

**POMPA AIR BERSIH  
DENGAN KAPASITAS 135 LITER/MENIT  
DAN HEAD 30 METER**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Jurusan Teknik Mesin



Disusun oleh :

Nama : Agus Handoyo Catur Nugroho P

NIM : 995214076

**PROGAM STUDI TEKNIK MESIN  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2006**

**CLEAN WATER PUMP  
WITH 135 l/m CAPACITY AND 30 m HEAD**

**FINAL PROJECT**

**Presented as Partial Fulfillment of the Requirement  
to Obtain the Sarjana Teknik Degree  
in Mechanical Engineering**



By

Name: Agus Handoyo Catur Nugroho P

NIM : 995214076

**MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
ENGINEERING FACULTY  
SANATA DHARMA UNIVERSITY  
YOGYAKARTA  
2006**

**TUGAS AKHIR**

**PERANCANGAN POMPA AIR BERSIH  
DENGAN KAPASITAS 135 LITER/MENIT  
DAN HEAD 30 METER**

Disusun oleh :

Agus Handoyo Catur Nugroho P.

NIM : 995214076

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I



Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Tanggal, 24 Maret 2006

## TUGAS AKHIR

### PERANCANGAN POMPA AIR BERSIH DENGAN KAPASITAS 135 LITER/MENIT DAN HEAD 30 METER

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

Agus Handoyo Catur Nugroho Philipus  
NIM : 995214076

Telah dipertahankan di depan panitia penguji

Pada tanggal, 23 Maret 006

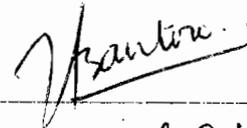
Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan panitia penguji

Ketua : Ir. PK. Purwadi, M.T.

Sekretaris : Ir. FX. Agus Unggul Santosa

Anggota : Yosef Agung Cahyanta, S.T.,M.T.



Yogyakarta,

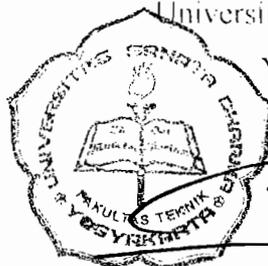
27 Maret 2006

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. Gregorius Heharko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc.

## PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu Perguruan Tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 22 Maret 2006

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Agus', written over a horizontal line.

Agus Handoyo Catur N. P.



**TUGAS AKHIR/SKRIPSI PROGRAM S-1**  
**JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA**

No: 460 /FT .USD/TM/ September/2004

NAMA : Agus Handoyo Catur Nugroho  
NIM : 995214076  
Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
Judul TGA :  
Rancang pompa air bersih dengan kapasitas 135 l / menit dan head 30  
meter.  
Tanggal dimulai : 27 September 2004

Pembimbing II

Yogyakarta , 28 September 2004

Pembimbing I

Yosel' Agung Cahyanta, S.T., M.T.

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadiran Tuhan Yesus Kristus karena berkat dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul Pompa Air Bersih Dengan Kapasitas 135 Liter/Menit Dan Head 30 Meter.

Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat akademis memperoleh gelar sarjana di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan dan kesalahan, untuk itu demi kesempurnaan tugas akhir ini penulis mengharapkan saran dan kritik dari para pembaca.

Akhir kata, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Romo Ir. Greg Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma
2. Bapak Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T., selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma dan sebagai dosen pembimbing utama yang telah banyak membantu dan membimbing menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak I Gusti Ketut Puja, S.T.,M.T., selaku Dosen Pembimbing Akademik.
4. Seluruh Dosen penguji yang telah membantu penulis dalam Tugas Akhir.

5. Bapak Johannes Leonardus Sugito dan Ibu Yohana Harjatmi (Alm) yang sangat kucintai, terima kasih banyak buat pengorbanan, dan dukungan doanya.
  6. Teman-teman Teknik Mesin terima kasih atas dukungannya.
- Akhir kata semoga tugas akhir ini memberikan manfaat bagi para pembaca.  
Terima kasih, Tuhan Yesus memberkati..

Yogyakarta, Maret 2006

Agus Handoyo Catur N. P.



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN JUDUL (INGGRIS).....	ii
HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING.....	iii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN.....	v
HALAMAN SOAL.....	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
INTISARI.....	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Pengantar Umum.....	1
1.2 Klasifikasi Pompa.....	1
1.3 Pembatasan masalah.....	3
BAB II PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA	
2.1 Pemilihan jenis pompa.....	8
2.2 Kecepatan putar spesifik.....	9
2.3 Penentuan jumlah tingkat pompa.....	11
2.4 Perhitungan efisiensi pompa.....	12
2.5 Perhitungan daya pompa.....	13

### BAB III PERANCANGAN IMPELER

3.1 Pendahuluan.....	15
3.2 Pemilihan jenis impeler.....	18
3.3 Perhitungan ukuran impeler.....	19
3.4 Penentuan jumlah sudu.....	30
3.5 Segitiga kecepatan.....	33

### BAB IV PERANCANGAN SUDU

4.1 Bentuk sudu.....	38
4.2 Pemilihan bentuk poros.....	39
4.3 Pelukisan bentuk sudu.....	39
4.4 Tebal sudu.....	43
4.5 Lebar laluan.....	45
4.6 Pemilihan bahan impeller.....	46

### BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1 Dasar perancangan.....	47
5.2 Perancangan rumah pompa.....	50
5.3 Nosel buang.....	54
5.4 Pemilihan bahan rumah pompa.....	55

### BABVI PERANCANGAN POROS DAN PASAK

6.1 Macam-macam poros.....	57
6.2 Perhitungan beban.....	58
6.3 Perancangan poros akibat beban lentur dan punter.....	58
6.4 Tinjauan konsentrasi tegangan poros pada alur pasak.....	63

6.5 Tinjauan poros terhadap defleksi puntiran.....	65
6.6 Putaran kritis.....	66
6.7 Macam-macam pasak.....	69
6.8 Tata cara perencanaan pasak.....	69
BAB VII PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG	
7.1 Pendahuluan.....	73
7.2 Kotak packing.....	73
7.3 Bantalan.....	76
7.4 Kopling .....	83
BAB VIII KARAKTERISTIK POMPA	
8.1 Karakteristik pompa hubungan kapasitas dengan head.....	89
8.2 Karakteristik pompa hubungan kapasitas dengan daya, efisiensi.....	96
BAB IX KESIMPULAN DAN PENUTUP	
6.1 Kesimpulan.....	103
6.2 Penutup.....	106
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Baja paduan poros.....	21
Tabel 4.1	Hasil perhitungan jari-jari kelengkungan sudu.....	42
Tabel 4.2	Tebal kelengkungan sudu.....	45
Tabel 4.3.	Lebar laluan b .....	46
Tabel 5.1	Hasil perhitungan rumah pompa.....	53
Tabel 7.1	Harga fktor keandalan bantalan.....	81
Tabel 7.2	Ukuran kopling flens.....	84
Tabel 7.3	Bahan kopling flens.....	85
Tabel 8.1	Hubungan antara kapasitas dengan head .....	96
Tabel 8.2	Hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi.....	101

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Pompa sentrifugal satu tingkat.....	3
Gambar 1.2	Pompa sentrifugal bertingkat banyak .....	3
Gambar 1.3	Pompa aliran aksial.....	4
Gambar 1.4	Pompa aliran radial aksial.....	4
Gambar 1.5	Pompa dengan poros vertikal .....	5
Gambar 1.6	Pompa volut.....	6
Gambar 1.7	Pompa diffuser.....	6
Gambar 1.8	Pompa belahan mendatar.....	6
Gambar 2.1	Penentuan jenis pompa.....	9
Gambar 2.2	Penentuan tinggi kenaikan.....	12
Gambar 2.3	Efisiensi pemompaan.....	13
Gambar 3.1	Macam-macam bentuk impeler.....	18
Gambar 3.2	Bentuk impeler berdasarkan putaran spesifik.....	19
Gambar 3.3	Lambang atau simbol ukuran impeler.....	19
Gambar 3.4	Titik-titik tinggi tekan $\phi$ - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas...	28
Gambar 3.5	Segitiga kecepatan pada impeler.....	33
Gambar 3.6	Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.....	34
Gambar 3.7	Segitiga kecepatan sisi keluar impeler.....	37
Gambar 4.1	Bentuk sudu.....	39
Gambar 4.2	Pelukisan sudu dengan busur tangen.....	40
Gambar 4.3	Pelukisan bentuk sudu.....	43
Gambar 4.4	Bentuk lebar laluan.....	46

Gambar 5.1 Rumah spiral.....	48
Gambar 5.2 Tiga disain rumah pompa.....	49
Gambar 5.3 Posisi konvensional flens buang.....	50
Gambar 5.4 Disain rumah pompa.....	50
Gambar 5.5 Rumah volut.....	54
Gambar 6.1 Faktor konsentrasi tegangan untuk poros bertingkat.....	64
Gambar 6.2 Faktor konsentrasi tegangan untuk poros yang diberi alur pasak.....	64
Gambar 7.1 Kotak paking.....	73
Gambar 7.2 Bentuk kopling flens.....	83
Gambar 8.1 Karakteristik pompa hubungan antara head dan kapasitas.....	96
Gambar 8.2 Karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan efisiensi..	102
Gambar 8.3 Karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya (f,hp).....	102
Gambar 8.4 Karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya (b,hp).....	102

## INTI SARI

Pompa adalah suatu mesin yang digunakan untuk mengalirkan zat cair dari tempat yang satu ketempat yang lain. Proses terjadinya perpindahan zat cair atau fluida tersebut dikarenakan adanya perbedaan tekanan antara saluran masuk dengan saluran buang pompa, sehingga zat cair akan mengalir masuk melalui saluran hisap dan dikeluarkan melalui saluran tekan.

Pompa ini berfungsi mengkonversikan energi fluida yang berupa energi kinetik menjadi energi potensial akibat perputaran impeler pada kecepatan yang relatif tinggi. Karena adanya perbedaan tekanan tersebut maka fluida dapat mengalir.

Dalam perancangan ini, jenis pompa yang akan dirancang adalah jenis pompa radial sentrifugal tertutup. Bagian-bagian pompa terdiri dari impeler dengan jumlah sudu 5 buah, dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi oleh sebuah rumah volut. Perancangan ini menggunakan tenaga motor sebesar 1,5 kW dengan putaran 2900 rpm. Pompa diharapkan dapat mengalirkan fluida dengan kapasitas 135 liter/menit dan tinggi tekan (head) 30 m. Pompa hasil perancangan ini digunakan untuk mengalirkan air bersih.

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Pengantar Umum

Pompa merupakan sebuah mesin yang berfungsi untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menambah energi fluida yang mengalir. Perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan (*discharge*).

Pada jaman yang modern ini, pompa mempunyai penggunaan yang sangat luas seperti pada bidang industri, pertanian, rumah tangga, perhotelan dan masih banyak lagi. Dalam memilih suatu pompa untuk keperluan tertentu, terlebih dahulu harus mengetahui kapasitas aliran fluida dan tinggi tekan (*head*) yang diperlukan untuk mengalirkan fluida.

### 1.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara pemindahan energi, pompa dapat di bagi menjadi dua kelompok yaitu :

#### 1.2.1 Pompa Perpindahan Positif (*Positif Displacement Pump*)

Cara transfer energinya dengan cara memperkecil volume, karena dengan memperkecil volume maka tekanan akan menjadi besar.

Jenis pompa yang termasuk dalam kelompok ini adalah :

a. Pompa torak (*reciprocating pump*)

Pompa torak menghasilkan tekanan melalui gerak piston secara linier.

Pompa ini dilengkapi dengan katub hisap dan katub tekan yang berfungsi untuk masuk dan keluarnya fluida.

b. Pompa rotary (*rotary pump*)

Pompa ini dapat menghasilkan tekanan melalui perpaduan putaran dan osilasi yaitu menhisap dan menekan fluida. Termasuk dalam pompa ini adalah pompa roda gigi.

### 1.2.2 Pompa Dinamis (*Dynamic Pump*)

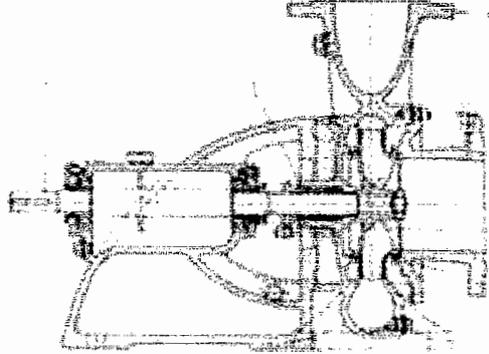
Pompa jenis ini sering disebut juga pompa perpindahan non positif. Cara transfer energinya yaitu dengan adanya gaya sentrifugal, zat cair akan terlempar keluar sehingga energi kinetic fluida naik. Energi kinetic kemudian diubah menjadi head tekan di dalam rumah pompa atau dalam diffuser.

Keuntungan pompa sentrifugal jika dibandingkan dengan pompa torak adalah :

- a. Konstruksinya lebih sederhana.
- b. Putaran tinggi.
- c. Getaran lebih rendah.
- d. Harganya relatif rendah.

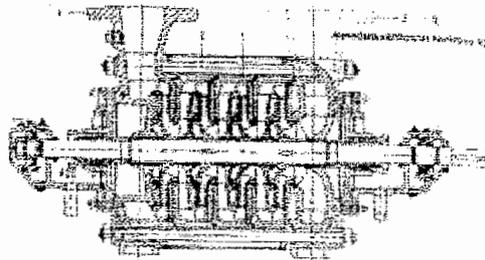
### 1.2.3 Berdasarkan Jumlah Tingkat :

- a. Satu tingkat (*single stage*), pompa jenis ini hanya memiliki satu impeler.



**Gambar 1.1 Pompa Sentrifugal Satu Tingkat**  
(Sumber : Fritz Dietzel, 1993, hal 244)

- b. Bertingkat banyak (*multi stage*), pompa jenis ini mempunyai beberapa impeler yang dipasang secara seri.

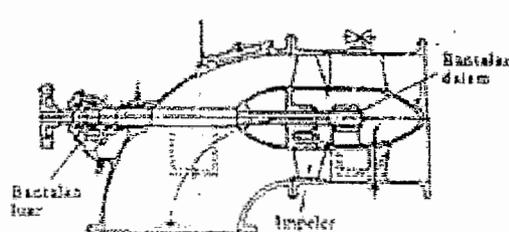


**Gambar 1.2 Pompa Sentrifugal Bertingkat Banyak**  
(Sumber : Fritz Dietzel, 1993, hal 246)

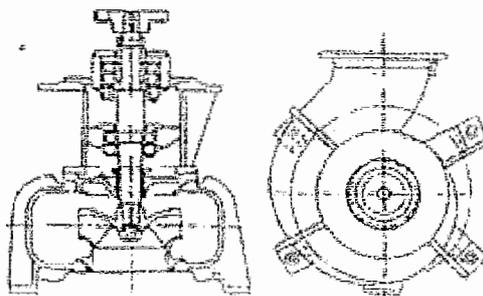
### 1.2.4 Berdasarkan Aliran fluida dalam impeler.

- A. Aliran radial, fluida yang keluar dari impeler tegak lurus terhadap sumbu poros. (Gambar 1.1)
- B. Aliran aksial, aliran fluida yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan poros. (Gambar 1.3)

C. Aliran campur (aliran aksial dan radial), fluida yang keluar dari impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut atau miring, komponen kecepataannya berarah radial dan aksial. (Gambar 1.4)



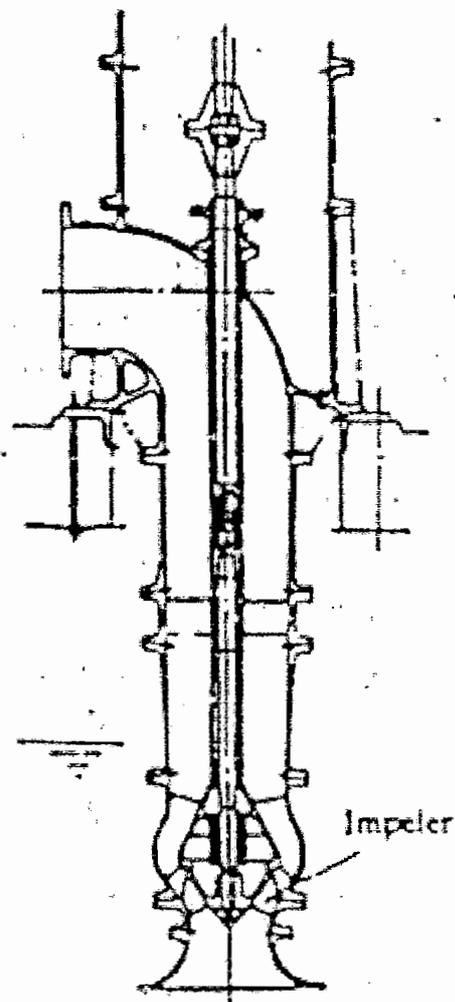
**Gambar 1.3 Pompa Aliran Aksial**  
(Sumber : Sularso dan Tahara, 1996, hal 76)



**Gambar 1.4 Pompa Aliran Radial Aksial**  
(Sumber : Sularso dan Tahara, 1996, hal 77)

#### 1.2.5 Berdasarkan Posisi Poros :

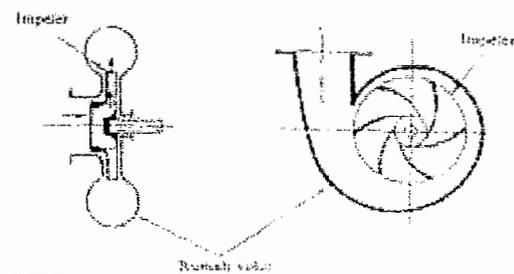
- a. Pompa poros mendatar, posisi poros pada pompa ini adalah mendatar atau horizontal. (gambar 1.1)
- b. Pompa poros tegak, posisi porosnya tegak lurus atau vertical. (gambar 1.5)



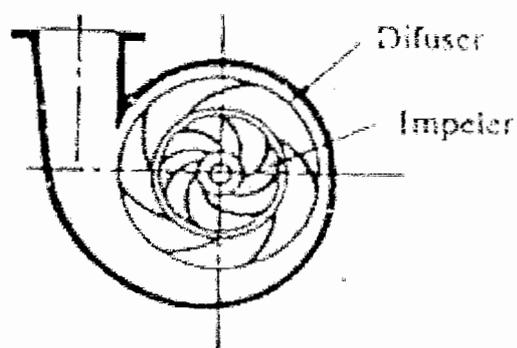
**Gambar 1.5 Pompa dengan Poros Vertikal**  
(Sumber : Sularso dan Tahara, 1996, hal 78)

Berdasarkan Rumah Pompa :

- a. Pompa volute, bentuk rumah impeler pompa ini seperti rumah keong.  
(gambar 1.6)
- b. Pompa difuser, pompa jenis ini impelernya dipasang sudu diffuser yang berfungsi untuk meningkatkan efisiensi. (gambar 1.7)



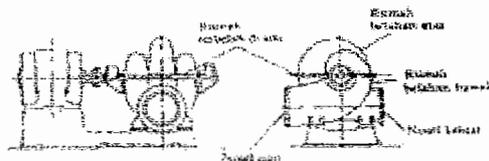
**Gambar 1.6 Pompa Volut**  
(Sumber : Sularso dan Tahara, 1996, hal 7)



**Gambar 1.7 Pompa Diffuser**  
(Sumber : Sularso dan Tahara, 1996, hal 8)

### 1.2.6 Berdasarkan Belahan Rumah Pompa :

- Belahan mendatar (*axially split casing*), rumah pompa ini dapat dibelah menjadi dua bagian yaitu bagian bawah dan atas terhadap bidang datar. (gambar 1.8)
- Belahan radial (*radially split casing*), rumah pompa ini dapat dibelah menjadi dua bagian yang tegak lurus dengan sumbu poros. (gambar 1.9)



**Gambar 1.8 Pompa Belahan Mendatar**  
(Sumber : Sularso dan Tahara, 1996, hal 79)

### 1.2.7 Berdasarkan Bentuk Impeler :

- a. Impeler tertutup, digunakan untuk air bersih.
- b. Impeler setengah terbuka, digunakan untuk fluida yang mengandung sedikit kotoran.
- c. Impeler terbuka, digunakan untuk fluida yang sangat kotor.

### 1.3 Batasan Masalah

Pada rancangan pompa air bersih ini, penulis membatasi rancangan berdasarkan data yang diperoleh dari persoalan.

- Kapasitas aliran : 135 L/Menit
- Head total : 30 meter
- Fluida : Air bersih

## BAB II

### PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA

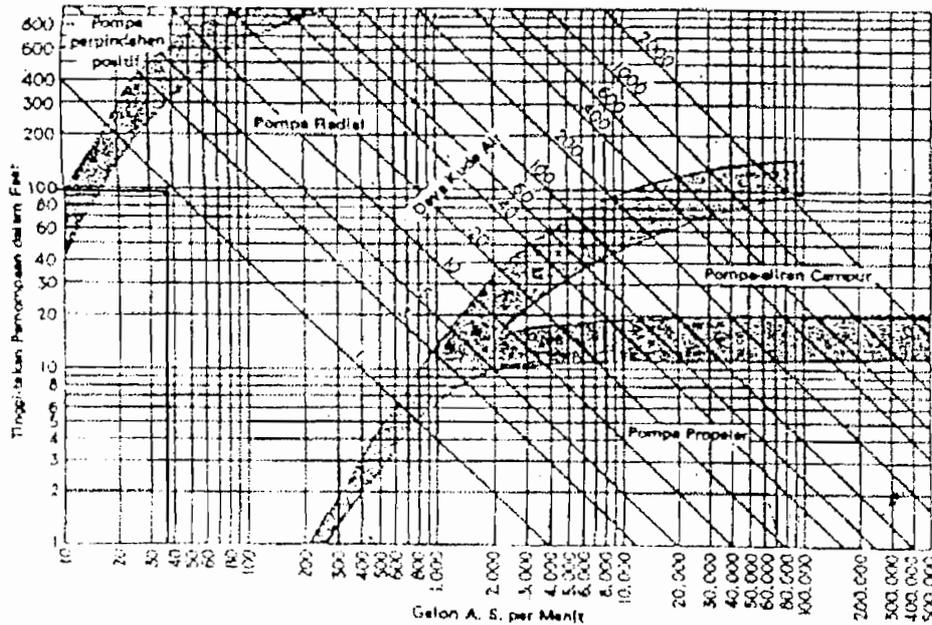
#### 2.1 Pemilihan Jenis Pompa

Untuk mengetahui jenis pompa yang sesuai dalam pemilihan pompa, ada dua faktor penting yaitu kapasitas zat cair yang akan dipompakan dan tinggi tekan pompa (head).

Dari soal diperoleh :

- Tinggi tekan pompa / head (H) = 30 m  
= 98,424 ft
- Kapasitas pompa (Q) = 135 liter/menit  
= 8,1 m<sup>3</sup>/jam  
= 0,00225 m<sup>3</sup>/detik  
= 0,07945 ft<sup>3</sup>/detik  
= 35,67 gpmAS

Pemilihan jenis pompa dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dalam gambar 2.1



Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa  
(Austin H Church, 1990, hal 56)

Dari gambar 2.1 dengan kapasitas pompa 35,67 GPM dan head pompa 98,424 ft, maka jenis pompa yang dipilih adalah pompa radial.

## 2.2 Kecepatan Putar Spesifik ( $n_s$ )

Kecepatan putar spesifik merupakan notasi khusus dalam menyatakan putaran permenit suatu pompa yang beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil agar dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total 1 ft. (Austin H Church, 1990, hal 48)

Kecepatan putar spesifik berguna untuk :

- Memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler beroperasi.
- Menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan agar lebih efisien.

Harga kecepatan putar spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini.

1. Dalam satuan internasional.

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \text{ rpm}$$

(Austin H Church, 1990, hal 49)

dengan :

$n$  = putaran poros penggerak (rpm)

= 2900 rpm

$Q$  = Kapasitas pompa

= 0,00225 m<sup>3</sup>/detik

$H$  = Tinggi tekan pompa tiap tingkat (meter)

= 30 m

Sehingga kecepatan putar spesifik pompa adalah :

$$\begin{aligned} n_s &= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \\ &= \frac{2900\sqrt{0,00225}}{30^{\frac{3}{4}}} \\ &= 10,73 \text{ rpm} \end{aligned}$$

atau,

$$\begin{aligned} n_s &= \frac{2900\sqrt{35,67}}{98,424^{\frac{3}{4}}} \\ &= 554,4 \text{ rpm (AS)} \end{aligned}$$

### 2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa maka dengan head dan kapasitas yang telah ditentukan, perlu dicek pompa yang akan dirancang perlu berapa tingkat.

Untuk menentukan jumlah tingkat pompa dipengaruhi oleh kecepatan putar spesifik pompa dan jumlah tingkat dapat dicari dengan grafik (gambar 2.2).

Selanjutnya tingkat pompa ( $i$ ) dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$i = \frac{H}{H'}$$

(Frits Dietzel, 1996, hal 245)

dengan :

$H'$  = Head yang diperoleh dari grafik

$H$  = Head yang ditentukan

Tinggi tekan tiap tingkat pompa dicari dengan menggunakan gambar grafik penentuan tinggi tekan tiap pompa yang ada.

Data awal yang diketahui :

$$Q = 8,1 \text{ m}^3/\text{jam}$$

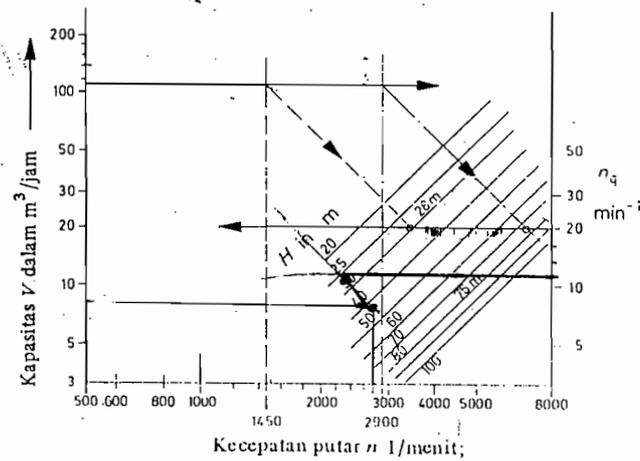
$$H = 30 \text{ m}$$

$$N_s = 10,73 \text{ rpm}$$

Dengan data tersebut, maka besarnya tinggi tekan tiap tingkat pompa ( $H^1$ ) adalah 50 meter. Jadi jumlah tiap tingkat pompa adalah sebagai berikut :

$$i = \frac{30}{30} = 1 \approx 1 \text{ tingkat}$$

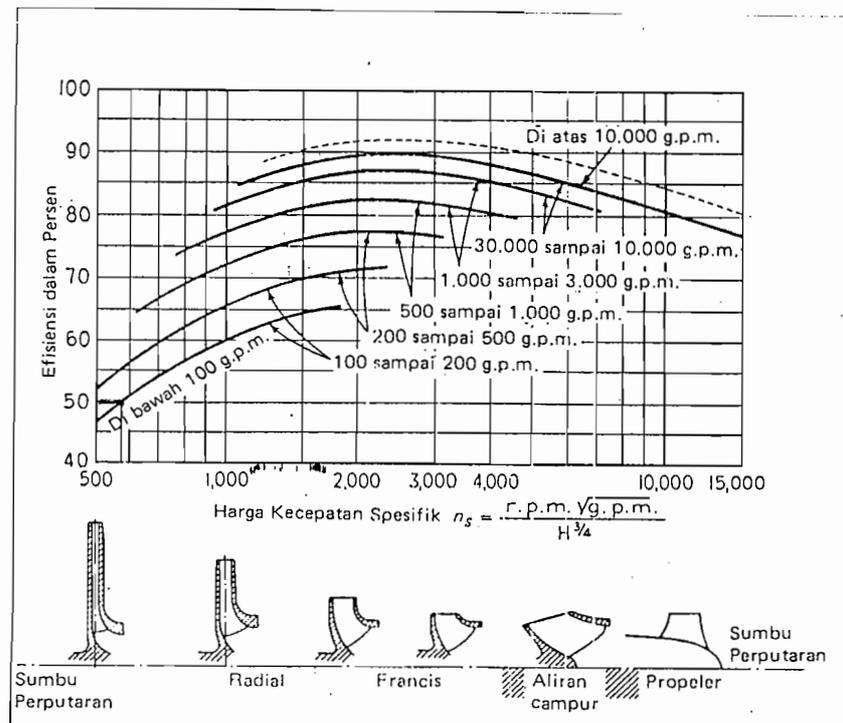
Jadi pompa akan dibuat adalah satu tingkat.



**Gambar 2.2 Penentuan Tinggi Kenaikan  
(Dietzel, 1996, hal 252)**

#### **2.4 Perhitungan Efisiensi Pompa**

Untuk perhitungan selanjutnya perlu diketahui juga efisiensi pemompaan. Efisiensi pemompaan berpengaruh pada daya pemompaan, semakin besar efisiensinya dapat menyebabkan daya penggerak yang dibutuhkan akan kecil pula. Harga efisiensi pompa dapat ditentukan dengan melihat gambar grafik penentuan efisiensi pompa berikut ini :



**Gambar 2.3. Efisiensi pemompaan**  
(Austin H Church, 1996, hal 69)

Data yang digunakan untuk membaca grafik ini adalah :

- $n_s = 554,4 \text{ rpm}$
- $Q = 35,67 \text{ gpm}$

Besarnya efisiensi pompa dari perancangan ini dapat ditentukan menggunakan grafik efisiensi diatas dan didapat hasil kurang lebih sebesar 50 %.

## 2.5 Perhitungan Daya Pemompaan :

Perancangan selanjutnya yaitu menentukan besarnya daya pemompaan yang diberikan pompa pada zat cair untuk menghasilkan tinggi tekan dan kapasitas yang direncanakan. Besarnya daya pemompaan tersebut dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$P_v = \rho \times g \times H \times Q$$

(Frits Dietzel, 1993, hal 242)

$\rho$  = massa jenis cairan yang dipompakan ( $\text{kg/m}^3$ )

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

$H$  = tinggi tekan pompa (m)

$Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{dt}$ )

Pompa yang akan dirancang ini digunakan untuk mengalirkan air bersih, dimana massa jenis air bersih ini  $1000 \text{ kg/m}^3$ , maka daya pemompaan yang diperlukan adalah :

$$\begin{aligned}P_v &= 1000 \times 9,81 \times 30 \times 0,00225 \\ &= 662,175 \text{ Watt} \\ &= 0,662175 \text{ kW}\end{aligned}$$

Adapun daya yang harus disediakan oleh mesin penggerak setelah daya pemompaan dibagi dengan efisiensi pompa adalah :

$$P = \frac{0,662175}{0,50} = 1,324 \text{ kW}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah 1,5 kW.

## **BAB III**

### **PERANCANGAN IMPELER**

#### **3.1 Pendahuluan**

Impeler merupakan bagian dari pompa yang berputar dengan sambungan pada poros. Didalam impeler fluida mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir melalui sudu-sudu impeler. Dan hal tersebut akan mengakibatkan zat cair dari saluran hisap (*suction*) kemudian keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Pompa sentrifugal sangat tergantung pada bentuk dan ukuran dari impeler serta rumah pompa. Namun bagian yang paling penting dari pompa adalah impeler, walaupun rumah pompa juga tak kalah pentingnya. Impeler ini bertugas untuk memberikan energi pada cairan agar masuk ke dalam rumah pompa yang berbentuk seperti rumah keong, kecepatan cairan ini akan bertambah setelah melewati impeler, kemudian kecepatan cairan ini diubah oleh diffuser atau rumah keong menjadi energi tekanan yang dapat mengalirkan cairan.

Salah satu pemakaian kecepatan spesifik adalah untuk menentukan klasifikasi jenis impeler pompa. Masing-masing jenis impeler memiliki daerah kecepatan spesifik sehingga impeler dapat beroperasi dengan baik.

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler sebagai berikut (Austin H Church, 1990, hal 53) :

### **3.1.1 Impeler jenis Francis**

Impeler jenis ini mempunyai tinggi tekan yang lebih rendah dibandingkan dengan impeler jenis radial, dengan pembuangan radial dan isapan aksial. Putaran spesifik impeler ini adalah antara 1500 rpm samapai dengan 4000 rpm. Untuk memudahkan fluida masuk secara mulus, maka sudut sudu keluar dibuat mengecil sesuai dengan jari-jarinya.

### **3.1.2 Impeler jenis Propeler**

Tinggi tekan yang yang dihasilkan impeler jenis ini diakibatkan oleh gaya tolakan dari sudu-sudu, dan arah aliran buangnya adalah aliran aksial. Putaran spesifik dari impeler ini diatas 8000 rpm dan digunakan untuk pompa yang memiliki tinggi tekan rendah dan mempunyai kapasitas yang besar.

### **3.1.3 Impeler jenis campur**

Impeler jenis ini akan menghasilkan gaya sentrifugal dan tekanan impeler sehingga akan menimbulkan tinggi tekan pompa, oleh karena itu arah aliran buangnya sebagian radial dan sebagian aksial. Impeler jenis ini mempunyai putaran spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.

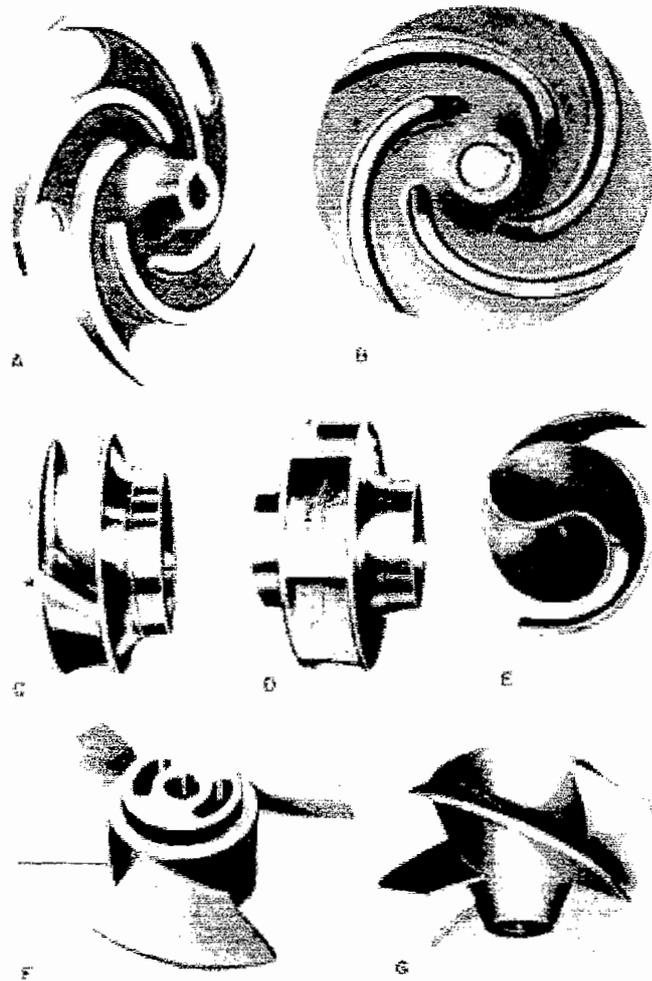
### **3.1.4 Impeler radial**

Impeler jenis ini merupakan impeler konvensional dan banyak dipakai pada pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik antara 500 rpm sampai dengan 300 rpm. Perbandingan diameter buang (*discharge*) dengan diameter mata sisi masuk (*inlet eye diameter*) adalah 2. impeler ini dapat

dipakai untuk tinggi tekan menengah (*medium*) dan tinggi tekan besar diatas 150 ft.

Disamping desain yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifiknya, impeler juga dibedakan lagi jenisnya menurut cairan yang memasukinya, detail baling-balingnya dan tujuan jenis penggunaan impeler tersebut.

Pada gambar 3.1 dapat dilihat berbagai jenis impeler, impeler jenis terbuka mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros eengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka B mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk aliran cairannya. Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi saja, jenis hisapan D, cairan masuk dari kedua sisi. Yang ditunjukkan pada E, F dan G adalah desain untuk bahan kertas, jenis propeler dan aliran campuran.



**Gambar 3.1** Macam-macam bentuk impeler  
(Sumber : Hicks, 1996, hal 9 )

### **3.2 Pemilihan Jenis Impeler**

Di dalam merencanakan impeler dapat ditentukan berdasarkan daerah kecepatan spesifiknya (gambar 3.2) :



menentukan ukuran-ukuran impeler. Setelah simbol-simbol tersebut kita tentukan seperti diatas, perancangan impeler dapat dilakukan dengan menentukan :

### 3.3.1 Diameter poros (Ds)

Pada perancangan ini poros pompa sebagai alat untuk meneruskan daya sebesar 1,5 kW, oleh karena itu diameter poros minimal dapat kita tentukan dengan menggunakan rumus :

$$Ds = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times Kt \times Cb \times T} \quad (\text{mm})$$

$\tau_a$  = tegangan geser ijin bahan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$Kt$  = faktor koreksi momen puntir (1,0 – 1,5)

$Cb$  = faktor koreksi tumbukan (1,2 – 2,3)

$T$  = momen puntir yang diterima poros ( $\text{kg.mm}$ )

Faktor koreksi untuk momem puntir  $Kt$  yang dianjurkan oleh ASME dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0 – 1,5 jika ada sedikit tumbukan, dan 1,5 – 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan yang besar. Faktor koreksi  $Cb$  harganya antara 1,2 – 2,3.

Besarnya momen puntir adalah :

$$T = (9,74 \times 10^5) \times \frac{Pm}{n} \quad (\text{Nm})$$

$Pm$  = daya motor penggerak (kW)

$n$  = putaran poros (rpm)

diketahui :

- motor yang digunakan dengan daya 1,5 kW
- putaran motor 2900 rpm dengan pengaruh slip 2,3 %, maka putaran motor yang digunakan sebagai perhitungan 2833,3 rpm.

Maka perhitungannya adalah :

$$T = (9,74 \times 10^5) \times \frac{1,5}{2833,3}$$

$$= 5156,356 \text{ kg.mm}$$

**Tabel 3.1 Baja paduan untuk poros**  
( Sumber : Sularso, Elemen Mesin, hal 3 )

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik ( kg/mm <sup>2</sup> )
Baja khrom nikel ( JIS G 4102 )	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan kulit	80
	SNC 23	“	100
Baja khrom nikel molibden	SNCM 1		85
	SNCM 2		95
	SNCM 7		100
	SNCM 8		105
	SNCM 22	Pengerasan kulit	90
	SNCM 23	“	100
	SNCM 25	“	120

Perancangan poros pada impeler menggunakan baja SNCM 25 yang memiliki kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) = 120 kg/mm<sup>2</sup>, sebelum melakukan perhitungan lebih lanjut perlu menentukan faktor keamanan terlebih dahulu.

- faktor keamanan dari bahan S-C dengan pengaruh massa (Sf1) = 6,0

- faktor keamanan yang ditinjau dari kekesaran permukaan dan pengaruh konsentrasi tegangan karena menggunakan pasak ( $Sf_2$ ) = 1,5.
- faktor koreksi karena tumbukkan yang terjadi ( $Kt$ ) = 1,25, karena diperkirakan akan terjadi sedikit tumbukan.
- faktor pembebanan lentur ( $Cb$ ) = 1,2

Maka besarnya tegangan geser yang diijinkan dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \text{ kg/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{120}{6 \times 1,5} \\ &= 13,33 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

besarnya diameter poros impeler adalah :

$$\begin{aligned} D_s &= \sqrt[3]{\frac{5,1}{13,33} \times 1,25 \times 1,2 \times 5156,356} \\ &= 14,34 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk menyambung poros dengan impeler digunakan pasak dengan kedalaman alur pasak ditambahkan diameter poros hasil perhitungan diatas. Diambil pasak dengan ukuran penampang 5 x 5 (dari tabel ukuran pasak).

Kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 3 mm

Maka diameter poros menjadi :

$$\begin{aligned} D_s &= D_{\text{hitung}} + (t_1 \times 2) \\ &= 14,34 + (3 \times 2) \\ &= 20,34 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standar, pada tempat dimana bantalan gelinding akan dipasang, dipilih salah satu diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding, dan agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta maka besarnya diameter poros impeler ( $D_s$ ) = 22 mm

### **3.3.2 Diameter Hub**

Diameter hub adalah diameter leher yang dihitung berdasarkan perbandingannya dengan diameter poros yaitu sebesar 1,2 sampai dengan 1,4 kali lebih besar dari diameter poros impeler, sedangkan untuk diameter hub bagian belakang besarnya 1,35 – 1,5 diameter poros impeler (Lazarkiewiez, 1965, hal 135), sehingga perhitungan diameter hub bagian depan dan belakang sebagai berikut :

Diameter hub bagian depan

$$\begin{aligned} Dh &= 1,3 \times Ds \\ &= 1,3 \times 22 \\ &= 28,6 \text{ mm} \\ &= 1,125 \text{ in} \end{aligned}$$

Diameter hub bagian belakang

$$\begin{aligned} Dh &= 1,4 \times Ds \\ &= 1,4 \times 22 \\ &= 30,8 \text{ mm} \\ &= 1,212 \text{ in} \end{aligned}$$

### 3.3.3 Diameter mulut hisap ( $D_o$ )

Diameter flens masuk sisi hisap dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{V_o} + D_h^2} \quad \text{in}$$

(Lazarkiewiez, 1965, hal 132)

dengan :

$Q_{tot}$  = kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/detik)

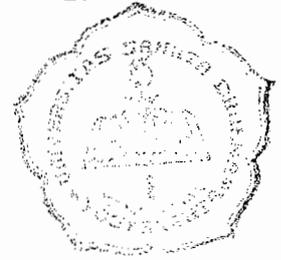
$V_o$  = kecepatan masuk ke mata impeler (ft/detik)

$D_h$  = diameter hub (in)

Kecepatan masuk ke mata impeler  $V_o$  biasanya dibuat lebih besar daripada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai 15 ft/detik. Karena kerugian turbulen dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin.  $V_o$  yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler besar sehingga ukuran impeler tidak proposional.

Kebocoran pompa besarnya kira-kira 2% sampai dengan 10% kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan. (Austin H Church, 1990, hal 93)

Untuk kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil diameter pipa flens yang sudah standart, yaitu : 1 ; 1,25 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 4 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12 ; 14 ; 16 ; 18 ; 20 ; 24 ; 30 dan 36. ukuran-ukuran tersebut digunakan untuk menghindarkan biaya-biaya tambahan dan penundaan pekerjaan karena pemilihan ukuran yang langka.



Diambil :

Diameter pipa flens = 2 in

$$= 0,050 \text{ m}$$

luas penampang pipa hisap adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times (0,050)^2 \\ &= 1,9625 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Q = A \times V$$

(Austin H Church, 1990, hal 93)

dengan :

$Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

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

$V$  = kecepatan aliran dalam pipa ( $\text{m}/\text{detik}$ )

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,00225}{1,9625 \times 10^{-3}} \\ &= 1,2 \text{ m/detik} \\ &= 4,1 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Di dalam saluran hisap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 sampai dengan 18 ft/detik (Austin, 1990, hal 90). Kecepatan aliran masuk hasil perhitungan diatas telah sesuai atau memenuhi persyaratan.

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar daripada kecepatan aliran sisi hisap (Austin H Church, 1990, hal 93), maka diambil :

Kecepatan  $V_o = 10$  ft/detik

Kerugian kebocoran = 10%

Maka kapasitas total adalah :

$$\begin{aligned} Q_{tz} &= Q \times (100 + \text{kebocoran})\% \\ &= 0,07945 \times (100 + \text{kebocoran})\% \\ &= 0,07945 \times 1,1 \text{ ft}^3 / \text{detik} \\ &= 0,087 \text{ ft}^3 / \text{detik} \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung diameter mata impeler :

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,087}{5} + 1,125^2} \\ &= 2,1 \text{ in} \\ &= 53,34 \text{ mm} = 60 \text{ mm} \end{aligned}$$

### **3.5.2 Diameter sisi masuk impeler**

Diameter sisi masuk impeler ini besarnya sama dengan besar diameter mata impeler ( $D_o$ ), agar terjadi aliran yang mulus dan turbulensi yang berlebihan dapat dihindarkan. (Austin H Church, 1990, hal 94)

Besar diameter sisi masuk sebagai berikut :

$$D_1 = D_o$$

$$D_1 = 60 \text{ mm}$$

$$= 2,4 \text{ in}$$

### 3.3.5 Lebar impeler sisi masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$b_1 = \frac{144 \times Q_{tot}}{\pi \times D_1 \times V_{r1} \times \varepsilon_1} \text{ in}$$

(Austin H Church, 1990, hal 94)

dengan :

Q = kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/detik)

D<sub>1</sub> = diameter sisi masuk impeler (in)

V<sub>r1</sub> = kecepatan sisi masuk impeler (in)

ε<sub>1</sub> = faktor kontraksi

Faktor kontraksi ε<sub>1</sub> biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9, diambil faktor kontraksi ε<sub>1</sub> = 0,8.

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar daripada kecepatan V<sub>o</sub>, besarnya kira-kira 5% sampai 10% dari harga V<sub>o</sub>. (Austin H Church, 1990, hal 94)

Diambil harga 7,5%, maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 1,075 \times V_o \\ &= 1,075 \times 5 \\ &= 5,375 \text{ ft / detik} \\ &= 1,638 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

sehingga lebar impeler sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,087}{\pi \times 2,4 \times 5,375 \times 0,8} \\ &= 0,38 \text{ in} \\ &= 9,6 \text{ mm} = 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.6 Diameter sisi keluar impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan berikut ini ;

$$D_2 = \frac{1840 \times \phi \times \sqrt{H}}{n} \text{ inc}$$

(Austin H Church, 1990, hal 34)

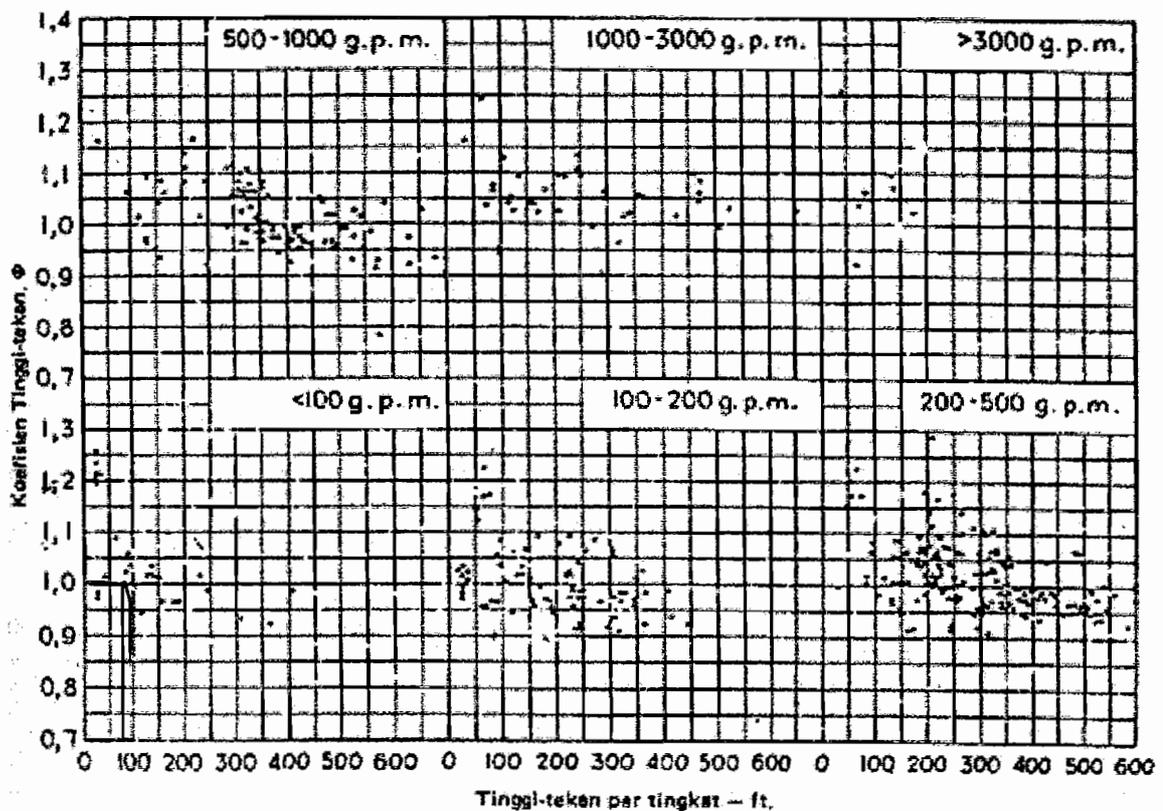
dengan :

H = tinggi tekan pompa (ft)

$\phi$  = koefisien tinggi tekan overall

n = putaran pompa (rpm)

Harga koefisien tinggi tekan overall  $\phi$  antara 0,9 – 1,2 dengan harga rata-rata mendekati satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.4.



Gambar 3.4. Titik-titik koefisien tinggi tekan  $\phi$ - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas  
(Sumber : Austin H Church, 1990, hal. 97)

Dari gambar diatas dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah 1,0

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{1840 \times 1,0 \times \sqrt{98,424}}{2900} \\ &= 6,28 \text{ in} \\ &= 160 \text{ mm} \end{aligned}$$

### **3.3.7 Lebar sisi keluar impeler**

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{V_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2} \text{ in}$$

(Austin H Church, 1990, hal 98)

dengan :

Q : kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/detik)

V<sub>r2</sub> : kecepatan aliran keluar arah radikal (ft/menit)

D<sub>2</sub> : diameter sisi keluar impeler (in)

ε<sub>2</sub> : factor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radikal V<sub>r2</sub> dibuat sama dengan kecepatan radial V<sub>r1</sub> atau lebih kecil kira-kira 15% dari V<sub>r1</sub>, untuk mnenghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε<sub>2</sub> harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95. (Austin H Church, 1990, hal 98)

Dalam perancangan ini diambil :

Faktor koreksi ε<sub>2</sub> = 0,90

$$\begin{aligned}
 \text{Kecepatan radial } V_{r2} &= V_{r1} - (15\% \times V_{r1}) \\
 &= 5,375 - (15\% \times 5,375) \\
 &= 4,6 \text{ ft/detik} \\
 &= 1,4 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$

sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 b_2 &= \frac{144 \times 0,087}{4,6 \times 6,28 \times \pi \times 0,9} \\
 &= 0,15 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$0,15 \text{ in} = 3,81 \text{ mm} \approx 4 \text{ mm}$$

### **3.4. Penentuan Jumlah Sudu**

Sebelumnya dihitung terlebih dahulu kecepatan keliling pada sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan rumus :

$$u_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \text{ m/detik}$$

(Austin H Church, 1990, hal 98)

dengan :

$r_1$  : jari-jari sisi masuk impeler

$n$  : putaran poros impeler

telah diketahui bahwa :

diameter sisi masuk impeler ( $d_1$ ) = 60 mm

jari-jari sisi masuk impeler ( $r_1$ ) = 30 mm

putaran poros impeler ( $n$ ) = 2900 rpm

maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 u_1 &= \frac{\pi \times 30 \times 2900}{30 \times 1000} \\
 &= 9,1 \text{ m/detik} \\
 &= 29,85 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler :

$$\begin{aligned}
 V_{r1} &= 1,638 \text{ m/detik} \\
 &= 5,375 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Antara kecepatan keliling sisi masuk impeler  $U_1$  dengan kecepatan radial sisi masuk impeler membentuk suatu sudut. Besarnya sudut yang dibentuk adalah :

$$\begin{aligned}
 \tan \beta_1 &= \frac{V_{r1}}{U_1} \\
 &= \frac{1,638}{9,1} \\
 &= 0,18
 \end{aligned}$$

$$\beta_1 = 10,20^\circ$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, harga  $\tan \beta_1$  dapat diperbesar. Batasan harga  $\beta_1$  antara  $10^\circ$  sampai dengan  $25^\circ$ . (Austin H Church, 1990, hal 94) maka diambil harga  $\beta_1 = 12^\circ$ .

Pada saat keluar impeler, sudut sudu sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dibuat lebih besar daripada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan agar dapat mendapat laluan yang mulus dan kontinyu. Harga sudut sudu sisi keluar biasanya antara  $15^\circ$  sampai dengan  $40^\circ$ . (Austin H Church, 1990, hal 98)

Dalam perancangan ini diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah  $20^\circ$ .

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m$$

(Austin H ChurCh, 1990, hal 105)

dengan :

$D_1$  : diameter sisi masuk impeler (mm)

$D_2$  : diameter sisi keluar impeler (mm)

$\beta_m$  : sudu rata-rata ( $^\circ$ )

Besarnya sudu rata-rata  $\beta_m$  adalah :

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{12 + 20}{2} \\ &= 16^\circ \end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

$$\begin{aligned} Z &= 6,5 \frac{160 + 60}{160 - 60} \sin 16 \\ &= 4,5 \end{aligned}$$

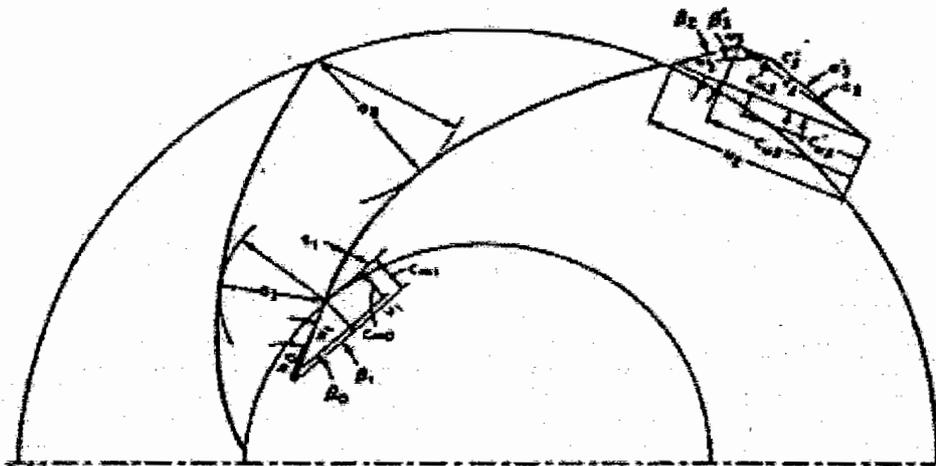
4,5 sudu  $\approx$  5 sudu

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah. Jadi jumlah sudu dari hasil perhitungan diatas memenuhi syarat.

### 3.5 Segitiga kecepatan (*Triangle velocity*)

Kecepatan aliran fluida mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*triangle velocity*). Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada gambar 3.5 untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian yaitu :

1. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler
2. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler



Gambar 3.5 Segitiga Kecepatan Pada Impeler  
(Sumber : Karasik, 1976, hal 214)

keterangan :

C : kecepatan absolut fluida (m/detik)

W : kecepatan relatif fluida (m/detik)

U : kecepatan keliling (m/detik)

$\beta$  : sudut kecepatan antara kecepatan relatif W dengan kecepatan keliling U

( $^{\circ}$ )

$\alpha$  : sudut kecepatan antara kecepatan absolut C dengan kecepatan keliling U

( $^{\circ}$ )

### 3.5.2 Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler, fluida yang masuk ke sudu-sudu impeler secara radial sehingga sudu masuk absolut  $\alpha_1 = 90^\circ$ .

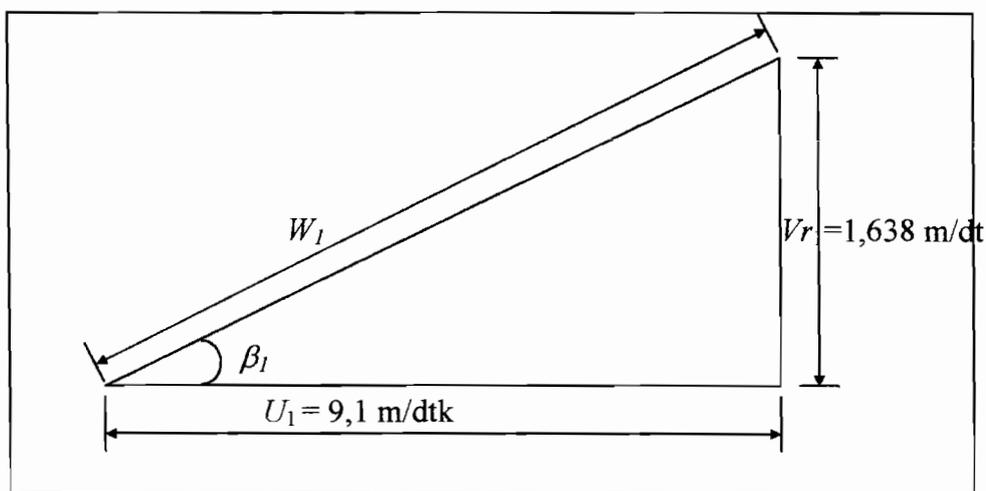
Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling } (U_1) &= 9,1 \text{ m/detik} \\ &= 29,85 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk } (\beta_1) = 12^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 1,638 \text{ m/detik} \\ &= 5,375 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari data diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler seperti pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

Dengan menggunakan rumus trigonometri maka dapat dicari harga kecepatan relatif pada sisi masuk impeler, yaitu :

$$\begin{aligned}
 W_i &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\
 &= \frac{9,1}{\cos 12} \\
 &= 9,3 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$

### 3.5.2 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Telah diketahui bahwa :

$$\text{Kecepatan radial sisi keluar impeler (} V_{r2} \text{)} = 1,4 \text{ m/detik}$$

$$= 4,6 \text{ ft/detik}$$

$$\text{Sudut sisi keluar impeler (} \beta_2 \text{)} = 20^\circ$$

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah :

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \right)^2 + \frac{4 \times g \times H}{K}} \right]$$

dengan :

g : gravitasi ( 9,81 m/dt<sup>2</sup> )

H : tinggi tekan pompa (meter)

K : Pengaruh berbagai faktor pada  $U_2$  ( 0,6 – 0,7 )

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 U_2 &= \frac{1}{2} \left[ \frac{1,4}{\tan 20} + \sqrt{\left( \frac{1,4}{\tan 20} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 30}{0,6}} \right] \\
 &= 24,15 \text{ m/detik} \\
 &= 79,23 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Komponen kecepatan  $Vu_2$  sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar  $V_2$  adalah :

$$\begin{aligned} Vu_2 &= U_2 - \frac{Vr_2}{\tan \beta_2} \\ &= 79,23 - \frac{4,6}{\tan 20} \\ &= 66,59 \text{ ft / detik} \\ &= 20,29 \text{ m / detik} \end{aligned}$$

Komponen aktual  $V'u_2$  dari kecepatan sisi keluar absolut  $V_2'$  adalah sebagai berikut :

$$V'u_2 = Vu_2 \times \eta_\infty$$

dengan  $\eta_\infty =$  untuk impeler jenis radial (0,65 – 0,75). (Austin, 1990, hal 96)

diambil nilai  $\eta_\infty = 0,7$

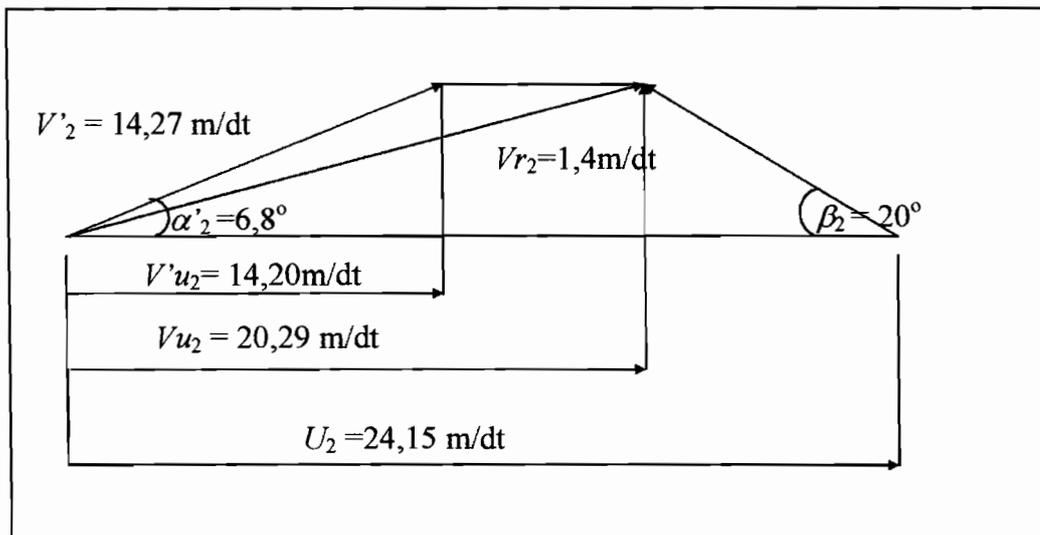
$$\begin{aligned} V'u_2 &= 66,59 \times 0,7 \\ &= 46,61 \text{ ft / detik} \\ &= 14,20 \text{ m / detik} \end{aligned}$$

Tangen sudut sisi keluar aktual adalah :

$$\begin{aligned} \tan \alpha'_2 &= \frac{Vr_1}{V'u_2} \\ &= \frac{5,375}{46,61} \\ &= 0,12 \\ \alpha'_2 &= 6,8^\circ \end{aligned}$$

Kecepatan absolut sisi keluar adalah :

$$\begin{aligned}
 V'_2 &= \sqrt{(Vr_2)^2 + (V'u_2)^2} \\
 &= \sqrt{4,6^2 + 46,61^2} \\
 &= 46,83 \text{ ft / det ik} \\
 &= 14,27 \text{ m / det ik}
 \end{aligned}$$



Gambar 3.7 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \sqrt{(Vr_2)^2 + (U_2 - Vu_2)^2} \\
 &= \sqrt{(1,4)^2 + (24,15 - 20,29)^2} \\
 &= 4,1 \text{ m / det ik}
 \end{aligned}$$

## BAB IV

### PERANCANGAN SUDU

#### 4.1 Bentuk Sudu

Sudu pada impeller mempunyai bentuk yang dapat diklasifikasikan atas dasar sudut keluar  $\beta_2$  meliputi :

##### a. **Backward Curve Vanes**

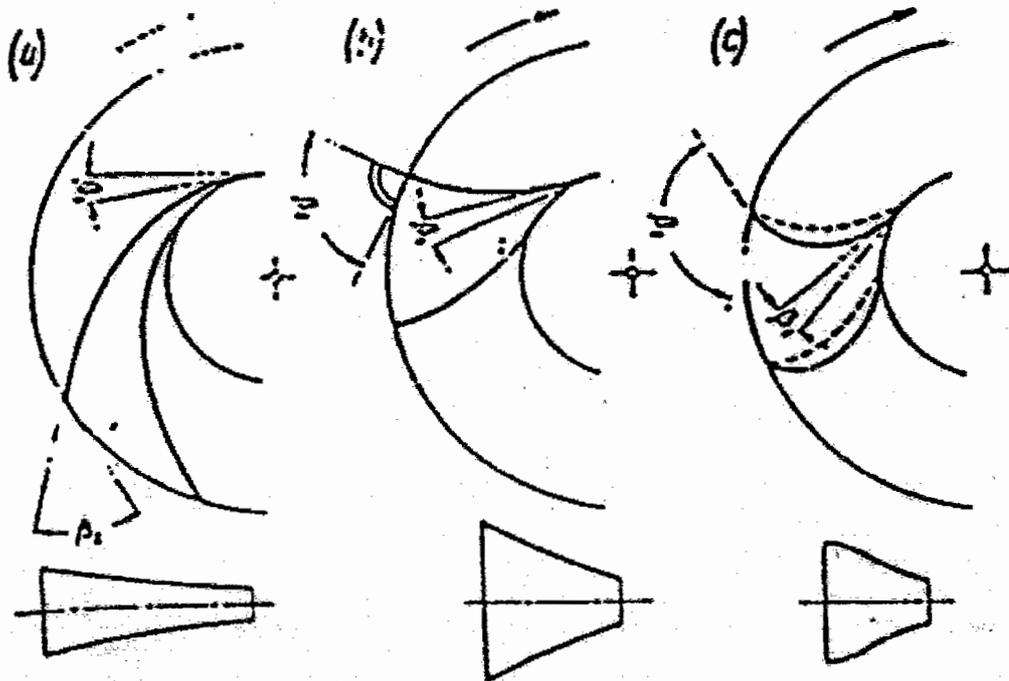
Bentuk sudu seperti ini besar sudut keluar  $\beta_2$  lebih kecil daripada  $90^\circ$ . sudu tipe ini mempunyai kecepatan absolut paling kecil, namun dapat memberikan distribusi aliran yang merata ke impeler. Hal ini dapat mengurangi kerugian hidrolis. Bentuk sudu ini memiliki hubungan yang stabil antara tinggi tekan (*head*) dengan kapasitas yang dihasilkan.

##### b. **Radial Vanes**

Bentuk sudu ini memiliki sudut keluar  $\beta_2$  sama dengan  $90^\circ$ . Sudu ini dapat menimbulkan kecepatan absolut yang cukup besar, serta efisiensinya lebih tinggi daripada forward curve vanes. Head total teoritis yang dihasilkan terdiri dari 50% energi kinetik dan 50% energi potensial.

##### c. **Forward Curve Vanes**

Bentuk sudu seperti ini melengkung ke depan dengan besar sudut keluar  $\beta_2$  lebih besar daripada  $90^\circ$ . Kecepatan absolut pada sudu tipe ini paling tinggi, energi kecepatan diubah menjadi energi potensial, jalan aliran pendek, kelengkungan sudu terlalu besar, sehingga tidak cocok untuk pompa sentrifugal.



Gambar 4.1. Bentuk Sudu  
(Sumber : Lazarkiewickz, hal. 98)

#### 4.2 Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . Di dalam perancangan ini, harga sudut keluar  $\beta_2$ , telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya (lihat bab III), yaitu  $\beta_2 = 20^\circ$ . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe Backward Curve Vanes.

#### 4.3 Pelukisan Bentuk Sudu

Antara ujung sudu sisi masuk dengan ujung sisi keluar memiliki kecepatan yang relatif, kecepatan radial dan kecepatan absolut. Bila kedua ujung-ujung sudu



$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)}$$

(Austin H Church, 1990, hal 98)

dengan :

$R_a$  : jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)

$R_b$  : jari-jari lingkaran impeler sisi luar (mm)

$\beta_a$  : sudut pada lingkaran sisi dalam ( $^\circ$ )

$\beta_b$  : sudut pada lingkaran sisi luar ( $^\circ$ )

Antara jari-jari lingkaran sisi masuk impeler dengan jari-jari lingkaran sisi keluar dibagi menjadi lima lingkaran yang konsentris untuk melukiskan sudu.

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Jari-jari masuk impeler ( $R_1$ ) : 30 mm

Jari-jari keluar impeler ( $R_2$ ) : 80 mm

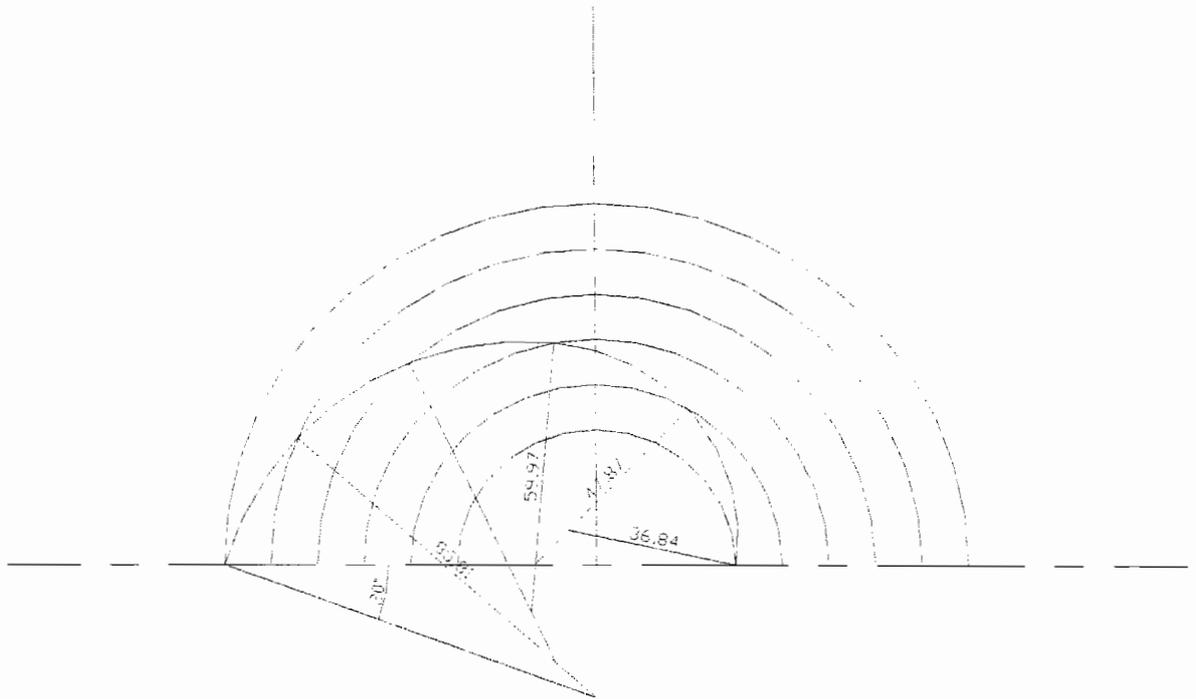
Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ):  $12^\circ$

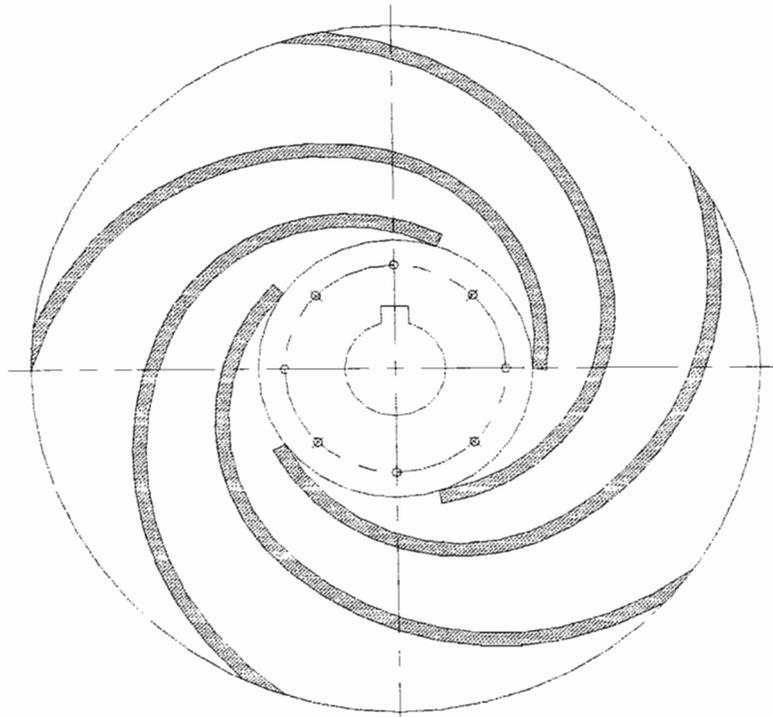
Sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ):  $20^\circ$

Dengan menggunakan persamaan diatas dapat digunakan untuk menghitung harga jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran dan hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1

Tabel 4.1 Hasil perhitungan jari-jari kelengkungan sudu

ling	R (mm)	R <sup>2</sup> (mm)	$\beta$ (°)	Cos $\beta$	Rcos $\beta$	$R_b \cos \beta$ - $R_a \cos \beta$	$R_b^2 - R_a^2$ (mm)	$\rho$ (mm)
1	30	900	12	0,978	29,34			
						9,5	700	36,84
B	40	1600	13,6	0,971	38,84			
						9,4	900	47,87
C	50	2500	15,2	0,965	48,25			
						9,17	1100	59,97
D	60	3600	16,8	0,957	57,42			
						8,94	1300	72,70
E	70	4900	18,4	0,948	66,38			
						8,74	1500	85,81
2	80	6400	20	0,939	75,12			





**Gambar 4.3 Pelukisan Sudu**

Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur sudu yang terakhir harus sama dengan sudut  $\beta_2$  yaitu :  $20^\circ$ .

#### **4.4 Tebal Sudu**

Untuk menentukan tebal sudu impeler menggunakan persamaan :

$$\varepsilon = \frac{\pi \times D \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times D}$$

(Austin H Church, 1990, hal 106)

dengan :

D : diameter lingkaran impeler (mm)

$\epsilon$  : faktor kontraksi

z : jumlah sudu

t : tebal sudu (mm)

$\beta$  : sudut sudu ( $^{\circ}$ )

Pada sisi masuk impeler telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk ( $D_1$ ) : 60 mm

Faktor kontraksi ( $\epsilon$ ) : 0,8

Jumlah sudu (z) : 5

Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ):  $12^{\circ}$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \epsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,8) \times \pi \times 60 \times \sin 12}{5} \\ &= 1,56 \text{ mm} \\ &= 0,06 \text{ in} \end{aligned}$$

Sedangkan pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk ( $D_2$ ) : 160 mm

Faktor kontraksi ( $\epsilon$ ) : 0,9

Jumlah sudu (z) : 5

Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_2$ ):  $20^{\circ}$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 t_2 &= \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z} \\
 &= \frac{(1 - 0,9) \times \pi \times 160 \times \sin 20}{5} \\
 &= 3,43 \text{ mm} \\
 &= 0,13 \text{ in}
 \end{aligned}$$

**Tabel 4.2 Tebal Kelengkungan Sudu**

Lingk	D (mm)	$\varepsilon$	$\pi d$ (mm)	$\beta$ ( $^\circ$ )	Sin $\beta$	z	T (mm)
1	60	0,80	188,4	12	0,207	5	1,56
B	80	0,82	251,4	13,6	0,235	5	2,12
C	100	0,84	314	15,2	0,262	5	2,63
D	120	0,86	376,8	16,8	0,289	5	3,04
E	140	0,88	439,6	18,4	0,315	5	3,33
2	160	0,90	502,4	20	0,342	5	3,43

#### 4.5 Lebar Lualan

Untuk menentukan lebar lualan dapat dipergunakan persamaan

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times v_r} \text{ in}$$

(Austin H Church, 1990, hal 106)

dengan

$Q$  = Kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/detik)

$D$  = Diameter lualan (in)

$v_r$  = Kecepatan aliran radial (ft/detik)

$\varepsilon$  = faktor kontraksi

Hasil perhitungan harga lebar lualan dapat dilihat dalam tabel 4.3

Tabel 4.3 Lebar Lalan b

Lingk	D (in)	$\varepsilon$	$\pi d$	Vr (ft/dtk)	Q (ft <sup>3</sup> /dtk)	b (in)	b (mm)
1	2,4	0,80	7,53	5,375	0,087	0,38	10
B	3,178	0,82	9,97	5,22	0,087	0,334	8,8
C	3,956	0,84	12,42	5,065	0,087	0,288	7,6
D	4,734	0,86	14,86	4,91	0,087	0,242	6,4
E	5,512	0,88	17,31	4,755	0,087	0,196	5,2
2	6,29	0,90	19,75	4,6	0,087	0,15	4



Gambar 4.4 bentuk lebar lalan

#### 4.6 Pemilihan Bahan Impeler

Untuk menentukan bahan impeler yang akan digunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Dalam pemilihan bahan impeler dan pompa telah ditentukan seperti dalam tabel bahan pompa (lampiran). Dengan melihat tabel bahan pompa, maka bahan impeler yang diambil adalah SCS<sub>2</sub> (baja karbon cor).

## BAB V

### PERANCANGAN RUMAH POMPA

#### 5.1 Dasar Perancangan

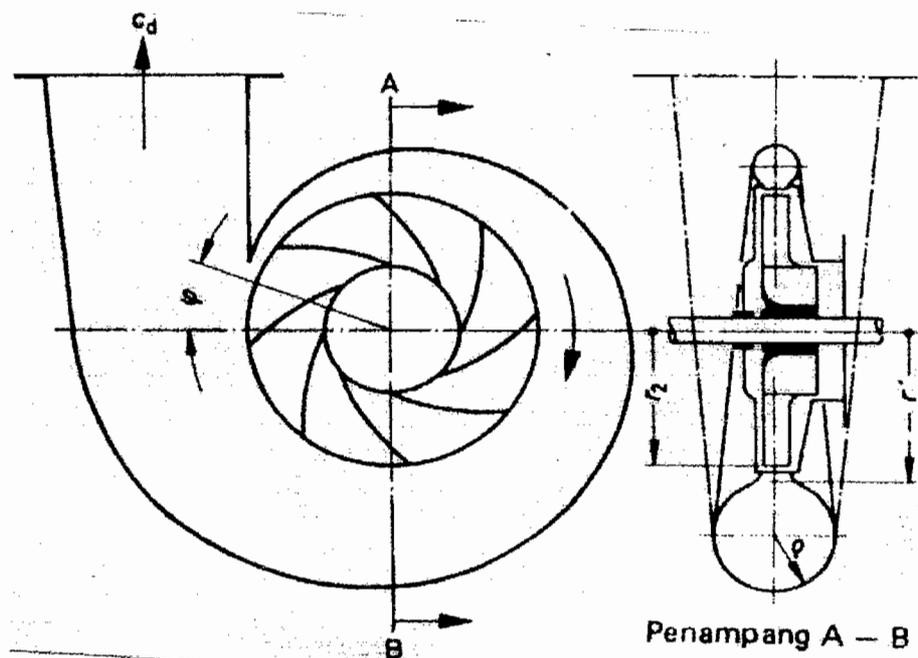
Rumah keong mengumpulkan fluida, secara perlahan-lahan mengurangi kecepatan fluida, energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan. Karena fluida yang keluar dari impeler bertambah besar, maka laluan fluida pada sisi tekan dibuat semakin membesar.

Gambar 5.1 penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin membesar, karena arus volume fluida yang melampui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai dengan volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang mempergunakan rumah spiral yang besar, kebanyakan dibuat hingga membentuk sudut  $370^0$  yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan (*Fritz, 1996, hal 275*).

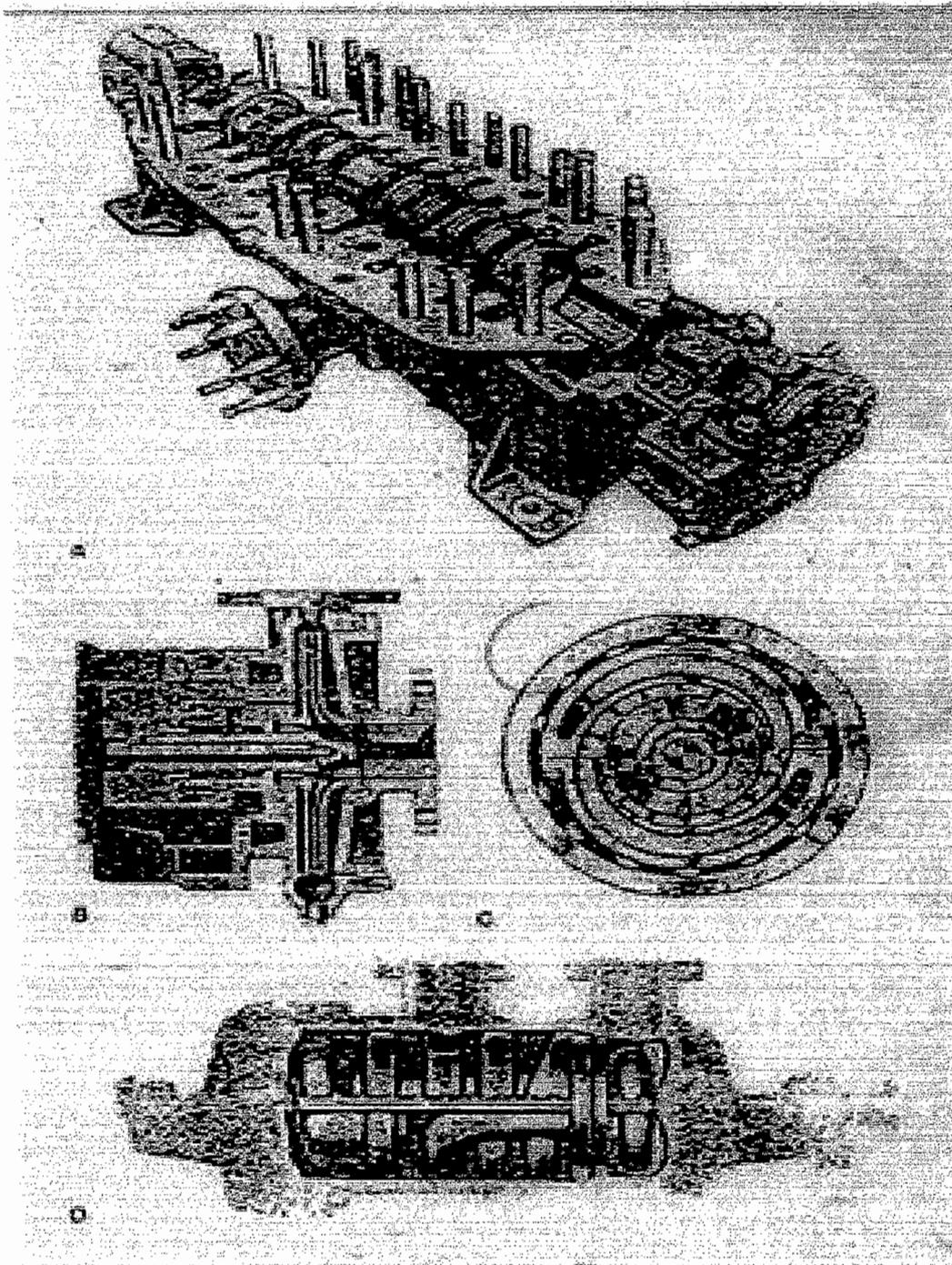
Gambar 5.2 rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah yang terbelah mendatar (A), vertikal, atau menurut diagonalnya (pada sudut yang tidak sama dengan  $90^0$ ). Rumah pompa yang terbelah secara mendatar disebut juga yang terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang umumnya berada pada belahan bawah rumah pompa, dan belahan atas diangkat untuk memudahkan pemeriksaan rumah pompa yang terbelah secara vertical disebut juga yang terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada disain-disain yang dikopel berdekatan atau hisapan ujung yang dipasang pada rangka. Rumah pompa yang terbentuk tabung C dan D yang dipakai untuk pompa diffuser dan rumah keong

yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekanan buang yang bekerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya percepatan guna menjaga paruhan rumah pompa tetap rapat (Hicks, 1996, hal 18).

Dalam perancangan ini rumah pompa yang digunakan adalah pompa yang terbelah secara mendatar.

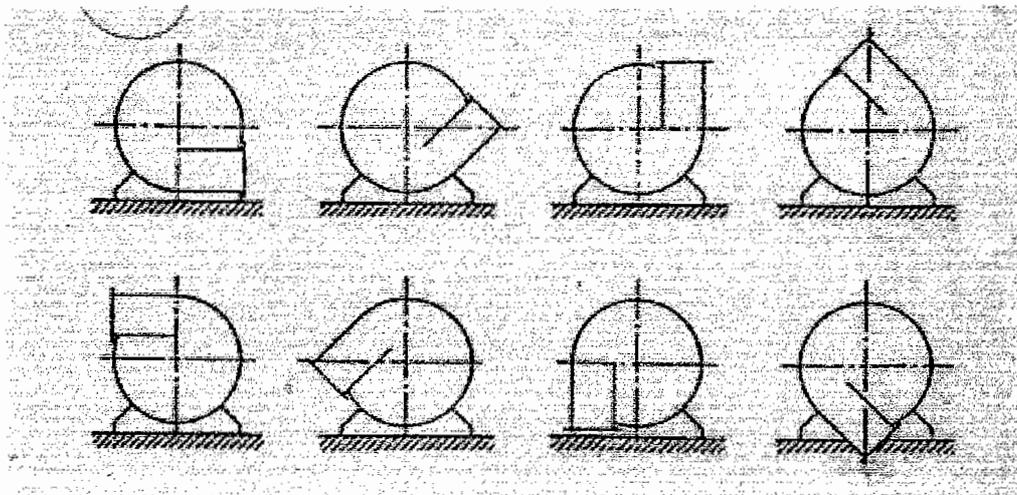


**Gambar 5.1 Rumah Spiral**  
(Sumber : Frits Dietzel, 1992, hal 274)



**Gambar 5.2 Tiga Disain Rumah Pompa**  
(Sumber : Hick, 1996, hal 20)

Pipa buang yang meninggalkan pompa biasanya adalah mendatar, tetapi ini dapat digeser kesetiap posisi yang dikehendaki. Penggeseran posisi pipa buang dengan perputaran  $45^{\circ}$ , seperti pada gambar 5.3

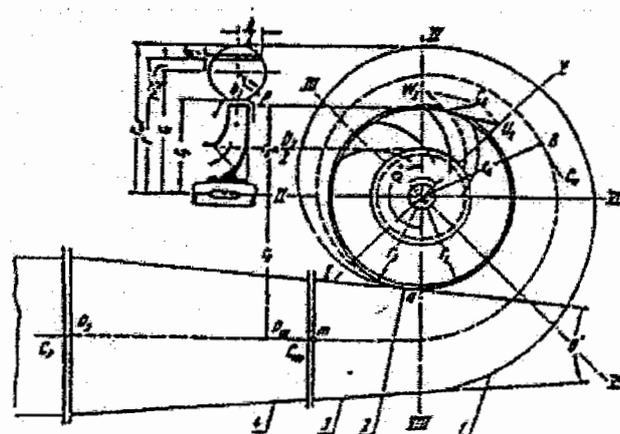


Gambar 5.3 Posisi konvensional flens buang  
(Sumber : AustinH Church, 1993, hal 153)

## 5.2 Perancangan Rumah Pompa

Di dalam perancangan sebuah rumah pompa, diasumsikan bahwa kecepatan rata-rata fluida yang mengalir dalam pompa adalah konstan. Kecepatan fluida pada setiap bagian dalam pompa dianggap sama.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah keong (*volut casing*) dapat dilihat pada gambar 5.4.



Gambar 5.4 Disain rumah keong  
(Sumber : Khetagurov, 1965, hal 246)

Untuk merancang rumah keong seperti pada gambar 5.4, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberi jarak antara (*clearance*).

Jari-jari lidah dibuat lebih besar daripada jari-jari sisi luar impeler. Besarnya jari-jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.1

$$r_3 = (1,01 - 1,05)r_2 \text{ mm}$$

(Khetagurov, 1965, hal 248)

dengan

$$r_2 = \text{jari-jari sisi luar impeler (mm)}$$

Telah diketahui bahwa  $r_2 = 80$  mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$r_3 = 1,05 \times 80$$

$$= 84 \text{ mm}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut  $b_3$  dapat diperoleh dengan persamaan 5.2

$$b_3 = b_2 + 0,025 \cdot r_2 \text{ mm}$$

(Khetagurov, 1965, hal 248)

Dengan

$$b_2 = \text{lebar sisi keluar impeler (mm)}$$

Telah diketahui bahwa  $b_2 = 4$  mm, maka lebar celah volut  $b_3$  adalah :

$$b_3 = 4 + (0,025 \times 80)$$

$$= 6 \text{ mm}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan persamaan 5.3

$$\rho = \frac{\varphi^\circ}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^\circ}{\chi} r_3} \text{ mm}$$

(Khetagurov, 1965, hal 248)

Dengan

$\varphi^\circ$  = sudut per bagian ( $^\circ$ )

$r_3$  = jari-jari lidah volut (mm)

$\chi$  = konstanta

Untuk memperoleh konstanta  $\chi$  di pergunakan persamaan 5.4 :

$$\chi = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi$$

(Khetagurov, 1965, hal 247)

Dengan

$Q$  = Kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

$k_u$  = Konstanta

Nilai konstanta  $k_u$  merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler.

$$V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r = k_u = \text{konstanta}$$

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi impeler telah diperoleh

Kecepatan absolut aliran fluida ( $V_u$ ) = 20,29 m/detik

Jari-jari sisi keluar impeler ( $r_2$ ) = 80 mm

= 0,08 m

Maka harga konstanta  $k_u$  adalah

$$\begin{aligned} k_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 20,29 \times 0,08 \\ &= 1,6 \text{ m}^2/\text{detik} \end{aligned}$$

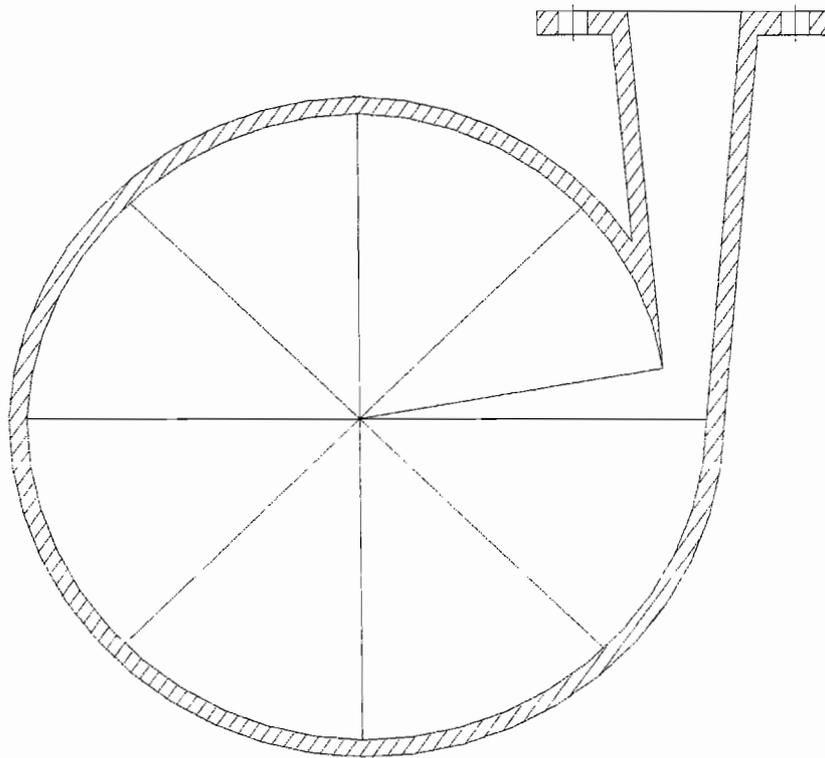
Dengan kapasitas pompa  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka harga konstanta  $\chi$  dapat diperoleh, yaitu :

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{720}{0,00225} \times 1,6 \times \pi \\ &= 1607680 / \text{m} \\ &= 1607,68 / \text{mm} \end{aligned}$$

Setelah semua harga konstanta diketahui, maka dengan menggunakan rumus 5.3 dapat dicari harga jari-jari volut. Hasil selengkapnya dapat dilihat dalam tabel 5.1.

**Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah volut**

Bagian	$\varphi^0$	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3$	$\sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$	$\rho$	$r_3 + \rho$	$r_{vol}$
I	10	0,0062	0,0124	1,016	1,007	1,0132	85,013	86,026
II	45	0,027	0,054	4,536	2,156	2,156	86,156	88,312
III	90	0,055	0,11	9,24	3,039	3,094	87,094	90,188
IV	135	0,083	0,116	9,744	3,121	3,204	87,204	90,408
V	180	0,119	0,238	19,992	4,471	4,59	88,59	93,18
VI	225	0,139	0,278	23,352	4,832	4,971	88,971	93,943
VII	270	0,167	0,334	28,056	5,296	5,463	89,463	94,926
VIII	315	0,195	0,39	32,76	5,723	5,918	89,918	95,836
IX	360	0,223	0,446	37,464	6,120	6,343	90,343	96,686
X	370	0,230	0,46	38,64	6,216	6,446	90,446	96,892



**Gambar 5.5 Rumah volut**

### **5.3 Nosel Buang (*Discharge Nozzle*)**

Nosel buang (*Discharge Nozzle*) merupakan bagian keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Oleh karena itu penampang ujung nosel buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan, diameter pipa biasanya dibuat lebih kecil daripada diameter pipa hisapnya. Hal ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standar yang di pasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan, yaitu 12-40 ft/detik (Austin, 1990, hal 90). Bila

kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman dipergunakan.

Dalam perancangan ini, ukuran diameter pipa tekan dipilih :

$$\text{Diameter} = 1,25 \text{ in}$$

$$\text{Kapasitas pompa } Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$$

Maka kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan dapat dicari dengan rumus :

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{1/4 \cdot \pi \cdot d^2} \\ &= \frac{0,00225}{1/4 \cdot \pi \cdot 0,0031^2} \\ &= 2,9 \text{ m/dt} \\ &= 9,5 \text{ ft/dt} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 2 in.

#### **5.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa**

Dalam pemilihan rumah pompa harus memperhatikan faktor-faktor yang mempengaruhi pemilihan bahan. Faktor-faktor tersebut misalkan sifat dan kondisi fluida yang dipompa, lingkungan sekitar daerah pemompaan, dan lain-lain.

Namun masih ada faktor lain yang harus diperhatikan dalam pemilihan bahan, yaitu :

- memiliki ketahanan korosi
- memiliki ketahanan terhadap gesekan dengan benda lain
- bahan mudah dibentuk
- harga bahan yang murah

Untuk mengetahui mengenai bahan pompa yang lebih rinci dapat dilihat dalam tabel pemilihan bahan rumah pompa dan impeler (lampiran).

Setelah melihat bahan pompa dalam tabel pemilihan bahan rumah pompa dan impeler dan mempertimbangkan beberapa faktor diatas, maka untuk bahan rumah pompa adalah baja karbon cor.

## **BAB VI**

### **PERANCANGAN POROS DAN PASAK**

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Poros mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida.

#### **6.1 Macam-macam Poros**

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebenannya sebagai berikut.

1. Poros Transmisi

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk atau sprocket rantai dan lain-lain.

2. Spindel

Poros transmisi yang relative pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

### 3. Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, disebut gandar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga. Menurut bentuknya, poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dari mesin tatak, poros lower untuk transmisi daya kecil agar terdapat kebebasan bagi perubahan arah, dan lain-lain.

## 6.2 Perhitungan Beban

Jenis poros yang digunakan dalam perancangan ini termasuk jenis poros transmisi. Pada poros pompa, poros mendapatkan beban berupa beban puntir dan beban lentur. Beban puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak, dan beban lentur berasal dari bobot impeler yang ditumpu poros dan gaya radial pada impeler tersebut.

## 6.3 Perancangan Poros Akibat Beban Lentur dan Puntir

Poros yang menerima beban gabungan yaitu beban lentur dan beban puntir, diameter porosnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$D_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(M_x C_m)^2 + (T_x C_t)^2} \right]^{1/3}$$

(Sularso, 1997, hal 18)

dengan :

$$D = \text{diameter luar impeler ( 195 mm )}$$

$$D_s = \text{diameter poros impeler ( 22 mm )}$$

$$b = \text{lebar impeler sisi keluar ( 9 mm )}$$

$$\gamma = \text{berat jenis bahan impeler dari baja karbon ( } 7,833 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 \text{ )}$$

sehingga berat impeler (  $W_{\text{total}}$  ) :

$$W_1 = \frac{\pi}{4} (60 - 22)^2 \times 10 \times 7,833 \cdot 10^{-6}$$

$$= 0,088 \text{ kg}$$

$$W_2 = \frac{\pi}{4} (160 - 60)^2 \times 1,56 \times 7,833 \cdot 10^{-6}$$

$$= 0,095 \text{ kg}$$

$$W_3 = V \times \gamma$$

Dimana

$$V = p \times l \times t$$

$$= 94,56 \times 7 \times 2,4$$

$$= 1588,608 \text{ mm}^3$$

$$W_3 = V \times \gamma \times z$$

$$= 1588,608 \times 7,833 \cdot 10^{-6} \times 5$$

$$= 0,61 \text{ kg}$$

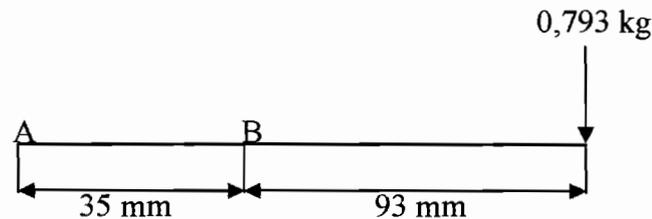
Jadi berat impeler (  $W_{\text{total}}$  ) :

$$W_{\text{total}} = W_1 + W_2 + W_3$$

$$= 0,088 + 0,095 + 0,61$$

$$= 0,793 \text{ kg}$$

Gaya lentur akibat berat impeler dan reaksi tumpuan dapat diambarkan sebagai berikut :



Dengan menggunakan perhitungan mekanika teknik dan menggunakan struktur statis tertentu, yaitu struktur yang tidak memiliki kendala penahan yang lebih dari yang diperlukan untuk mempertahankan keseimbangan.

Dengan persamaan keseimbangan :

$$\Sigma F = 0 \text{ dan } \Sigma M = 0$$

Reaksi tumpuan dititik B (  $\Sigma M_A = 0$  )

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{W \times (a+b)}{a} \\ &= \frac{0,793 \times (35+93)}{35} \\ &= 2,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

Reaksi tumpuan dititik A (  $\Sigma M_B = 0$  )

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{-W \times b}{a} \\ &= \frac{-0,793 \times 93}{35} \\ &= -2,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan diketahui reaksi tumpuan pada masing-masing tumpuan, maka dapat ditentukan besarnya momen lentur maksimum yang terjadi pada poros.

Momen lentur maksimum yang terjadi pada batang AB

Momen di A

$$\begin{aligned}M_A &= (R_B \times 35) - (R_C \times 128) \\&= (2,9 \times 35) - (0,793 \times 128) \\&= 0 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

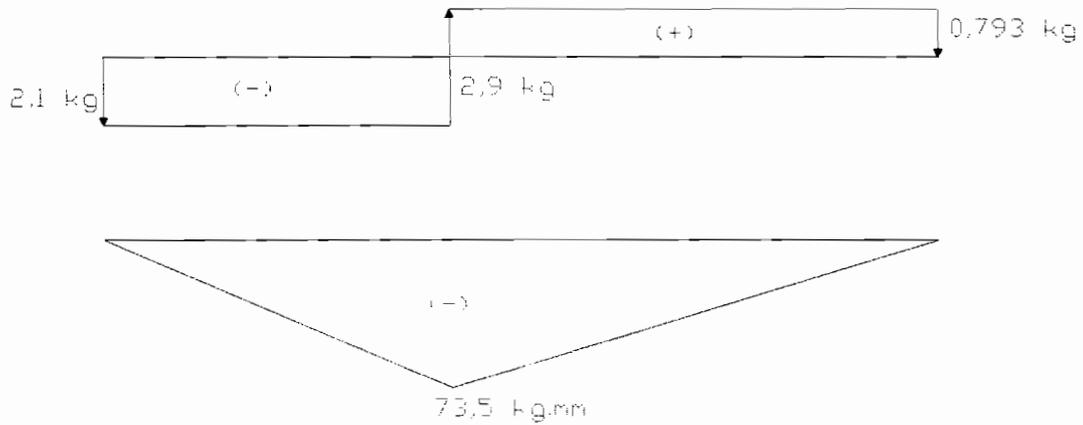
Momen di B

$$\begin{aligned}M_B &= (R_A \times 35) \\&= (2,1 \times 35) \\&= 73,5 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

Momen di C

$$\begin{aligned}M_C &= (R_A \times 128) - (R_B \times 93) \\&= (2,1 \times 128) - (2,9 \times 93) \\&= 0 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

Dengan gaya geser ( SFD ) dan diagram momen lengkung (BMD ) dapat digambarkan berikut ini :



Dari perhitungan di atas maka momen lengkung maksimum yang terjadi pada poros, terjadi pada titik B, yaitu sebesar  $M_B = 73,5 \text{ kg.mm}$

Selanjutnya diameter poros pompa dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 D_s &= \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(M \times C_m)^2 + (T \times C_t)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left[ \frac{5,1}{13,33} \sqrt{(73,5 \times 2)^2 + (5156,356 \times 1,5)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\
 &= 14,35 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan pada BAB III, yaitu perhitungan untuk menentukan diameter poros tanpa memperhatikan beban lentur, maka diameter poros yang dipilih yaitu sebesar 22 mm. sedangkan pada perhitungan diameter poros dengan memperhitungkan beban lengkung dan puntir, diameter poros yang telah dihitung

14,35 mm, sehingga diameter poros yang dipergunakan ( 22 mm ) aman terhadap beban lengkung dan beban lentur dan beban puntir.

#### 6.4 Tinjauan Konsentrasi Tegangan Poros Pada Alur Pasak

Poros pada perancangan pompa dibuat bertingkat dan diberi alur pasak, untuk itu perlu diperhitungkan konsentrasi tegangan yang terjadi

Diameter poros dimana impeler akan dipasang adalah 22 mm, dan diameter bertingkat selanjutnya yang lebih besar direncanakan sebesar 28 mm.

Jari-jari filet ( r ) :

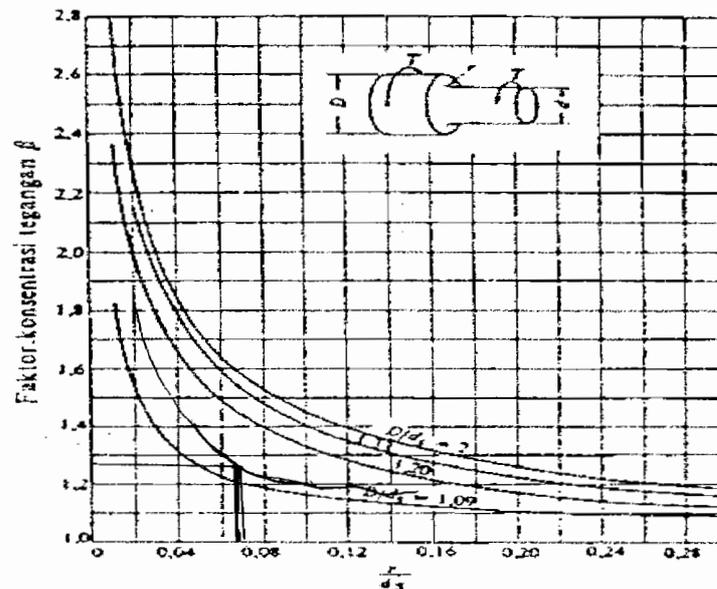
$$\begin{aligned} r &= \frac{D - d}{2} \\ &= \frac{25 - 22}{2} \\ &= 1,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga perbandingan antara jari-jari filet dan diameter poros ( r/d)

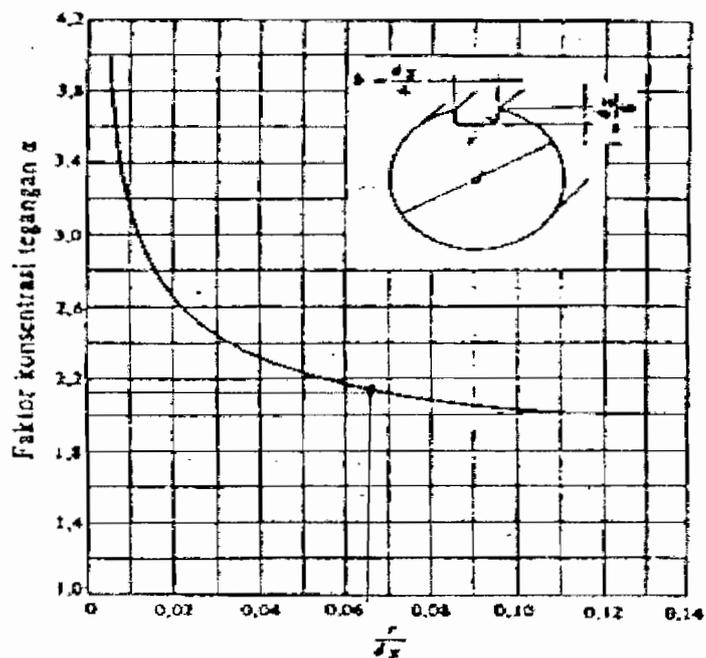
$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{1,5}{22} \\ &= 0,068 \end{aligned}$$

Sedangkan perbandingan antara diameter D/d adalah :

$$\begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{25}{22} \\ &= 1,136 \end{aligned}$$



Gambar 6.1 Faktor Konsentrasi tegangan untuk poros bertingkat  
( Sumber : Sularso, 1997, hal 10 )



Gambar 6.2. Faktor konsentrasi tegangan untuk poros yang diberi alur pasak  
( Sumber : Sularso, 1997, hal 10 )

Maka dari gambar 6.1 faktor konsentrasi tegangan untuk poros bertingkat ( $\beta$ ) dengan  $D/d = 1,136$  dan  $r/d = 0,068$  adalah sebesar  $\beta = 1,28$ , dan dari gambar

6.2 faktor konsentrasi tegangan untuk poros yang diberi alur pasak ( $\alpha$ ) adalah sebesar 2,21 sehingga  $\alpha > \beta$ .

Untuk selanjutnya perlu diperhatikan juga besarnya tegangan geser yang terjadi pada poros akibat adanya momen lentur dan momen puntir.

Besarnya tegangan geser pada poros akibat adanya momen lentur dan momen puntir adalah :

$$\tau = \frac{16}{\pi \times d^3} \sqrt{(M \times Cm)^2 + (T \times Ct)^2}$$

Dengan :

$$D = \text{diameter poros (22 mm)}$$

$$M = 73,5 \text{ kg.mm}$$

$$T = 5156,356 \text{ kg.mm}$$

Sehingga besarnya tegangan geser pada poros :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{16}{\pi \times 22^3} \sqrt{(73,5 \times 2)^2 + (5156,356 \times 1,5)^2} \\ &= 3,7 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi pada poros untuk tegangan geser yang terjadi :

$$\tau_a \times Sf_2 > \tau \times \alpha$$

$$13,33 \times 2 > 3,7 \times 2,21$$

$$26,66 \text{ kg/mm}^2 > 8,177 \text{ kg/mm}^2$$

## 6.5 Tinjauan Poros Terhadap Defleksi Puntiran ( $\theta^0$ )

Defleksi puntiran pada poros terjadi akibat momen puntir yang terjadi pada poros. Defleksi puntiran dapat dihitung dengan persamaan :

$$\theta^{\circ} = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d^4}$$

(Sularso, 1997, hal 18)

Dengan :

T = momen puntir poros (5156,356 kg.mm)

L = panjang poros (128 mm)

G = modulus geser ( $8,3 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^2$ )

D = diameter poros rata-rata (poros bertingkat)

= 30 mm

Sehingga besarnya defleksi puntiran :

$$\begin{aligned} \theta^{\circ} &= 584 \times \frac{5156,356 \times 128}{8,3 \cdot 10^3 \times 22^4} \\ &= 0,019^{\circ} \end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi adalah  $\theta$  lebih kecil dari  $0,25^{\circ}$  -  $0,35^{\circ}$  untuk panjang poros 1000 mm. Karena panjang poros 128 mm maka defleksi maksimum sebesar  $0,032^{\circ}$ . Jadi hasil perhitungan defleksi puntiran pada poros telah memenuhi syarat batas sehingga dinyatakan baik.

## 6.6 Putaran Kritis

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja poros berada dibawah atau diatas putaran kritis (Sularso, 1997, hal 19)

Bila terdapat beberapa benda yang berputar pada satu poros, maka dihitung lebih dahulu putaran-putaranj kritis  $N_{C1}$ ,  $N_{C2}$ ,  $N_{C3}, \dots$ , dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis secara keseluruhan dari sistem  $N_{CO}$  adalah.

$$\frac{1}{N_{CO}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2} + \frac{1}{N_{C3}^2} + \dots$$

(Sularso, 1997, hal 19)

Berat benda yang berputar (W) :

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui berat impeler ( $W_I$ ) = 1,383 kg

Berat poros ( $W_P$ ) :

$$W_P = \frac{\pi}{4} \times d_s \times L \times \gamma$$

Dengan :

$d_s$  = diameter poros (mm)

L = panjang poros (mm)

$\gamma$  = berat jenis poros ( $7,833 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ )

$$\begin{aligned} W_P &= \frac{\pi}{4} \times 30^2 \times 128 \times 7,833 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,7 \text{ kg} \end{aligned}$$

Putaran kritis masing-masing benda yang bergerak :

Impeler

$$N_{C1} = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W_n}}$$

$$= 52700 \frac{22^2}{35 \times 93} \sqrt{\frac{93}{0,793}}$$

$$= 79829,9 \text{ rpm}$$

(Sularso, 1997, hal 19)

Poros

$$N_{C2} = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W_n}}$$

$$= 52700 \frac{30^2}{64 \times 64} \sqrt{\frac{35}{0,7}}$$

$$= 81596,9 \text{ rpm}$$

Putaran kritis sistem :

$$\frac{1}{N_{Co}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2}$$

$$\frac{1}{N_{Co}^2} = \frac{1}{79829,9^2} + \frac{1}{81596,9^2}$$

$$N_{Co} = 55415 \text{ rpm}$$

Dengan syarat batas :  $\frac{N}{N_{Co}}$  harus lebih kecil (0,6-0,7)

$$\frac{N}{N_{Co}} = \frac{2900}{55415} = 0,05$$

0,05 lebih kecil (0,6-0,7) maka putaran kritis tersebut baik atau aman.

## 6.7 Macam-macam Pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan momen dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam. Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang secara khusus dipakai sebagai pasak lurus. Disamping macam-macam pasak diatas ada pula pasak temberang dan pasak jarum.

## 6.8 Tata Cara Perencanaan Pasak

Pasak yang dipilih dalam perancangan ini adalah pasak jenis pasak benam. Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dimana terdapat bentuk prismatis dan tirus. Untuk menghitung kekuatan pasak dapat dilakukan dengan cara.

### 6.8.1 Gaya Tangensial

Jika torsi dari poros adalah  $T$  (kg.mm), dan diameter poros adalah  $D$  (mm) maka gaya tangensial  $F$  (kg) pada permukaan poros adalah :

$$F = \frac{T}{D/2}$$

$$= \frac{5156,356}{\frac{22}{2}}$$

$$= 468,75 \text{ kg}$$

### 6.8.2 Gaya Geser

Dengan diameter poros 22 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan tabel ukuran pasak adalah : 7 x 7 mm

Kedalaman alur pasak dalam poros  $t_1 = 4 \text{ mm}$

Kedalaman alur pasak dalam impeler  $t_2 = 3 \text{ mm}$

Dari tegangan geser yang diijinkan  $\tau_{ka}$  ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ), panjang pasak  $L_1$  (mm) yang diperlukan dapat diperoleh:

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b \times L_1}$$

(Sularso, 1997, hal 25)

Harga  $\tau_{ka}$  adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik  $\sigma_B$  dengan faktor keamanan  $Sf_1 \times Sf_2$ , harga  $Sf_1$  umumnya diambil 6 dan  $Sf_2$  dipilih 1-1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika dikenakan tumbukan ringan dan antara 2-5 jika dikenakan secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat (Sularso, 1997,hal 25)

Bahan pasak yang digunakan = SNCM 25

Kekuatan tarik  $\sigma_B = 120 \text{ kg}/\text{mm}^2$

Diambil harga  $Sf_1 = 6$ , dan  $Sf_2 = 1,5$

Sehingga tegangan geser ijin  $\tau_{ka}$  :

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \\ \tau_{ka} &= \frac{120}{6 \times 1,5} \\ &= 13,33 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dari hasil diatas maka diperoleh panjang pasak yang diperlukan adalah :

$$\begin{aligned}L_1 &\geq \frac{F}{b \times \tau_{ka}} \\ L_1 &= \frac{468,75}{7 \times 13,33} \\ &= 5,023 \text{ mm}\end{aligned}$$

### **6.8.3 Tekanan Permukaan**

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan  $P_a$  ( $\text{kg/mm}^2$ ) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga  $P_a$  adalah sebesar 8 ( $\text{kg/mm}^2$ ) untuk poros dengan diameter kecil dan 10 ( $\text{kg/mm}^2$ ) untuk diameter poros yang besar, dan setengah dari harga-harga diatas untuk poros putaran tinggi.

$$L_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2}$$

(Sularso, 1997, hal 27)

$$L_2 = \frac{468,75}{8 \times 3}$$
$$= 19,53 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik antara 25%-35% dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros antara 0,75 sampai 1,5 diameter poros (Sularso, 1997, hal 27)

$$0,25 \leq \frac{b}{D} \leq 0,35$$

$$0,75 \leq \frac{L}{D} \leq 1,5$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka perancangan pasak memenuhi persyaratan yang diminta.

## BAB VII

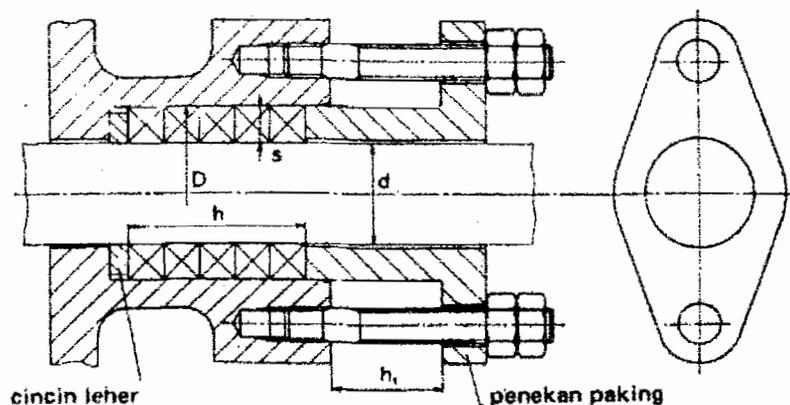
### PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

#### 7.1 Pendahuluan

Pada perancangan sebuah pompa diperlukan elemen-elemen lain selain elemen utamanya yaitu impeler dan rumah pompa yang berfungsi sebagai elemen pendukung agar pompa dapat dioperasikan dengan baik. Elemen lain yang turut mendukung diantaranya adalah kotak paking, bantalan dan kopling.

#### 7.2 Kotak Packing (Stuffing Box)

Dimana poros masuk kedalam rumah pompa, kotak paking haruslah dipasang untuk mencegah kebocoran. Kotak paking di isi dengan bahan paking yang lunak yang biasanya terbuat dari rami, kain kapas, asbes dan sebagainya yang dikompres terhadap poros oleh gland. Di pasaran, isi dari paking dapat dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet dan berpenampang segiempat.



Gambar 7.1 Kotak paking  
(sumber : Stolk, J & Kros, C, Elemen Mesin, hal 523)

Ukuran kotak paking dapat diperoleh dengan persamaan-persamaan (*stolk, J & Kros, C, hal 523*) berikut :

Tebal paking (s)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d}$$

dengan :

d = diameter poros (mm)

Dalam perancangan ini, tebal paking diambil sebesar :

$$\begin{aligned} s &= 1,4\sqrt{d} \\ &= 1,4\sqrt{25} \\ &= 7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang paking (h)

$$h = (4 \text{ sampai } 8) \times s$$

maka :

$$\begin{aligned} h &= 5 \times s \\ &= 5 \times 7 \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking dapat diperoleh dengan persamaan (*stolk, J & Kros, C, hal 523*) :

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times s \\ &= 3 \times 7 \\ &= 21 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penekan paking dapat dibuat dari bahan besi cor, perunggu atau besi cor dengan pelapis perunggu.

Untuk menekan paking dibutuhkan gaya yang besarnya dapat diperoleh dengan persamaan :

$$F = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times p \times a$$



(Stolk, J & Kros, C, hal 526)

dengan :

D = diameter kotak paking (mm)

d = diameter poros (mm)

p = tekanan dalam lebih (kg/mm<sup>2</sup>)

a = faktor jenis cincin paking

Dalam perancangan ini diameter poros adalah 28 mm sehingga diameter kotak paking adalah :

$$\begin{aligned} D &= d + (2 \times s) \\ &= 25 + (2 \times 7) \\ &= 39 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tekanan dalam lebih (p) adalah = 0,06 kg/mm<sup>2</sup>

Faktor jenis paking (a) tergantung pada jenis paking, a = 1 untuk manset yang tidak perlu ditekan dan a = 3 untuk cincin paking yang perlu dipres (Stolk, J & Kros, C, hal 527). Pada perancangan dipilih a = 3.

maka :

$$F = \frac{\pi}{4} \times (39^2 - 25^2) \times 0,06 \times 3$$

$$= 127 \text{ kg}$$

Jumlah baut yang digunakan untuk menekan paking sebanyak 2 buah, maka besarnya gaya yang dibutuhkan untuk menekan paking tiap bautnya adalah :

$$F_b = \frac{F}{2}$$

$$F_b = \frac{127}{2}$$

$$= 63,5 \text{ kg}$$

Baut yang dipakai untuk menekan paking adalah baut dengan ukuran M8 yang memiliki diameter luar  $d_b = 8 \text{ mm}$ .

Sehingga tebal flens penekan paking adalah :

$$t_f = 1,25 \times d_b$$

$$= 1,25 \times 8$$

$$= 10 \text{ mm}$$

### **7.3 Bantalan**

Bantalan merupakan bagian dari pompa yang tidak dapat terpisahkan karena fungsinya sebagai penahan/penumpu pompa berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh dalam menahan gaya-gaya yang terjadi pada pompa saat beroperasi seperti gaya aksial dan gaya radial sehingga poros serta elemen pompa lainnya bekerja dengan baik.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros

a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

b. Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol jarum atau rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a. Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

b. Bantalan aksial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

c. Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Dalam perancangan ini poros ditumpu oleh dua bantalan, kedua bantalan tersebut dipilih bantalan bola dengan jenis terbuka karena bantalan ini dapat menahan gaya tangensial yang membebani poros.

Dari tabel pemilihan bantalan, dipilih bantalan yang memiliki diameter  $d = 25$  mm, diperoleh :

Bantalan dengan jenis bantalan bola, bantalan ini yang dipasang pada poros bagian sisi A :

Nomor bantalan	= 6005
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 790 kg
Kapasitas nominal statis spesifik (C <sub>o</sub> )	= 530 kg
Diameter luar bantalan (D)	= 47 mm
Lebar bantalan (B)	= 12 mm
Jari-jari filet (r)	= 1 mm

Dari perhitungan perencanaan poros telah diketahui besarnya gaya-gaya yang bekerja yaitu :

Gaya radial resultan yang bekerja akibat impeler = 2,1 kg

Gaya aksial resultan yang bekerja akibat impeler = 0 kg

Karena besar  $\frac{F_a}{C_o} = \frac{0}{530} = 0$  dan harga  $\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{0}{1 \times 2,1} = 0 \leq 0,19$ , maka dari tabel

8.3 diambil :

Faktor rotasi (V) = 1

Faktor radial (X) = 1

Faktor aksial (Y) = 0

Beban ekivalen dinamis yang bekerja dapat diperoleh dengan persamaan :

$$P = X \times V \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = (1 \times 1 \times 2,1) + (0 \times 0)$$

$$= 2,1 \text{ kg}$$

Besar faktor kecepatan ( $f_n$ ) dapat diperoleh dengan persamaan :

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

(Sularso, 1997, hal 136)

dengan :

$$n = \text{putaran poros} = 2900 \text{ rpm}$$

maka ;

$$\begin{aligned} f_n &= \left( \frac{33,3}{2900} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,22 \end{aligned}$$

Faktor umur ( $f_h$ ) dapat diperoleh dengan persamaan :

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P}$$

(Sularso, 1997, hal 136)

dengan :

$$f_n = \text{besar faktor kecepatan} = 0,22$$

$$C = \text{Kapasitas nominal dinamis spesifik} = 790 \text{ kg}$$

$$P = \text{Beban ekivalen dinamis} = 2,1 \text{ kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} f_h &= 0,22 \times \frac{790}{2,1} \\ &= 82,76 \end{aligned}$$

Umur nominal bantalan diperoleh dari persamaan:

$$L_h = 500 \times f_h^3$$

(Sularso, 1997, hal 136)

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times 82,76^3 \\ &= 283420624,3 \text{ jam} \end{aligned}$$

Sedangkan umur bantalan dengan keandalan tertentu diperoleh dengan persamaan:

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h$$

(Sularso, 1997, hal 136)

dengan :

$a_1$  = faktor keandalan dari tabel 8.5 dengan keandalan 97 % = 0,44

$a_2$  = faktor bahan, untuk bahan baja = 1

$a_3$  = faktor kerja, untuk kondisi kerja normal = 1

maka :

$$\begin{aligned} L_n &= 0,44 \times 1 \times 1 \times 2834200624,4 \\ &= 124705074,7 \text{ jam} \end{aligned}$$

**Tabel 7.1 Harga faktor keandalan bantalan**  
(Sumber : Sularso & Kiyokatsu Suga, Elemen mesin, 1997, hal 135)

Faktor keandalan (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
95	$L_5$	0,62
96	$L_4$	0,53
97	$L_3$	0,44
98	$L_2$	0,33
99	$L_1$	0,21

Bantalan dengan jenis bantalan bola, bantalan i yang dipasang pada poros bagian sisi B :

Dari perhitungan perencanaan poros telah diketahui besarnya gaya-gaya yang bekerja yaitu :

Gaya radial resultan yang bekerja akibat impeler = 2,9 kg

Gaya aksial resultan yang bekerja akibat impeler = 0 kg

Karena besar  $\frac{F_a}{C_o} = \frac{0}{530} = 0$  dan harga  $\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{0}{1 \times 2,9} = 0 \leq 0,19$ , maka dari tabel

8.3 diambil :

Faktor rotasi (V) = 1

Faktor radial (X) = 1

Faktor aksial (Y) = 0

Beban ekivalen dinamis yang bekerja dapat diperoleh dengan persamaan:

$$P = X \times V \times F_r + Y \times F_a$$

$$P = (1 \times 1 \times 2,9) + (0 \times 0)$$

$$= 2,9 \text{ kg}$$

Faktor umur ( $f_h$ ) dapat diperoleh dengan persamaan :

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P}$$

dengan :

$$f_n = \text{besar faktor kecepatan} = 0,22$$

$$C = \text{Kapasitas nominal dinamis spesifik} = 790 \text{ kg}$$

$$P = \text{Beban ekivalen dinamis} = 2,9 \text{ kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} f_h &= 0,22 \times \frac{790}{2,9} \\ &= 59,9 \end{aligned}$$

Umur nominal bantalan diperoleh dari persamaan :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times f_h^3 \\ L_h &= 500 \times 59,9^3 \\ &= 107460899,5 \text{ jam} \end{aligned}$$

Sedangkan umur bantalan dengan keandalan tertentu diperoleh dengan persamaan

:

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h$$

dengan :

$$a_1 = \text{faktor keandalan dari tabel 8.5 dengan keandalan 97 \%} = 0,44$$

$$a_2 = \text{faktor bahan, untuk bahan baja} = 1$$

$$a_3 = \text{faktor kerja, untuk kondisi kerja normal} = 1$$

maka :

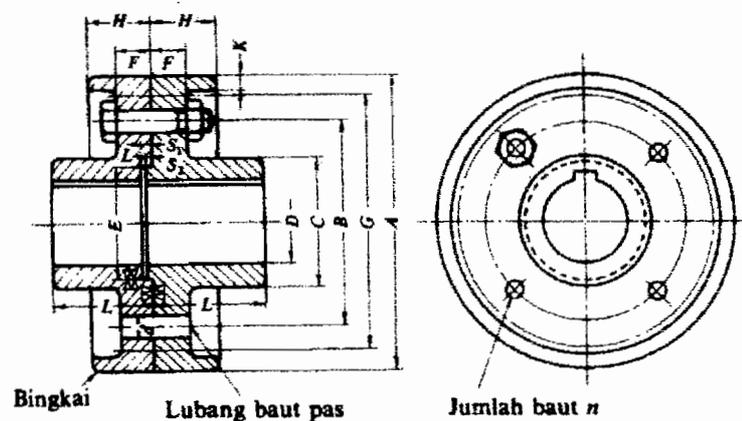
$$L_n = 0,44 \times 1 \times 1 \times 107460899,5$$

$$= 47282795,7 \text{ jam}$$

#### 7.4 Kopling

Kopling merupakan salah satu bagian dari elemen pompa yang berfungsi untuk meneruskan putaran dan daya dari poros penggerak atau motor ke poros yang digerakkan yaitu pompa. Dalam perancangan ini, kopling yang dipakai adalah kopling tetap dengan jenis kopling flens kaku.

Kopling flens kaku terdiri dari naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cord dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Kopling ini tidak mengijinkan sedikitpun ketidaklurusan sumbu pada kedua poros untuk menghinarkan terjadinya kerusakan pada elemen pompa lainnya.



Gambar 7.2 Bentuk kopling flens  
(sumber : Sularso & Kiyokatsu Suga, Elemen Mesin, hal 31)

**Tabel 7.2 Ukuran kopling flens**  
**sumber : Sularso & Kiyokatsu Suga, Elemen Mesin, hal 31)**

(Satuan : mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	186	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

- Keterangan:*
1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".
  2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.

Pada perencanaan, besarnya diameter poros yang dipasang kopling adalah 25 mm sehingga dari tabel 8.6 diperoleh ukuran-ukuran kopling yang akan digunakan dalam perencanaan antara lain :

Dipilih ukuran diameter poros sebesar  $D = 25$  mm

dengan :

$$\text{Diameter luar kopling (A)} = 112 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter pusat baut (B)} = 75 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter naf (C)} = 45 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter baut (a)} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Jumlah baut (n)} = 4 \text{ buah}$$

$$\text{Tebal flens (F)} = 18 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang naf (L)} = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Nilai efektif baut } (\epsilon) = 0,5$$

Bahan yang digunakan untuk flens kopling adalah baja karbon cor SC46 dengan kekuatan tarik  $46 \text{ kg/mm}^2$  dan bahan yang dipakai untuk baut dan mur adalah baja karbon untuk konstruksi mesin S40C dengan kekuatan tarik  $60 \text{ kg/mm}^2$ .

**Tabel 7.3 Bahan kopling flens**  
sumber : Sularso & Kiyokatsu Suga, Elemen Mesin, hal 33).

Elemen	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik ( $\text{kg/mm}^2$ )	Keterangan
Besi cor kelabu	(JIS G 5501)	FC20	Pelunakan temperatur rendah	20	
		FC25		25	
		FC30		30	
		FC35		35	
Flens	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37	Pelunakan	37	Penormalan. Kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper.
		SC42		42	
		SC46		46	
		SC49		49	
Flens	Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50	Pelunakan	50-60	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.
		SF55		55-65	
		SF60		60-70	
Flens	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C		40	
		S35C		50	
		S40C		60	
		S45C		70	
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B		40	
		SS50B		50	
Baut dan mur	Baja batang dingin (JIS G 3123)	S20C D		50	
		S35C D		60	

Dari perencanaan telah diketahui besarnya daya rencana yang akan ditransmisikan motor sebesar  $15 \text{ kW}$  dengan putaran  $2900 \text{ rpm}$  dan besarnya momen puntirnya adalah  $T = 5156,356 \text{ kg.mm}$ .

Jumlah baut efektif :

$$\begin{aligned}
 n_e &= \varepsilon \times n \\
 &= 0,5 \times 4 \\
 &= 2 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

Tegangan geser baut dapat diperoleh dengan persamaan :

$$\tau_b = \frac{8 \times T}{\pi \times a^2 \times n_e \times B}$$

(Sularso, 1997, hal 34)

dengan :

$$\tau_b = \text{tegangan geser baut (kg/mm}^2\text{)}$$

$$T = \text{momen puntir} = 5156,356 \text{ kg.mm}$$

$$a = \text{diameter baut} = 10 \text{ mm}$$

$$n_e = \text{jumlah baut efektif} = 2 \text{ buah}$$

$$B = \text{diameter pusat baut} = 75 \text{ mm}$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{8 \times 5156,356}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 75} \\ &= 0,8 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser baut yang diijinkan dapat diperoleh dengan persamaan :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_B}{S_{fb} \times K_b}$$

(Sularso, 1997, hal 34)

dengan :

$$\sigma_B = \text{kekuatan tarik baut} = 60 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{fb} = \text{faktor keamanan} = 6$$

$$K_b = \text{faktor keamanan karena adanya tumbukan} = 3$$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{60}{6 \times 3} \\ &= 3,33 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dalam perhitungan besarnya tegangan geser baut ( $\tau_b$ ) masih lebih kecil dari tegangan geser baut ijin ( $\tau_{ba}$ ) maka tegangan geser baut masih memenuhi syarat keamanan untuk digunakan.

Tegangan geser flens yang diijinkan dapat diperoleh dengan persamaan :

$$\tau_{fa} = \frac{\sigma_B}{S_{ff} \times K_f}$$

(Sularso, 1997, hal 34)

dengan :

$$\sigma_B = \text{kekuatan tarik flens} = 46 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{ff} = \text{faktor keamanan} = 6$$

$$K_f = \text{faktor keamanan karena adanya bagian keropok} = 3$$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_{fa} &= \frac{46}{6 \times 3} \\ &= 2,56 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser flens dapat diperoleh dengan persamaan :

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \times K_f$$

(Sularso, 1997, hal 34)

dengan :

$$\tau_f = \text{tegangan geser flens (kg/mm}^2\text{)}$$

$$T = \text{momen puntir} = 5156,356 \text{ kg.mm}$$

$$C = \text{diameter naf} = 45 \text{ mm}$$

$$F = \text{tebal flens} = 18 \text{ mm}$$

$$K_f = \text{faktor keamanan karena adanya bagian keropok} = 3$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_f &= \frac{2 \times 5156,356}{\pi \times 45^2 \times 18} \times 3 \\ &= 0,27 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dalam perhitungan besarnya tegangan geser flens ( $\tau_f$ ) masih lebih kecil dari tegangan geser flens ijin ( $\tau_{fa}$ ) maka tegangan geser flens masih memenuhi syarat keamanan untuk digunakan dan flens dapat bekerja dengan baik.

## BAB VIII

### KARAKTERISTIK POMPA

Karakteristik pompa dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik pompa. Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa dibutuhkan data yang dalam prakteknya harus dilakukan dengan pengujian pompa, namun dalam perancangan ini penggambaran karakteristik pompa data diambil dengan asumsi serta dari perhitungan sebelumnya.

#### 8.1 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head

##### 8.1.1 Head Euler's ( $H_{t\infty}$ )

Head Euler's menggambarkan suatu pompa yang ideal tanpa adanya kerugian, dapat dihitung dengan persamaan 8.1 (Sumber : Khetagurov, 1965, hal 265)

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \times Q \times \text{Cotg} \beta_2}{\pi \times D_2 \times b_2 \times g}$$

Dengan :

$U_2$  = Kecepatan keliling fluida keluar impeler (24,15 m/dt)

$D_2$  = Diameter luar impeler (0,160 m)

$b_2$  = lebar impeler pada sisi keluar (0,004 m)

$Q$  = Kapasitas pompa

$\beta_2$  = Sudut sisi keluar impeler ( $20^0$ )

sehingga Head Euler's :

$$H_{\infty} = \frac{24,15^2}{g} - \frac{24,15 \times Q \times \text{Cotg}20^\circ}{\pi \times 0,160 \times 0,004 \times g}$$

$$= 59,45 - 3482,6 Q$$

Sehingga pada saat pompa bekerja pada kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{det}$

$$H_{\infty} = 59,45 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja pada kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{det}$

$$H_{\infty} = 59,45 - (3482,6 \times 0,00225)$$

$$= 51,62 \text{ m.}$$

### 8.1.2 Head Teoritis ( $H_t$ )

Head teoritis adalah head ideal yang dipengaruhi oleh aliran sirkulasi antara sudu-sudu.

Besarnya head teoritis ( $H_t$ ) dari persamaan 8.2 (Sumber : Khetagurov, 1965, hal 265)

$$H_t = H_{\infty} \times K_{2cu}$$

Dengan :

$K_{2cu}$  = koefisien aliran sirkulasi ( 0,6-0,8 ) diambil 0,7.

Sehingga persamaan untuk head teoritis untuk sembarang kapasitas ( $Q$ ):

$$H_t = (59,45 - 3482,6 Q) \times 0,8$$

$$= 47,56 - 2786Q \text{ m}$$

Apabila pompa bekerja pada kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{det}$ , head teoritisnya :

$$H_t = 47,56 \text{ m}$$

Sedangkan bila pompa bekerja pada kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{det}$ , head teoritisnya

$$\begin{aligned} H_t &= 47,56 - (2786 \times 0,00225) \\ &= 41,28 \text{ m} \end{aligned}$$

### 8.1.3 Head Aktual ( $H_{akt}$ )

Head aktual dihasilkan oleh pompa. Head ini dapat ditentukan dengan mengurangi head teoritis dengan kerugian hidralis. Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut (*shock losses*), kerugian turbulensi, kerugian gesekan.

Head aktual dapat dinyatakan dengan persamaan 8.3 (Austin H. Church, 1993,hal 33)

$$H_{akt} = H_t - h_h$$

dengan :

$$H_t = \text{head teoritis (m)}$$

$$h_h = \text{kerugian hidrolis (m)}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$\text{Head aktual } (H_{akt}) = 30 \text{ m}$$

$$\text{Head teoritis } (H_t) = 41,28 \text{ m}$$

Maka kerugian hidrolis dapat ditentukan sebagai berikut

$$\begin{aligned} h_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 41,28 - 30 \\ &= 11,28 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan diperoleh dengan persamaan 8.4 (Austin H. Church, 1993, hal 33)

$$h_h = H_s + H_{FD}$$

dengan :

$h_s$  = kerugian kejut dan turbulensi (m)

$h_{FD}$  = kerugian gesekan (m)

Pompa bekerja pada keadaan terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik-titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu 0,1-0,5 kerugian hidrolis.

$$\begin{aligned} h_s = h_{FD} &= 0,5 \times h_h \\ &= 0,5 \times h_h \\ &= 0,5 \times 11,28 \\ &= 5,64 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan persamaan :

$$h_{FD} = K \times Q^2$$

(A. J. Stepanoff, 1965,hal 164)

dengan :

$K$  = koefisien gesekan

$Q$  = kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka harga  $K$  adalah :

$$K = \frac{h_{FD}}{Q^2}$$

$$K = \frac{5,64}{0,00225^2} = 1114074$$

Untuk harga kapasitas  $Q$  sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan.

$$h_{FD} = 1114074 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times K_{2cu} \times \frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2$$

(A. J. Stepanoff, 1965,hal 164)

dengan :

$K_{sh}$  = koefisien kerugian kejut/turbulensi

$K_{2cu}$  = koefisien sirkulasi aliran

$U_1$  = kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (m/detik)

$U_2$  = kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/detik)

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

$D_3$  = diameter dasar rumah volut (m)

$Q_n$  = kapasitas normal pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

$Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

Telah diketahui sebelumnya

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan fluida sisi masuk impeler } (U_1) &= 9,1 \text{ m/detik} \\ \text{Kecepatan fluida sisi keluar impeler } (U_2) &= 24,15 \text{ m/detik} \\ \text{Diameter sisi keluar impeler } (D_2) &= 0,160 \text{ m} \\ \text{Diameter dasar rumah volut/diameter lidah } (D_3) &= 0,168 \\ \text{Koefisien sirkulasi aliran } (K_{2cu}) &= 0,8 \end{aligned}$$

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6-0,8

$$\text{Diambil koefisien kerugian kejut } (K_{sh}) = 0,8$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$ , dapat ditentukan kapasitas normal sebagai berikut.

$$\begin{aligned} 5,64 &= \frac{0,8}{2 \times 9,81} \left[ 9,1^2 + \left( 24,15 \times 0,8 \times \frac{0,160}{0,168} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,00225}{Q_n} \right]^2 \\ 5,64 &= 16,78 \times \left[ 1 - \frac{0,00225}{Q_n} \right]^2 \\ 0,336 &= \left[ 1 - \frac{0,00225}{Q_n} \right]^2 \\ 0,579 &= 1 - \frac{0,00225}{Q_n} \\ Q_n &= 0,00534 \text{ m}^3/\text{detik} \end{aligned}$$

Sehingga untuk harga kapasitas  $Q$  sembarang, maka besarnya kerugian kejut dan turbulensi adalah :

$$\begin{aligned} h_s &= 16,78 \times \left[ 1 - \frac{Q}{0,00534} \right]^2 \\ h_s &= 16,78 - 6284,61Q + 588449,43Q^2 \end{aligned}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$h_s = 16,78 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$h_s = 5,61 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan (8.4).

$$h_h = (16,78 - 6284,61Q + 588449,43Q^2) + 1114074Q^2$$

$$h_h = 16,78 - 6284,61Q + 1702523,43Q^2$$

Dari persamaan (8.3) dapat ditentukan hubungan head aktual dengan kapasitas pompa, yaitu :

$$H_{akt} = (47,56 - 2786Q) - (16,78 - 6284,61Q + 1702523,43Q^2)$$

$$H_{akt} = 30,78 + 3498,61Q - 1702523,43Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$H_{akt} = 30,78 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$H_{akt} = 30,03 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu :

$$H_{l\infty} = 59,45 - 3482,6Q$$

$$H_t = 47,56 - 2786Q$$

$$h_{FD} = 1114074Q^2$$

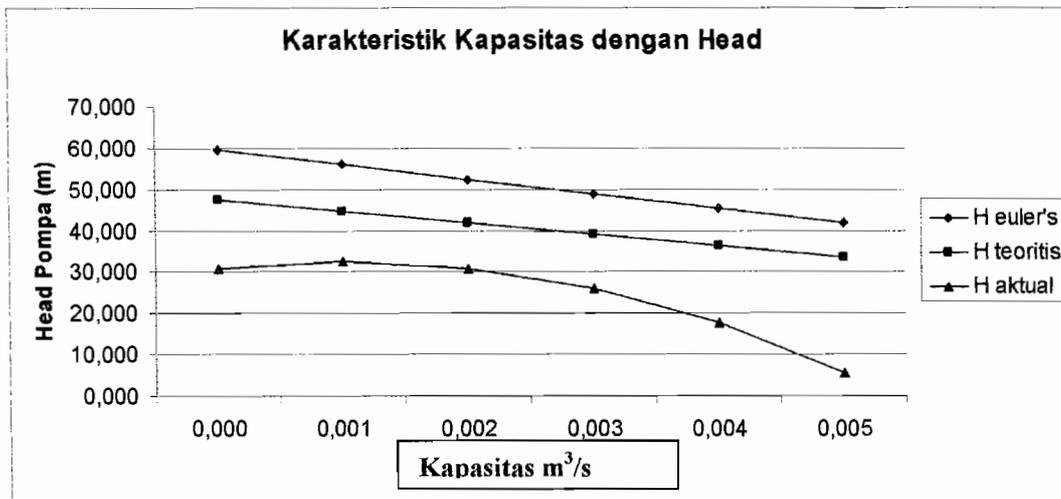
$$h_s = 16,78 - 6284,61Q + 588449,43Q^2$$

$$h_h = 16,78 - 6284,61Q + 1702523Q^2$$

$$H_{akt} = 30,78 + 3498,61Q - 1702523Q^2$$

Tabel 8.1. Hubungan antara kapasitas dengan head

$Q$ (m <sup>3</sup> /detik)	$H_{tT}$ (meter)	$H_t$ (meter)	$h_{FD}$ (meter)	$h_s$ (meter)	$h_h$ (meter)	$h_{akt}$ (meter)
0,000	59,450	47,560	0,000	16,780	16,780	30,780
0,001	55,967	44,774	1,114	11,084	12,198	32,576
0,002	52,485	41,988	4,456	6,565	11,021	30,967
0,003	49,002	39,202	10,027	3,222	13,249	25,953
0,004	45,520	36,416	17,825	1,057	18,882	17,534
0,005	42,037	33,630	27,852	0,068	27,920	5,710



Gambar 8.1.karakteristik pompa hubungan antara head dan kapasitas

## 8.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya, Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakra, kerugian hidrolis, dan kerugian mekanis.

Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dengan persamaan 8.7 (Austin H. Church, 1993, hal 35)

$$b, hp = f, hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M$$

dengan :

$b, hp$  = daya kuda rem

$f, hp$  = daya kuda fluida

$hp_L$  = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp_{DF}$  = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

$hp_{HY}$  = daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

$hp_M$  = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$f, hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75}$$

(Lazarkiewicz, 1965, hal 70)

dengan :

$H$  = head pompa (m)

$Q$  = kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/detik)

$\gamma$  = berat jenis fluida (kg/m<sup>3</sup>)

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah

$$f, hp = \frac{Q \times 30 \times 1000}{75}$$

$$f, hp = 400Q$$

Daya kuda untuk mengatasi kebocoran diperoleh dengan persamaan

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_i \times \gamma}{75}$$

(Lazarkiewicz, 1965, hal 70)

Daya kuda untuk mengatasi kebocoran diperoleh dengan persamaan

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_t \times \gamma}{75}$$

(Lazarkiewicz, 1965, hal 70)

dengan :

$Q_L$  = kapasitas kebocoran pompa (m<sup>3</sup>/detik)

$H_t$  = head teoritis (m)

Telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya bahwa kapasitas kebocoran pompa yaitu 10% kapasitas pompa.

Sehingga daya kuda untuk mengatasi kebocoran adalah

$$hp_L = \frac{0,10Q \times H_t \times 1000}{75}$$

$$hp_L = 1,333.Q.H_t$$

Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakram untuk kapasitas pompa sembarang adalah :

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{D_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

(Austin H. Crurch, 1993, hal 126)

Telah diketahui bahwa

Diameter sisi luar impeler ( $D_2$ ) = 6,28 inc

Putaran poros pompa ( $n$ ) = 2900 rpm

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan carka adalah

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{6,28}{12}\right)^{4,83} \times 2900^{2,833}}{8,75 \times 10^8}$$

$$= 0,032 Hp$$

Daya yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis, untuk sembarang harga kapasitas dinyatakan dengan persamaan

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75}$$

(A. J. Stepanoft, 1995, hal 198)

Telah ditentukan sebelumnya bahwa kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas adalah

$$h_h = 16,78 - 6284,61Q + 1702523Q^2$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,10Q) \times 1000 \times h_h}{75}$$

$$hp_{HY} = 14,66Q \times h_h$$

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu berkisar antara 2%-4% dari daya kuda rem dan angka-angka yang lebih besar dipakai untuk unit-unit yang lebih kecil. (Austin, 1993, hal 32). Dalam perancangan diambil sebesar 4 % sehingga :

$$hp_M = 4\%.b, hp$$

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan menstubsitusikan harga-harga dan daya kuda fluida ke persamaan (8.7).

$$b, hp = 400Q + 1,333.Q.H_t + 0,032 + 14,66.Q.h_h + 4\%.b, hp$$

$$96\% b, hp = (400.Q + 1,333.Q.H_t + 0,032 + 14,66.Q.h_h)$$

$$b, hp = 1,042 \times (400.Q + 1,333.Q.H_t + 0,032 + 14,66.Q.h_h)$$



Efisiensi pompa diperoleh dengan persamaan :

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\%$$

(Austin H. Curch, 1993, hal 36)

Apabila pompa bekerja pada kapasitas  $Q = 0,00225 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka daya

kuda fluida ( $f, hp$ ) dan daya kuda rem ( $b, hp$ ) :

$$F, hp = 400 \times 0,00225$$

$$= 26753,859 \text{ Hp}$$

$$b, hp = 1,042 \times (26753,859 + 0,123 + 0,032 + 0,372)$$

$$= 27878,07 \text{ Hp}$$

$$\eta = \frac{26753,859}{27878,07} \times 100\%$$

$$= 95,96\%$$

Dari perhitungan di atas diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya

dan efisiensi sebagai berikut :

$$f, hp = 400Q$$

$$hp_L = 1,333.Q.H_t$$

$$hp_{DF} = 0,032$$

$$hp_{HY} = 14,66.Q.h_h$$

$$b, hp = 1,042(400.Q + 1,333.Q.H_t + 0,032 + 14,66.Q.h_h)$$

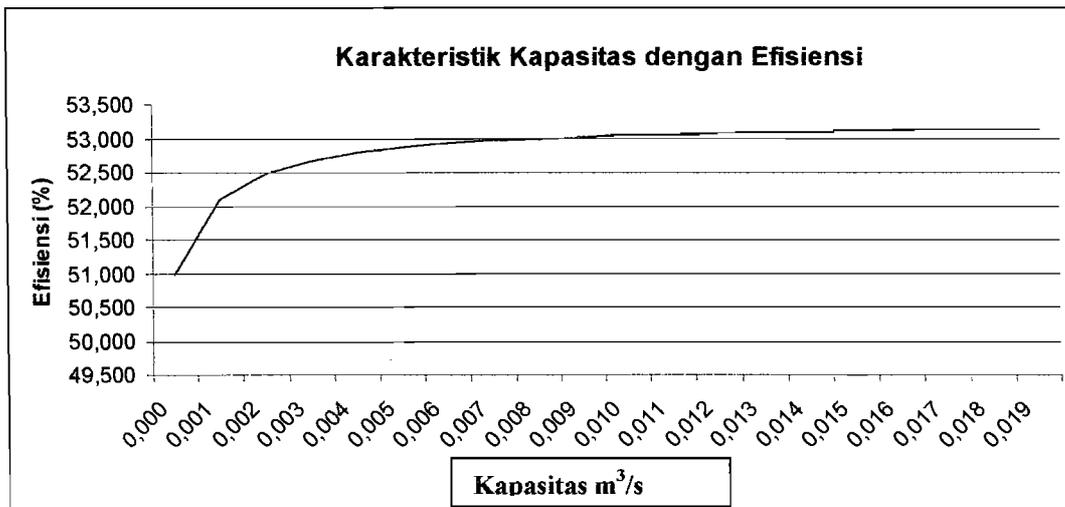
$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\%$$

Data-data di dalam tabel 8.2 untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi (untuk harga kapasitas sembarang).

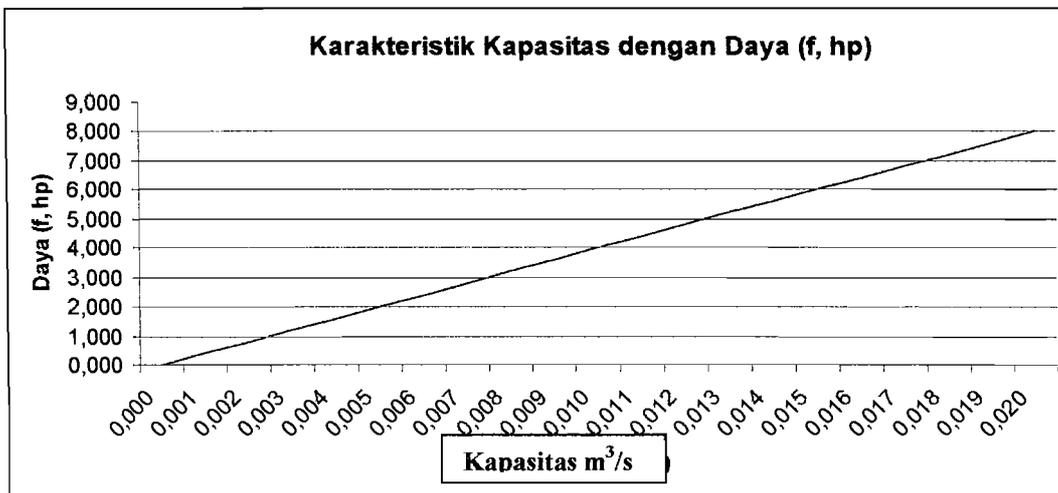
Dari tabel 8.2. terlihat bahwa untuk kapasitas pompa  $Q = 0,00225$  m<sup>3</sup>/detik, efisiensi pompa yang dicapai adalah 0,6 berarti efisiensi tersebut telah sesuai dengan asumsi diawal perancangan.

**Tabel 8.2. Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi**

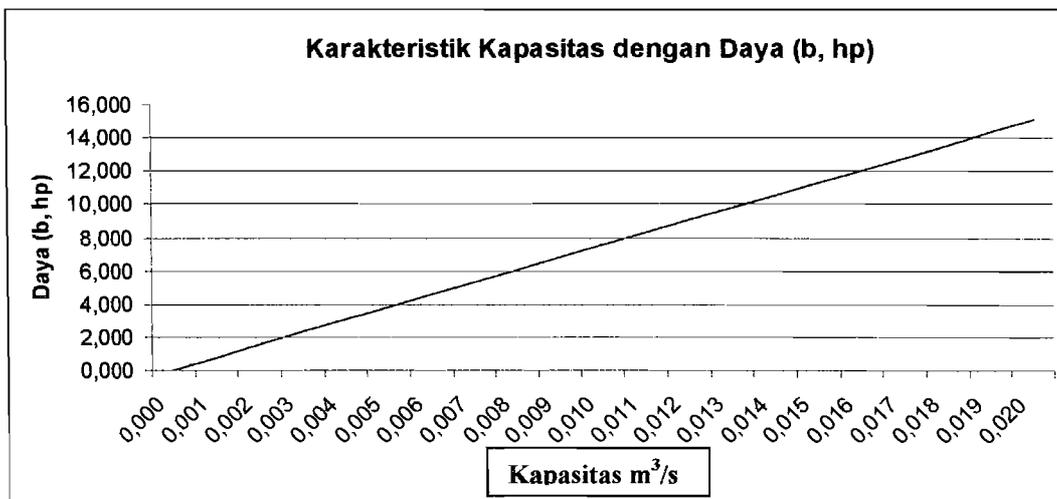
$Q$ (m <sup>3</sup> /detik)	$F, hp$ (hp)	$hp_L$ (hp)	$hp_{HY}$ (hp)	$b, hp$ (hp)	$\eta_{op}$ (%)
0,000	0,000	0,000	0,000	0,033	0,000
0,001	0,400	0,055	0,165	0,680	58,842
0,002	0,800	0,110	0,331	1,326	60,321
0,003	1,200	0,165	0,496	1,973	60,831
0,004	1,600	0,220	0,661	2,619	61,089
0,005	2,000	0,275	0,827	3,266	61,245
0,006	2,400	0,330	0,992	3,912	61,349
0,007	2,800	0,385	1,158	4,558	61,424
0,008	3,200	0,440	1,323	5,205	61,480
0,009	3,600	0,495	1,488	5,851	61,524
0,010	4,000	0,550	1,654	6,498	61,559
0,011	4,400	0,605	1,819	7,144	61,588
0,012	4,800	0,660	1,984	7,791	61,612
0,013	5,200	0,715	2,150	8,437	61,632
0,014	5,600	0,770	2,315	9,084	61,650
0,015	6,000	0,825	2,480	9,730	61,665
0,016	6,400	0,880	2,646	10,377	61,678
0,017	6,800	0,935	2,811	11,023	61,689
0,018	7,200	0,990	2,977	11,669	61,700
0,019	7,600	1,045	3,142	12,316	61,709
0,020	8,000	1,101	3,307	12,962	61,717



Gambar 8.2 karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan efisiensi



Gambar 8.3 karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya (f, hp)



Gambar 8.4 karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya (b, hp)

## **BAB IX**

### **KESIMPULAN DAN PENUTUP**

#### **9.1 Kesimpulan**

Ada beberapa hal penting yang harus diperhatikan dalam pemilihan pompa, agar pompa yang kita gunakan dapat bekerja dengan baik, hal tersebut adalah :

- ❖ Jenis fluida yang akan dialirkan.
- ❖ Besarnya kapasitas dan tinggi tekan yang dibutuhkan.
- ❖ Instalasi perpipaan, maksudnya adalah posisi letak pompa, perpipaan dan katup.

Dengan menggunakan pompa sesuai penggunaannya tentunya akan memberikan koefisien dalam segala hal, baik itu dalam hal segi ekonomi maupun kelancaran dalam pemompaan.

Berdasarkan hasil perhitungan perancangan elemen-elemen pompa dari awal sampai akhir perancangan maka didapat didapat sebuah pompa dengan data sebagai berikut :

#### **1. Spesifikasi pompa**

- Pompa sentrifugal satu tingkat
- Jenis pompa : radial
- Kapasitas : 135 liter/menit
- Head total : 30 m
- Daya motor : 1,5 kW

- Putaran motor : 2900 rpm
- Efisiensi : 50 %

## 2. Impeler

- Tipe : tertutup
- Bahan : SCS<sub>2</sub> (baja karbon cor)
- Diameter sisi masuk impeler : 60 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 160 mm
- Jumlah sudu : 5 buah
- Jenis impeler : impeler radial
- Tipe sudu : backward curve vanes

## 3. Rumah pompa

- bentuk rumah pompa : Volut/rumah keong
- Bahan : baja karbon cor
- Diameter lidah : 168 mm

## 4. Poros

- Bentuk poros : bertingkat
- Panjang poros : 192 mm
- Bahan : SNCM 25
- Diameter poros :  $d_1 = 22 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 25 \text{ mm}$ ,  $d_3 = 30 \text{ mm}$ ,  
 $d_4 = 25 \text{ mm}$

## 5. Bantalan

### ➤ Bantalan A

- Jenis : bantalan bola terbuka

- Nomor bantalan : 6005
- Jumlah : 1 buah
- Diameter dalam bantalan : 25 mm
- Diameter luar bantalan : 47 mm
- Lebar bantalan : 12 mm
- Umur bantalan : 124705074,7 jam

➤ Bantalan B

- Jenis : bantalan bola terbuka
- Nomor bantalan : 6005
- Jumlah : 1 buah
- Diameter dalam bantalan : 25 mm
- Diameter luar bantalan : 47 mm
- Lebar bantalan : 12 mm
- Umur bantalan : 47282795,7 jam

6. Kopling

- Jenis : kopling flens kaku
- Bahan flens : SC 46 (baja karbon cor)
- Diameter luar kopling : 112 mm
- Jumlah baut : 4 buah
- Bahan baut : S 40 C (baja karbon)

7. Pasak impeler

- Ukuran penampang pasak: 7 x 7 mm
- Panjang pasak : 23 mm

- Bahan : SNCM 25

## 9.2 Penutup

Untuk menjaga kondisi pompa agar dapat beroperasi dengan baik dan maksimal perlu dilakukan perawatan pompa secara berkala agar pompa dapat bertahan lama. Perawatan yang harus dilakukan.

### 1. Perawatan harian atau selama operasi

- Pemeriksaan terhadap kebocoran seal atau gasket
- Pemeriksaan terhadap fisik pompa dan getarannya

### 2. Perawatan bulanan

- Membersihkan rumah pompa dan elemen-elemen pompa lainnya
- Pemeriksaan pelumas pada elemen pompa dan bearing
- Pemeriksaan elemen-elemen pompa

### 3. Perawatan tahunan

- Pemeriksaan dan mengganti bearing yang rusak

Demikianlah hasil dari perancangan pompa sentrifugal satu tingkat yang digunakan untuk mengalirkan air bersih. Dalam perancangan ini sedikit banyaknya masih ada kekurangan dibandingkan dengan perancangan pembuatan pompa yang sesungguhnya, maka dari itu penulis mengharapkan kritik dan saran, sehingga dapat digunakan dalam, penyempurnaan dan perbaikan dimasa yang akan datang.

Akhir kata penulis adalah tidak ada manusia yang sempurna, karena hanya Tuhan Yang Maha Sempurna, semoga dengan hasil penulisan ini dapat mendatangkan banyak manfaat bagi yang membacanya.

## DAFTAR PUSTAKA

- Church. A. C. *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta, 1986.
- Dietzel F. *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta, 1993.
- Hick G. Tyler. *Teknologi Pemakaian Pompa*, Erlangga, Jakarta, 1996.
- Karrasik I. J, *Pump Handbook*, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1976.
- Khetagurov M., *Marine Auxillary Machinery and System*, Peace Publiser, Moscow, 1965
- Lazarkiewicks. S., *Impeler Pumps*, Pergamon Press, Oxford London, 1965.
- Stepanoff . Aj., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley and Sons, New York, 1957.
- Stock. J, Kros. C., *Elemen Mesin*, Erlangga, Jakarta, 1986.
- Sularso, Haruo Tahara. *Pompa dan Kompresor*, Pradnya Paramitha, Jakarta, 1994.
- Sularso, Suga K., *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramitha, Jakarta, 1994.

# LAMPIRAN

**Tabel L.1 Diameter poros  
( Sularso, Elemen Mesin, hal 9 )**

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
4,5	*11,2	28	45	*112	260	440
	12	30		120	280	460
		*31,5	48		300	480
5	*12,5	32	50	125	*315	500
				130	320	530
		35	55		340	
*5,6	14	*35,5	56	140		560
	(15)			150	*355	
6	16	38	60	160	360	600
	(17)			170	380	630
*6,3	18		63	180		
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
8			75			
9			80			
			85			
			90			
			95			

Keterangan :

1. Tanda \* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

**Tabel L.2 Nomor nominal bantalan**  
( Sumber : Sularso, Elemen mesin, hal

Nomor Bantalan			Ukuran Luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (Kg)	Kapasitas nominal statis spesial C <sub>o</sub> (Kg)
Jenis Terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta  
Telp. (0274) 883037, 883968, 886530; Fax. (0274) 886529; Email : [teknik@staff.usd.ac.id](mailto:teknik@staff.usd.ac.id)

**UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI**  
**TANGGAL : 23 Maret 2006**

NAMA Mhs. : Agus Handoyo Catur N.

NIM : 995214076

JUDUL :

*Pompa air bersih dengan kapasitas 135 liter permenit dan head 30 meter*

Pembimbing Utama : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Pembimbing Kedua :

**USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI**

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

*Libat Nasabah.*

*Kata Pengantar diperbaiki*

*Besaran huruf disesuaikan.*

*Perhitungan deflasi <sup>permen</sup> poros diperbaiki?*

*Gambar diperbaiki.*



