumah pompa inilah energi kinetik fluida sebagian besar diubah menjadi energi tekan. Arah fluida masuk kedalam pompa sentrifugal dalam arah aksial dan keluar pompa dalam arah radial. Pompa sentrifugal biasanya diproduksi untuk memenuhi kebutuhan head medium sampai tinggi dengan kapasitas aliran yang medium. Dalam aplikasinya pompa sentrifugal banyak

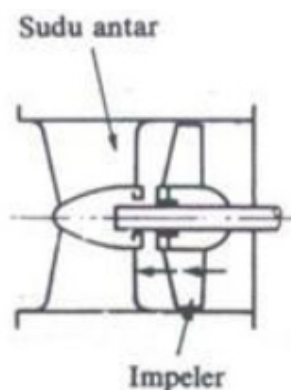
digunakan untuk kebutuhan proses pengisian ketel dan pompa-pompa rumah tangga.



Gambar 2.10 : Pompa Sentrifugal  
Sumber : Sularso, pompa dan kompresor, 2000, 7

### b. Pompa Aksial (Propeller)

Berputarnya impeler akan menghisap fluida yang dipompa dan menekannya kesisi tekan dalam arah aksial karena tolakan impeler. Pompa aksial biasanya diproduksi untuk memenuhi kebutuhan head rendah dengan kapasitas aliran yang besar. Dalam aplikasinya pompa aksial banyak digunakan untuk keperluan pengairan.



Gambar 2.11 : Pompa aksial  
Sumber : Sularso, pompa dan kompresor, 2000, 8

### Head Zat Cair

$$H = z + p/\gamma + v^2/2g$$

Dimana :

H : Total Head (m)



### Kerugian Pada Elbow.

$$h_e = f_e \cdot (v^2/2g)$$

Dimana :

$h_e$  : Kerugian head elbow (m)

$v$  : Kecepatan fluida (m/s)

$g$  : Gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

$f_e$  : Koefisien kerugian

### Kerugian Pada Valve.

$$h_v = f_v \cdot (v^2/2g)$$

Dimana :

$h_e$  : Kerugian head valve (m)

$v$  : Kecepatan fluida (m/s)

$g$  : Gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

$f_v$  : Koefisien kerugian valve

### Head Total Pompa.

$$H = h_a + \Delta h_p + h_e + (v^2/2g)$$

Dimana :

$H$  : Head total pompa (m)

$h_a$  : Head statis (m)

$\Delta h_p$  : perbedaan head tekanan (m)

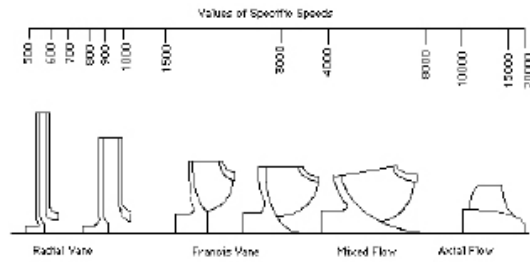
$h_e$  : berbagai kerugian (m)

$(v^2/2g)$  : head kecepatan keluar (m)

### Kecepatan spesifik dan Klasifikasi pompa.

Salah satu pemakaian kecepatan spesifik adalah untuk mengklasifikasikan berbagai bentuk impeller pompa. Ada korelasi yang jelas antara ukuran-ukuran impeller dan kecepatan spesifik.

Masing-masing impleer mempunyai suatu daerah kecepatan spesifik untuk impeller itu dapat dioperasikan dengan baik, walaupun daerah-daerah kecepatan spesifik ini hanya merupakan taksiran saja.



Gambar 2.14. Kecepatan Spesifik

### Perhitungan Poros

#### Daya Kuda

Fluida Daya kuda fluida adalah perkalian kapasitas aliran yang diberikan ( $W_0$  dengan head pompa ( $H$ ) dibagi dengan 550.

$$W_{hp} = \frac{W \times H}{550}$$

Dimana :

$W_{hp}$  : Daya Kuda Fluida (HP)

$W$  : Kapasitas Fluids (lb/s)

$H$  : Head Pompa (ft)

#### Daya Kuda Rem

Daya kuda rem merupakan daya yang dibrtikan pada pompa oleh penggerak mula, daya kuda yang diberikan ini digunakan didalam mesin untuk mengatasi daya kuda fluida, kebocoran, gesekan rugi-rugi mekanis, dll.

$$B_{hp} = \frac{W_{hp}}{\eta_{tot}}$$

Dimana :

$B_{hp}$  : Daya Kuda Rem (hp)

$\eta_{tot}$  : Effisiensi total pompa

$W_{hp}$  : Daya Kuda Fluida (hp)

#### Daya Poros Pompa

$$P_d = f_c \cdot P$$

Dimana :

$P_d$  : Daya Poros Pompa (Kw)

$P = Bhp$  : Daya nominal motor penggerak (Kw)  
 $f_c$  : Factor koreksi (lihat tabel)

**Momen Puntir**

$$T = 9,74 \times 10^5 Pd / n$$

Dimana :

$T$  = Momen Puntir (Kgmm)  
 $Pd$  : Daya poros pompa (Kw)

**Kekuatan Tarik.**

Bahan poros menggunakan material AISI 4340. Berdasar tabel baja paduan untuk poros, maka harga kekuatan tarik ( $\tau_B$ ) untuk material AISI 4340 equivalen dengan JIS 4103 dengan kekutan tarik 105 kg/mm<sup>2</sup>.

**Tegangan Geser Ijin  $\tau_B$**

$$\tau_a = Sf_1 \times Sf_2$$

Dimana :

$\tau_a$  : Tegangan geser ijin (kg/mm<sup>2</sup>)  
 $\tau_B$  : Kekuatan tarik (kg/mm<sup>2</sup>)  
 $Sf_1$  : faktor keamanan bahan  
 $Sf_2$  : Faktor pengaruh konsentrasi teg. (1,3 – 3)

**Diameter Poros.**

$$Ds = (5,1 / \tau_a \times Kt \times Cb \times T)^{1/3}$$

Dimana :

$Ds$  : Diameter Poros (mm)  
 $Kt$  : Faktor koreksi jika beban dengan kejutan atau tumbukan besar (1,5-3,0)  
 $Cb$  : Faktor lenturan (1,2-2,3)  
 $T$  : Kekuatan tarik (kg/mm<sup>2</sup>)

**3. PERHITUNGAN HEAD LOSS SERTA INSTALASI POMPA**  
**Perhitungan Head Loss**

Untuk menentukan head loss, maka perlu dihitung diameter pipa dulu, maka sebagai acuannya adalah batas kecepatan fluida maksimum yang

dijinkan. Kecepatan fluida yang terlalu tinggi akan menyebabkan abrasi pada bagian dalam pipa. Sedangkan kecepatan fluida ( $v$ ) maksimum yang diijinkan adalah 2m/det. Sedangkan kapasitas air yang dipompa telah diketahui yaitu 130 m<sup>3</sup>/jam.

**Diameter Pipa**

$$Q = v \times A$$

$$Q = \frac{v \times \pi \times D^2}{4}$$

$$130 = \frac{2 \times 3,14 \times D^2}{4}$$

$$D^2 = \frac{130 \times 4}{2 \times 3600 \times 3,14}$$

$$D = \sqrt{0,0230}$$

$$D = 0,15 \text{ m}$$

$$D = 0,15 \times 1000 / 25,4$$

$$D = 5,9 \text{ " = 6"}$$

$$D = 5,9 \text{ " = 6"}$$

$$D = 5,9 \text{ " = 6"}$$

Kecepatan fluida tersebut adalah kecepatan fluida maksimum. Mengingat diameter pipa yang ada dipasaran adalah sudah tertentu maka perlu dihitung kecepatan fluida rata-rata berdasarkan diameter pipa yang mendekati hasil perhitungan.

**Kecepatan Aliran Fluida**

$$Q = \frac{v \times \pi \times D^2}{4}$$

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$v = \frac{4 \times 130}{3,14 \times (6 \times 25,4 / 1000)^2}$$

$$v = 7130,233 \text{ m/jam}$$

$$v = 1,98 \text{ m/det}$$

Jadi harga kecepatan fluida rata-rata = 1,98 m/detik. Harga rata-rata tersebut diatas digunakan sebagai dasar perhitungan selanjutnya, untuk mencari Reynold Number.

### Kerugian Gesek Sepanjang Pipa.

Mencari Reynold Number

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

Re : Harga bilangan Reynold

$\rho$  : Density fluida (1000kg/m<sup>3</sup>)

D : 6" = 0,1524 m

$\mu$  : viscositas mutlak zat cair  
= (0,85 x 10<sup>-3</sup> kg / m.detik)

v : Kecepatan fluida (m/s)

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1000 \times 1,98 \times 0,1524}{0,85 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 355.002,4$$

Material pipa menggunakan material commercial steel dengan relative roughness 0,00015, sedangkan diameyer pipa = 6" (0,1524 m). Dari tabel Relative Roughness diketahui harga (e/D) sebesar 0,0002. Dari Moody Diagram didapatkan harga (f) dari pipa tersebut adalah 0,014.

### Kerugian Gesek sepanjang Pipa.

$$hf = \lambda (L/Di) \times (v^2/2g)$$

$$hf = 0,014 \times 44,22/0,1524 \times (1,98)^2/2 \times 9,8$$

$$hf = 0,80 \text{ m}$$

### Kerugian pada Ujung Pipa Masuk.

$$hp = fp (v^2/2g)$$

$$hp = 0,25 \times (1,98)^2/2 \times 9,8$$

$$hp = 0,049 \text{ m}$$

### Kerugian Pada Elbow.

$$he = fe \cdot (v^2/2g)$$

$$he = 0,022 \times (1,98)^2/2 \times 9,8$$

$$he = 0,0044 \text{ m}$$

Jumlah elbow 90° = 10 buah.

$$he = 0,0044 \times 10 = 0,04 \text{ m}$$

### Kerugian Pada Valve

$$hv = fv \cdot (v^2/2g)$$

fv = Koefisien gesek check valve = 1,39

$$hv = 1,39 \times (1,98)^2/2 \times 9,8$$

$$hv = 0,27$$

$$hv = 0,27 \times 3 = 0,83 \text{ m}$$

### Head Loss

$$hl = hf + hp + he + hv$$

$$hl = 0,80 + 0,049 + 0,04 + 0,83$$

$$hl = 1,683 \text{ m}$$

### Head Total Instalasi

$$HTI = (Pd - Ps)/\gamma + (vd^2 - vs^2)/2g + hz + hl$$

Karena Vd = Vs, dan Pd = Ps, maka

$$HTI = hz + hl$$

Dimana :

HTI = Head Total Instalasi (m)

hz = Head Statis (diketahui = 8,54m)

hl = Total head loss

$$HTI = 8,54 + 1,68 = 10,22 \text{ m}$$

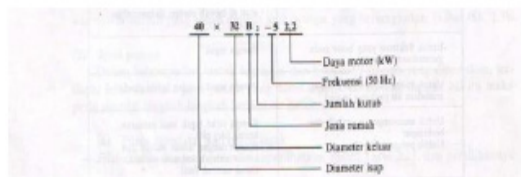
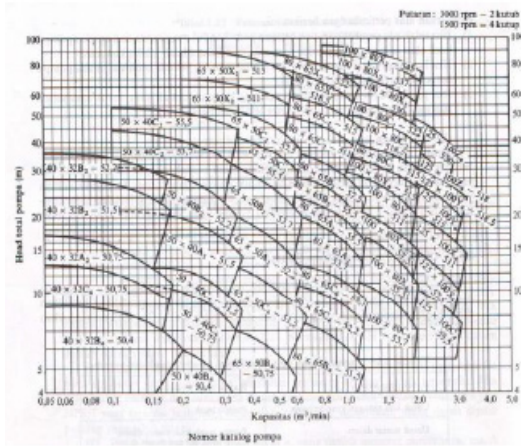
Head Pompa = Head Total Instalasi x 110 %

$$\text{Head Pompa} = 10,22 \times 110\% = 11,242 \text{ m}$$

## 4. PEMILIHAN POMPA

### Pemilihan Pompa Standar

Pemilihan pompa standar bisa menggunakan diagram pemilihan pompa standar, karena head pompa dan kapasitas pompa sudah diketahui.



Dari digram diatas maka kita ambil nomor katalog pompa 125 x 100 X4 – 57,5

**Kecepatan spesifik**

Nilai kecepatan spesifik (ns) dapat menentukan macam dan bentuk pompa, namun karena macam dan bentuk impeller tidak dirubah maka nilai kecdpatan spesifik akan digunakan untuk mencari nilai efisiensi pompa.

$$ns = \frac{n \times Q^{0,5}}{H^{0,75}}$$

Dimana :

n = Putaran Pompa ( 1500rpm)

Q = Kapasitas pompa .  
= 130 m<sup>3</sup>/jam = 2,166 m<sup>3</sup>/ menit

H = Head pompa = 11,25 m

$$ns = \frac{1500 \times 2,166^{0,5}}{11,25^{0,75}}$$

ns = 359,5

**Perhitungan Poros Daya Kuda Fluida**

$$Whp = \frac{W \times H}{550}$$

W = Q = kapasitas Pompa

Q = 130 m<sup>3</sup>/jam = 130 x 220/60 = 476,66 gpm

1 galon air = 3,785 liter = 8,344 lb

$$W = \frac{476,66 \times 8,344}{60}$$

W = 66,29 lb/s

H = 11,25 m = 36,9 ft

$$Whp = \frac{66,26 \times 36,9}{550}$$

Whp = 4,5 hp

**Daya Kuda Rem**

$$Bhp = \frac{Whp}{\eta \text{ tot}}$$

Bhp = 4,5/0,76 = 5,8 hp

**Daya Rencana Poros**

$$Pd = fc \times P$$

Pd : Daya Rencana Poros

fc : Factor Koreksi

P : Bhp : Daya Nominal motor penggerak

P = 5,8 hp

1 hp = 0,746 kw

P = 5,8 x 0,746 = 4,33 kw

Pd = 1,2 x 4,33 = 5,28 hp = 7,02 hp

**Momen Puntir**

$$T = 9,74 \times 105 Pd/n$$

$$T = 9,74 \times 105 \times 5,28/1500$$

T = 32.466,6 kg mm

**Tegangan Geser Ijin**

$$\tau_a = \sigma_b / (sf_1 \times sf_2)$$

τa = Tegangan Geser Ijin

σb = Kekuatan tarik (kg/mm<sup>2</sup>) Lihat tabel (bhn AISI 4340)

$$\tau_a = 105 / (6 \times 1,3)$$

$$\tau_a = 13,46 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros.

$$D_s = [ 5,1 / \tau_a \cdot K_t \cdot C_b \cdot T ]^{1/3}$$

Dimana ;

D<sub>s</sub> : Diameter Poros (mm)

K<sub>t</sub> : Faktor Koreksi ( 1,5 -3,0)

C<sub>b</sub> : Faktor Lenturan (1,2 – 2,3)

$$D_s = [ 5,1 / 13,46 \times 1,5 \times 2,3 \times 32.466,6 ]^{1/3}$$

$$D_s = 34,86 \text{ mm} = 35 \text{ mm}$$

NPSH yang tersedia ( NPSHA)

$$NPSHA = P_a / \gamma - P_v / \gamma - h_s - h_{ls}$$

Dimana :

$$P_a = \text{Tekanan Permukaan fluida (kgf/m}^2\text{)}$$

$$= 1,0332 \text{ kgf/cm}^2 = 10.332 \text{ kgf/m}^2$$

$$\gamma = 0,9957 \text{ kgf/l} = 995,7 \text{ kgf/m}^3$$

$$P_v = 0,04325 \text{ kgf/cm}^2 = 432,5 \text{ kgf/m}^2$$

$$NPSHA = (10.332 / 995,7) - ( 432,5 / 995,7)$$

$$= -2- 1,68$$

$$NPSHA = 6,26 \text{ m}$$

Perhitungan tekanan pipa

Sesuai dengan „Pipe Line Rules of Thumb Hand Book untuk Liquid Pipe Line – ANSI/ASME B31-4 1979, maka internal design pressure dihitung dengan rumus

$$P = (2 \cdot S \cdot t / D) \times E \times F$$

Dimana :

P : Internal design pressure (psig)

S : Specified minimum yield strength (psi)  
: dari tabel = 30.000 psi

t : Nominal Outside Wall Thickness (in)  
= 0,280 inch

D : Nominal Outside of Pipe (inch) = 6,625”

E : Weld joint factor (lihat tabel) = 1,0

F : Design factor = 0,72

Material pipa menggunakan ASME A 53

$$P = (2 \cdot S \cdot t / D) \times E \times F$$

$$P = (2 \times 30.000 \times 0,280 / 6,625) \times 1,0 \times 0,72$$

$$P = 1.825,8 \text{ psig}$$

$$P = 1.825,8 - 14,7 = 1.811,1 \text{ psia}$$

$$P = 1.811,1 \times 0,0703 = 127,3 \text{ kg/cm}^2$$

Tekanan sebesar 127,3 kg/cm<sup>2</sup> merupakan tekanan maksimum yang diijinkan terhadap kondisi pipa baru.

### Perhitungan Tekanan Pompa

Tekanan pompa yang dipakai nanti harus masih dibawah tekanan dalam pipa yang diijinkan dari instalasi pipa baru nanti.

$$P_a = P_b + [(-Z_a + Z_b) + h_l] \cdot \lambda$$

Dimana ;

$$P_b : (P) \text{ yang diharuskan} + 10\% : 10332$$

$$\text{kg/cm}^2 \text{ kg/cm}^2 + 1033,2 \text{ kg/cm}^2 =$$

$$11365,2 \text{ kg/cm}^2$$

P<sub>a</sub> : Tekanan discharge pompa (kg/cm<sup>2</sup>)

Z<sub>b</sub> : Discharge head (m) = 8,56 m

Z<sub>a</sub> : Suction head (m) = (0,16m)

λ : Density zat cair (955,7 kg/m<sup>3</sup>)

h<sub>l</sub> : Head loss (m) = 1,683 m

Sehingga :

$$P_a = P_b + [(-0,16 + 8,65) + 1,683] \cdot 955,7$$

$$P_a = 11.365,2 + 9.722,3 = 21.087,5 \text{ kg/m}^2$$

$$P_a = 2,1 \text{ kg/cm}^2$$

## 5. Kesimpulan dan Saran

### Kesimpulan

Dari hasil perhitungan tenaga, head loss, diameter shaft pompa serta dari diagram pemilihan pompa standar, didapat data sbb:

Type Pompa	End Suction Volute Pumps
Model dan Ukuran	150x125 FS4H57,5
Kapasitas (Q)	130 m <sup>3</sup> /jam
HTI	9,3 m
Head Pompa	10,3 m
Effisiensi pompa	76 %
Putaran pompa	1500 rpm
Type impeller	Closed
Diametr pipa	6"
Tekanan pompa	2,1 kg/cm <sup>2</sup>
Diameter shaft	35 mm
Daya motor	5,36 hp
Material pipa	A 53 (carbon stell)
Material shaft	AISI 4340

### Saran

Mengingat bahwa fluida yang dihandel adalah air, maka sebaiknya material impeller sebaiknya menggunakan bronze yang tahan korosi.

### Daftar Pustaka

- Austin H. Church, *Centrifugal Pumps and Blowers*, 1972, Publish by Robert E Kreiger Co, Inc. Box 542 Huntington New York
- Frank White, 1988, *Mekanika Fluida*, Erlangga, Jakarta
- Igor J. Karasik and Roy Carter, 1960, *Centrifugal Pumps*, Mc Graw-Hill Book Company, Inc.
- Ing A.Nouwen, 1981, *Pompa*, Bhatara Karya Aksara, Jakarta.
- Roger W. Fox, Alan T Mc Donald, 1934, *Introduction to Fluid Mechanics*.
- Sularso, dan Kiyokatsu Suga, *Elemen Mesin*, 1991, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, dan Haruo Tahara, 1983, *Pompa dan Kompresor*, Pradnya Paramita, Jakarta.