

**90 M<sup>3</sup>/HOUR CENTRIFUGAL PUMP  
HEAD 12 M**

**TUGAS AKHIR**

Nomor Soal : 424/ FT.USD/ TM/ Mei/ 2004

Untuk memenuhi sebagian persyaratan  
Mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan oleh

FERI KURNIAWAN

NIM : 995214005

NIRM : 990051123109120005

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2005**

## TUGAS AKHIR

### 90 M<sup>3</sup>/ HOUR CENTRIFUGAL PUMP HEAD 12 M

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

NAMA : FERI KURNIAWAN  
NIM : 995214005

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji  
Pada tanggal 7 April 2005

#### Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA

Anggota Dewan Penguji

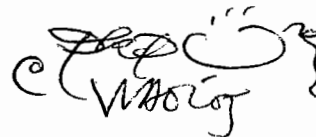


Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

Pembimbing Kedua



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



Ir. PK. Purwadi, M.T.

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan  
Untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, April 2005

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. G. Heliarko, SJ., SS., B.ST., MA., M.Sc.

## **HALAMAN PERSEMBAHAN**

Tugas Akhir ini saya persembahkan kepada :

### **KAKEK**

Thomas Karso Utama

### **ORANG TUA**

Bapak (Sagi) dan Ibu (Maria Murtinah)

Yang telah membesarkan dan mendidik saya dengan penuh kesabaran,

cinta dan kasih sayang

### **ADIK**

Petrus Ary Kurniawan

Antonius Benny Kurniawan

M.G. Suryati Tri Wulansari

Yang selalu mendukung dan memberikan dorongan moral kepada saya

## PERNYATAAN

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

Yohanes Feri Kurniawan

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya ucapkan terima kasih pada Tuhan Yesus Kristus, atas rahmat yang dianugerahkan kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat untuk meraih gelar sarjana pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Tugas akhir yang penulis selesaikan bertujuan untuk menentukan pompa yang sesuai untuk irigasi air sungai sesuai kapasitas yang diharapkan dan memahami karakteristik pompa tersebut. Proses panjang dan kendala yang selalu menghamisi penyelesaian tugas akhir ini yang mengingatkan penulis untuk selalu ingat pada bantuan dan dorongan semua pihak. Oleh karena itu sudah sepantasnya penulis menghaturkan terima kasih kepada yang terhormat :

1. Bapak Ir.G. Heliarko, SJ., SS., B.ST., MA., M.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA, selaku dosen pembimbing I atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing II atas segala saran, pemikiran dan bimbingan yang sangat penulis butuhkan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Seluruh Dosen dan Karyawan Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
5. Sekretariat Fakultas Teknik Uneversitas Sanata Dharma.

6. Suyud, Krisnadi Tri Nugraha, S.T. juga semua teman-teman yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu yang telah memberikan dorongan moral kepada penulis.

Semua usaha yang penulis lakukan sudah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa penulis dalam perancangan ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahan yang terdapat didalam penulisan ini, saran serta kritik membangun dari pembaca sangat penulis harapkan demi perbaikan dikemudian hari.

Akhir kata, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberi manfaat bagi semua pihak khususnya bagi yang berminat dibidang pompa.

Yogyakarta, April 2005

Penulis

Yohanes Feri Kurniawan

NIM: 995214005

## INTISARI

Pompa yang dirancang adalah pompa sentrifugal satu tingkat dengan head pemompaan (H) 12 m, kapasitas (Q) 90 m<sup>3</sup>/jam, daya (P) 4 kW dan putaran motor (n) 1750 rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah jenis impeler semi terbuka, dikarenakan zat cair yang dialirkan adalah air sungai. Bahan impeler adalah perunggu dan jumlah sudu impeler adalah 10 buah dengan tipe sudu "Back Ward Curve Vanes".

**DAFTAR ISI**

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	iii
HALAMAN PERNYATAAN.....	iv
KATA PENGANTAR.....	v
INTISARI.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xvi
DAFTAR LAMPIRAN.....	xvii
DAFTAR LAMBANG / NOTASI.....	xviii

**BAB I PENDAHULUAN**

1.1 Tinjauan Umum.....	1
1.2 Klasifikasi Pompa.....	2
1.3 Penggunaan Pompa.....	11
1.4 Pembatasan Masalah.....	12

**BAB II PERANCANGAN POMPA**

2.1 Dasar Perancangan.....	13
2.2 Pemilihan Jenis Pompa.....	13



2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa.....	15
2.4 Daya Pemompaan.....	18
<b>BAB III PERANCANGAN IMPELER</b>	
3.1 Tinjauan Umum.....	20
3.1.1 Impeler Radial.....	20
3.1.2 Impeler Jenis Francis.....	21
3.1.3 Impeler Jenis Aliran Campur.....	22
3.1.4 Impeler Jenis Propeler.....	22
3.2 Perhitungan Bentuk Impeler.....	24
3.2.1 Perhitungan Diameter Poros.....	25
3.2.2 Diameter Hub.....	28
3.2.3 Diameter Mata Impeler.....	29
3.2.4 Diameter Sisi Masuk Impeler.....	32
3.2.5 Lebar Impeler Sisi Masuk.....	32
3.2.6 Diameter Sisi Keluar Impeler.....	33
3.2.7 Lebar Sisi Keluar Impeler.....	34
3.3 Penentuan Jumlah Sudu.....	35
3.4 Segitiga Kecepatan .....	37
3.4.1 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler.....	38
3.4.2 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler.....	39
<b>BAB IV PERANCANGAN SUDU</b>	
4.1 Bentuk Sudu.....	42
4.1.1 Backward Curve Vanes.....	42

4.1.2 Radial Vanes.....	42
4.1.3 Forward Curve Vanes.....	43
4.2 Penentuan Sudu.....	43
4.3 Pelukisan Sudu.....	43
4.4 Tebal Sudu.....	45
4.5 Lebar Lualan.....	50
4.6 Bahan Impeler.....	51
<b>BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA</b>	
5.1 Pendahuluan.....	53
5.2 Perancangan Rumah Pompa.....	55
5.3 Nosel Buang.....	58
5.4 Penentuan Bahan Rumah Pompa.....	59
<b>BAB VI PERANCANGAN POROS</b>	
6.1 Tinjauan Beban Poros.....	60
6.2 Penentuan Diameter Poros.....	64
6.3 Konsentrasi Tegangan Poros.....	65
6.4 Defleksi Puntiran.....	68
6.5 Defleksi Lenturan Poros.....	69
6.6 Putaran Kritis.....	70
<b>BAB VII PERANCANGAN PASAK DAN BANTALAN</b>	
7.1. Perancangan Pasak.....	71
7.1.1. Dasar Perancangan Pasak.....	72
7.1.2. Gaya Tangensial.....	72

7.1.3. Gaya Geser.....	72
7.1.4. Tekanan Permukaan.....	75
7.2. Gaya aksial.....	76
7.3. Perancangan Bantalan.....	82
<b>BAB VIII ELEMEN PENDUKUNG</b>	
8.1. Kotak Paking.....	87
8.2. Cincin Penahan Keausan.....	89
8.3. Pemancingan .....	90
8.4. Baut dan Mur.....	90
8.5 Kopleing.....	92
<b>BAB IX KARAKTERISTIK POMPA</b>	
9.1 Pendahuluan.....	97
9.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head.....	97
9.1.1 Head Euler's.....	97
9.1.2 Head Teoritis.....	99
9.1.3 Head Aktual.....	99
9.3 Karaktersitik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Daya dan Efisiensi	
.....	106
9.3.1 Daya Kuda Fluida.....	106
9.3.2 Daya Kuda Fluida Untuk Mengatasi Kebocoran.....	107
9.3.3 Daya Kuda Fluida Untuk Mengatasi Gesekan Cakra...	108
9.3.4 Daya Kuda Fluida Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis	109
9.3.5 Daya Kuda Fluida Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis	109

9.3.7 Efisiensi Pompa.....	110
BAB X KESIMPULAN DAN PENUTUP	
10.1 Kesimpulan.....	113
10.2 Penutup.....	116
DAFTAR PUSTAKA.....	117
LAMPIRAN	

**DAFTAR GAMBAR**

Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa Displacement.....	3
Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Dinamis.....	4
Gambar 1.3 Pompa Volut.....	5
Gambar 1.4 Pompa Aliran Campur Jenis Volut.....	5
Gambar 1.5 Pompa Difuser.....	6
Gambar 1.6 Pompa Bertingkat Banyak.....	7
Gambar 1.7 Pompa Poros Vertikal.....	7
Gambar 1.8 Pompa Poros Horizontal.....	8
Gambar 1.9 Pompa Sentrifugal.....	8
Gambar 1.10 Pompa Aliran Campur.....	9
Gambar 1.11 Pompa Aliran Aksial Mendatar.....	9
Gambar 1.12 Pompa Jenis Belahan Mendatar.....	10
Gambar 1.13 Pompa Hisapan Ganda.....	11
Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa.....	14
Gambar 2.2 Efisiensi Pompa .....	17
Gambar 3.1 Impeler Radial.....	21
Gambar 3.2 Impeler Francis.....	21
Gambar 3.3 Impeler Aliran Campur.....	22
Gambar 3.4 Impeler Propeler.....	22
Gambar 3.5 Jenis Impeler .....	23

Gambar 3.6 Dimensi Impeler.....	24
Gambar 3.7 Diameter Poros Impeler.....	27
Gambar 3.8 Titik Koefisien Tinggi Tekan Untuk Berbagai Kapasitas.....	33
Gambar 3.9 Segitiga Kecepatan pada Impeler.....	38
Gambar 3.10 Segitiga Kecepatan pada Sisi Masuk Impeler.....	39
Gambar 3.11 Segitiga Kecepatan pada Sisi Keluar Impeler.....	41
Gambar 4.1 Bentuk Sudu.....	43
Gambar 4.2 Pelukisan Sudu Dengan Busur Tangen.....	44
Gambar 4.3 Pelukisan Sudu.....	46
Gambar 4.4 Bentuk Desain Lengkung Sudu.....	48
Gambar 4.5 Bentuk desain Segitiga Kecepatan Dalam Sudu.....	49
Gambar 4.6 Penampang Impeler.....	51
Gambar 5.1 Rumah Keong.....	54
Gambar 5.2 Desain Rumah Keong.....	54
Gambar 5.3 Dimensi Rumah Keong.....	55
Gambar 6.1 Harga Koefisien Eksperimental Kr.....	62
Gambar 6.2 Skema Gaya pada Poros.....	63
Gambar 6.3 Diagram Gaya Geser.....	64
Gambar 6.4 Diagram Momen Lengkung.....	64
Gambar 6.5 Faktor Konsentrasi Tegangan Poros Bulat Dengan Pengecilan Diameter Poros yang diberi Fillet.....	66
Gambar 6.6 Faktor Konsentrasi Tegangan Poros Bulat Dengan Alur Pasak yang diberi Fillet.....	67

Gambar 7.1 Macam – Macam Pasak.....	71
Gambar 7.2 Gaya Geser Pada Permukaan Pasak.....	73
Gambar 7.3 Bagian Leher Impeler.....	78
Gambar 7.4 Gaya Geser Aksial pada Impeler.....	79
Gambar 7.5 Macam – Macam Bantalan Gelinding.....	83
Gambar 8.1 Kotak Paking.....	87
Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan.....	89
Gambar 8.3 Kopling Flens.....	92
Gambar 9.1 Grafik Hubungan Antara Kapasitas dengan Head.....	105
Gambar 9.2 Grafik Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi.....	112

**DAFTAR TABEL**

Tabel 3.1 Diameter Poros.....	28
Tabel 4.1 Jari – Jari Kelengkungan Sudu.....	45
Tabel 4.2 Tebal Kelengkungan Sudu.....	48
Tabel 4.3 Lebar Lalan.....	50
Tabel 4.4 Bahan Pompa Yang Umum Dipakai.....	52
Tabel 5.1 Hasil Perhitungan Rumah Keong.....	57
Tabel 7.1 Faktor V, X, Y, dan Xo, Yo.....	85
Tabel 8.1 Dimensi Kopling.....	93
Tabel 9.1 Hubungan Antara Kapasitas dengan Head.....	104
Tabel 9.2 Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi.....	111



## DAFTAR LAMPIRAN

1. Tabel ukuran bantalan gelinding
2. Tabel Tekanan permukaan yang diijinkan
3. Tabel ukuran standar ulir kasar metris
4. Tabel umur bantalan
5. Tabel baja karbon untuk konstruksi mesin
6. Tabel baja untuk flens dan baut kopling flens
7. Tabel batang baja karbon difinis dingin
8. Tabel perunggu fosfor cor
9. Tabel baja karbon untuk konstruksi mesin
10. Tabel sifat mekanis standar baja
11. Lembar soal
12. Lembar konsultasi
13. Lembar revisi
14. Gambar pompa

## DAFTAR SIMBOL / NOTASI

$\alpha_2$	= sudut keluar absolut ( $^{\circ}$ )
$\alpha_2'$	= sudut keluar absolut yang sebenarnya ( $^{\circ}$ )
$\beta_a$	= sudut pada lingkaran sisi dalam ( $^{\circ}$ )
$\beta_b$	= sudut pada lingkaran sisi luar ( $^{\circ}$ )
$\beta_m$	= sudut rata-rata ( $^{\circ}$ )
$\beta_1$	= sudut sudu sisi masuk impeler ( $^{\circ}$ )
$\beta_2$	= sudut sudu sisi keluar impeler ( $^{\circ}$ )
$\gamma$	= berat jenis ( $\text{kg/m}^3$ )
$\varepsilon_1$	= faktor kontraksi
$\eta$	= efisiensi
$\sigma_n$	= tegangan geser bahan ( $\text{kg/mm}^2$ )
$\sigma_a$	= tegangan geser bahan ( $\text{kg/mm}^2$ )
$\Phi$	= koefisien tinggi tekan pompa
$\mu$	= faktor slip
$\chi$	= konstanta pada perhitungan rumah pompa
$\theta$	= defleksi puntiran ( $^{\circ}$ )
$A_s$	= luas pipa sisi hisap ( $\text{m}^2$ )
$A_b$	= luas pipa sisi buang ( $\text{m}^2$ )
$b_1$	= lebar sisi masuk impeler (mm)
$b_2$	= lebar sisi keluar impeler (mm)

- $b_3$  = lebar celah saluran volut (mm)
- b.hp = daya kuda rem (hp)
- C = kapasitas dianmis (kg)
- $C_o$  = kapasitas statis (kg)
- $C_b$  = faktor koreksi untuk beban lentur
- $C_{m3}$  = kecepatan meridian pada sisi keluar impeler (m/s)
- $C_{u2}$  = kecepatan keliling teoritis (m/s)
- $c_2'$  = kecepatan keluar fluida yang sebenarnya (m/s)
- $c_{u2}'$  = kecepatan absolut yang sebenarnya (m/s)
- D = lebar bantalan (mm)
- $D_1$  = diameter sisi masuk impeler (mm)
- $D_2$  = diameter sisi keluar impeler (mm)
- $D_s$  = diameter poros (mm)
- $D_H$  = diameter hub bagian depan (mm)
- $D_h$  = diameter hub bagian belakang (mm)
- $d_b$  = diameter baut (mm)
- $F_a$  = gaya aksial (kg)
- $F_r$  = gaya radial (kg)
- f.hp = daya kuda fluida (hp)
- G = modulus geser bahan ( $\text{kg/mm}^2$ )
- g = grafitasi ( $\text{m/s}^2$ )
- H = head (m)
- h = tinggi pasak (mm)

$H_{\infty}$	= head Euler's (m)
$H_t$	= head teoritis (m)
$H_{akt}$	= head aktual (m)
$h_h$	= kerugian hidrolis (m)
$h_{FD}$	= kerugian gesekan (m)
$hp_L$	= daya kuda untuk mengatasi kebocoran (hp)
$hp_{DF}$	= daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra (hp)
$hp_{HY}$	= daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis (hp)
$J$	= momen inersia ( $mm^4$ )
$K_{sh}$	= koefisien kerugian kejut/turbulensi
$K_t$	= faktor koreksi untuk momen puntir
$K_r$	= koefisien eksperimental
$L$	= panjang poros (mm)
$l$	= jarak pusat antar tumpuan (mm)
$L_h$	= umur nominal bantalan (jam)
$n$	= putaran poros (rpm)
$n_s$	= putaran spesifik (rpm)
$N_{cr}$	= putaran kritis (rpm)
$P$	= daya (hp)
$P_a$	= tekanan permukaan (kg.mm)
$P_d$	= daya motor penggerak (kW)
$Q$	= kapasitas ( $m^3/jam$ )
$Q_{teo}$	= kapasitas pompa teoritis ( $m^3/s$ )

- $r$  = jari-jari filet poros (mm)
- $R_a$  = jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)
- $R_b$  = jari-jari lingkaran impeler sisi luar (mm)
- $r_1$  = jari-jari sisi masuk impeler (mm)
- $r_{vol}$  = jari-jari rumah volut (mm)
- $r_3$  = jari-jari lidah rumah volut (mm)
- $S_f$  = faktor keamanan
- $T$  = momen puntir (kg.mm)
- $t$  = tebal sudu (mm)
- $t_1$  = kedalaman alu pasak pada poros (mm)
- $t_2$  = kedalaman alur pasak pada naf (mm)
- $U_1$  = kecepatan keluar pada sisi masuk impeler (m/s)
- $U_2$  = kecepatan keluar pada sisi keluar impeler (m/s)
- $V$  = faktor kontruksi bantalan
- $V_o$  = kecepatan masuk impeler (m/s)
- $V_s$  = kecepatan sisi hisap
- $V_b$  = kecepatan sisi buang
- $V_{r1}$  = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (m/s)
- $V_{r2}$  = kecepatan sisi keluar impeler arah radial (m/s)
- $W_i$  = berat impeler (kg)
- $W_p$  = berat poros (kg)
- $Y$  = defleksi lenturan (mm)
- $Z$  = jumlah sudu

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Tinjauan Umum**

Sifat zat cair secara alami tidak dapat mengalir dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi atau tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi. Maka untuk dapat memindahkan atau mengalirkan zat cair tersebut digunakanlah pompa.

Pompa merupakan suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan, mengalirkan, menaikkan dan menekan zat cair dari satu tempat ke tempat yang lain, karena adanya perbedaan tekanan antara diluar pompa dengan didalam pompa, sehingga zat cair dapat mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan atau keluar. Perubahan energi di dalam pompa adalah mengubah energi kinetik menjadi energi tekanan. Zat cair yang dipompakan biasanya memiliki sifat dan karakteristik yang berbeda, maka pompa yang dapat dipergunakan untuk memompakan zat cair tersebut juga tidak sama, misalnya pompa air kotor, pompa bubur kertas, pompa minyak, pompa air limbah, pompa air bersih, pompa bahan kimia, dan lain-lain.

## 1.2. Klasifikasi Pompa

Jenis pompa dapat diklasifikasikan menjadi bermacam jenis pompa menurut berbagai dasar pengelompokannya. Namun secara garis besar pompa dapat dikategorikan menjadi dua bagian besar, yaitu :

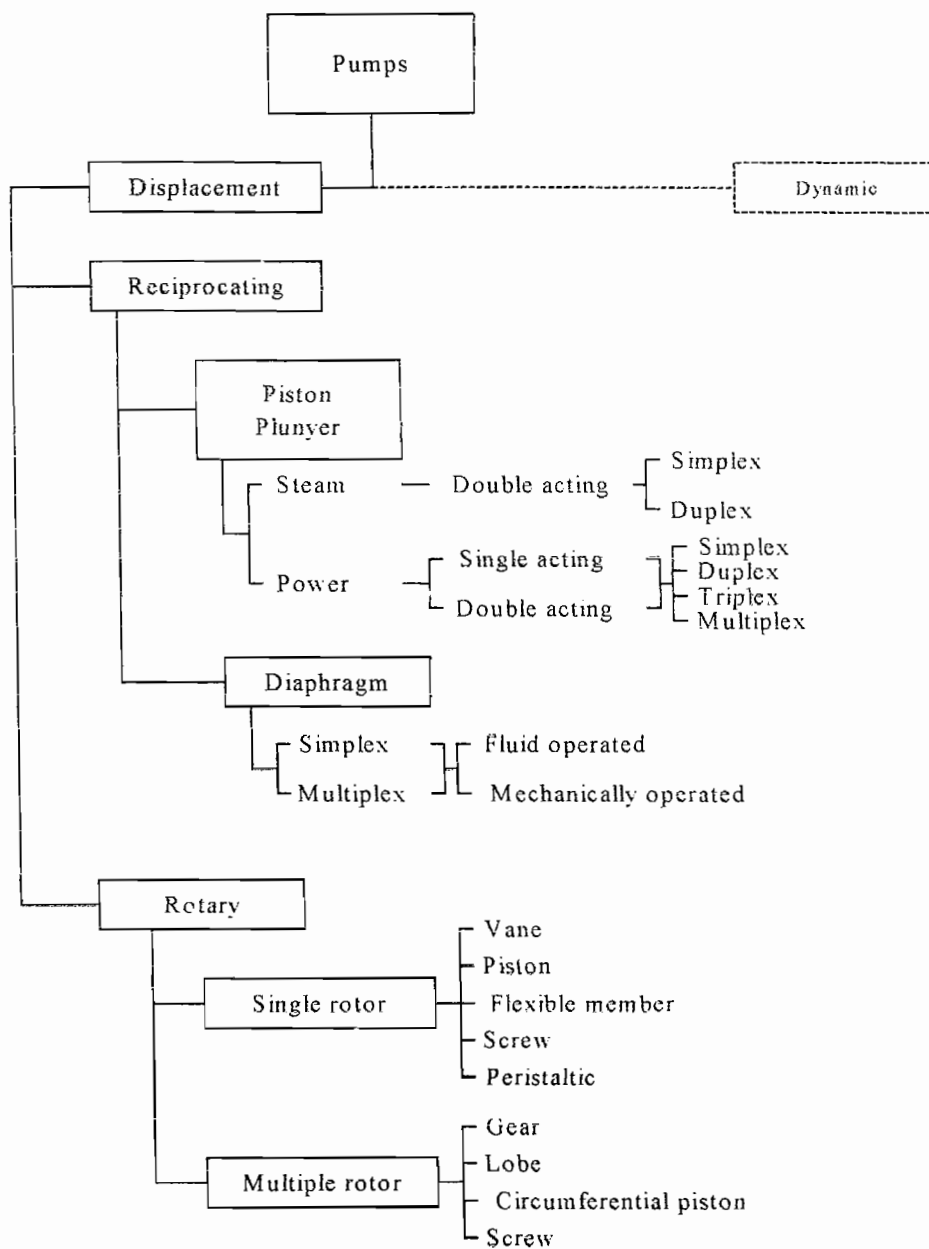
### 1. Pompa Perpindahan (*Displacement pump*)

Gerakan rotor atau piston dalam pompa ini mengakibatkan tekanan hampa (*vacuum pressure*) pada bagian hisap (*suction*) dan tekanan positif (*positive pressure*) pada bagian tekan (*discharge*), sehingga fluida dapat dialirkan. Jenis pompa yang termasuk dalam kelompok ini antara lain pompa torak (*reciprocating pump*) dan pompa rotari (*rotary pump*).

### 2. Pompa Dinamis

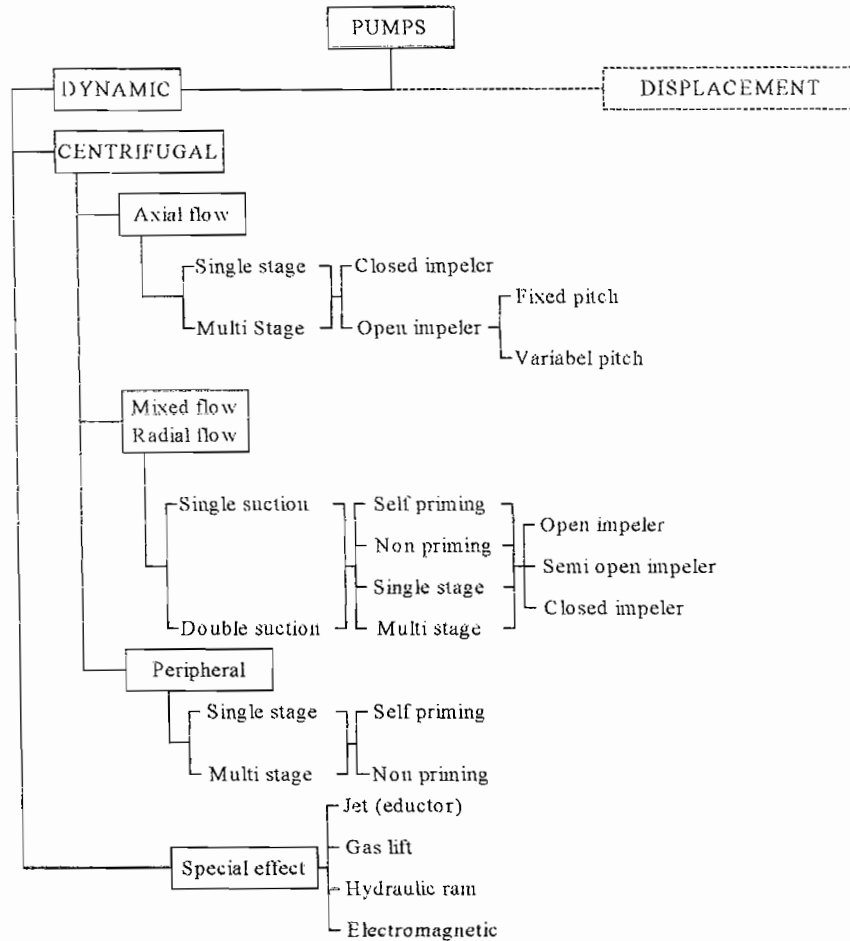
Pompa dinamis ini menimbulkan tekanan yang lebih tinggi, karena tekanan yang dihasilkan oleh pompa dibangkitkan dengan mengubah energi kinetik yang diterima oleh fluida. Jenis pompa yang termasuk kedalam kelompok ini adalah pompa sentrifugal (*centrifugal pump*), pompa aliran aksial (*axial pump*), dan pompa aliran campur (*mixed pump*).

Pompa dapat juga dibedakan menjadi beberapa kelompok yaitu menurut bentuk rumah (*casing*), jumlah tingkat, jenisnya, letak dari poros pompa, belahan rumah, sisi masuk dari impeler.



Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa displacement  
 (Sumber : Karassik, 1976, hal 1.4)



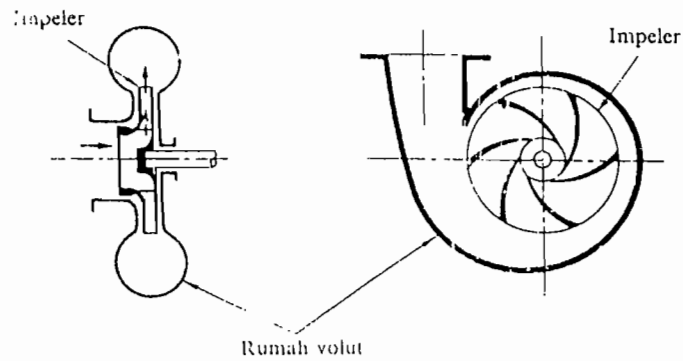


Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Dinamis  
(Sumber : Karassik, 1976, hal 1.3)

### 1.2.1. Klasifikasi menurut bentuk rumah (*casing*)

#### a. Pompa volut

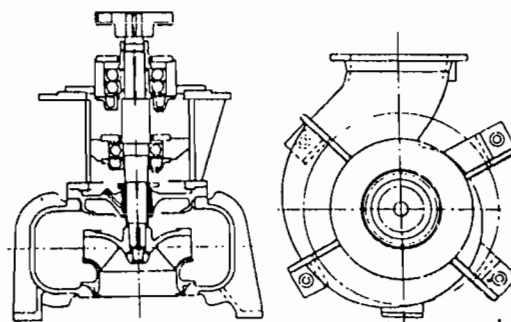
Pompa sentrifugal dengan bentuk rumah impeler atau casing dari pompa jenis ini berupa rumah volut (rumah keong). Aliran zat cair dalam pompa ini masuk dari impeler menuju ke rumah volut.



Gambar 1.3 Pompa Volut  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 7)

b. Pompa aliran campur jenis volut

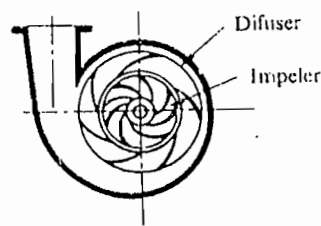
Pompa jenis ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut (rumah keong). Sehingga untuk dapat mengalirkan zat cair, maka pompa ini menggunakan saluran yang lebar agar pompa tersebut tidak mudah tersumbat apabila ada benda asing yang ikut masuk kedalam pompa, sehingga pompa ini cocok untuk pompa air limbah.



Gambar 1.4 Pompa aliran campur jenis Volut  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 8)

### c. Pompa difuser

Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser disekeliling luar impeler. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan untuk memperkokoh rumah pompa itu sendiri. Konstruksi ini dipakai pada pompa yang besar dengan head yang tinggi, juga pada pompa yang bertingkat karena aliran dari satu tingkat ketingkat berikutnya tanpa menggunakan rumah volut.



Gambar 1.5 pompa Difuser  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 77)

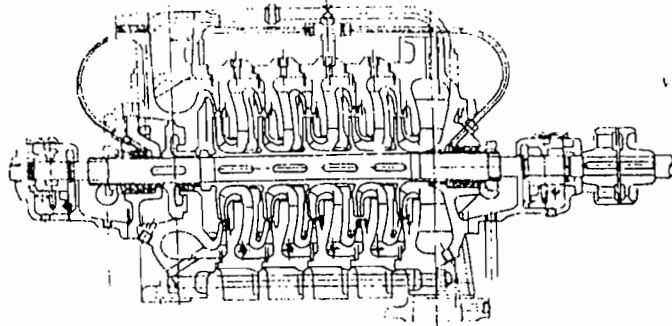
### 1.2.2. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

#### a. Pompa satu tingkat (single stage pump)

Pompa jenis ini mempunyai satu impeler dan head total yang dihasilkan dari satu impeler.

#### b. Pompa bertingkat banyak (multi stage pump)

Pompa ini menggunakan beberapa impeler dalam satu poros yang dipasang berderet. Zat cair yang dialirkan keluar dari impeler satu masuk ke impeler berikutnya hingga impeler terakhir dan keluar melalui saluran buang.

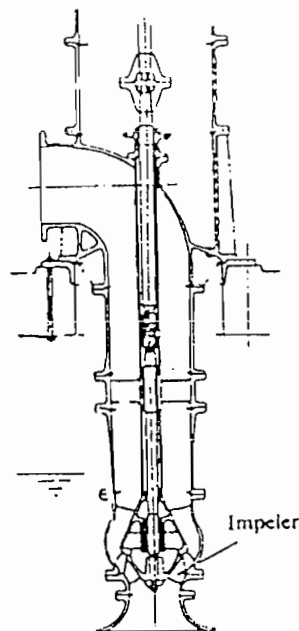


Gambar 1.6 Pompa bertingkat banyak  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 78)

### 1.2.3. Klasifikasi menurut letak poros

- a. Pompa dengan poros tegak (vertikal)

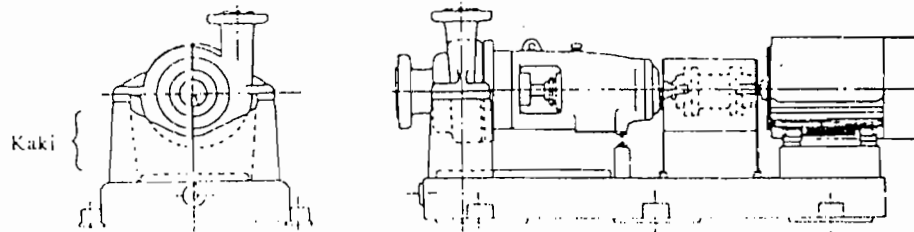
Pompa dari jenis ini memiliki posisi poros tegak (vertikal).



Gambar 1.7 Pompa poros vertikal  
(sumber : Sularso, 2000, hal. 81)

b. Pompa dengan poros mendatar (horizontal)

Pompa dari jenis ini memiliki posisi poros mendatar (horizontal)

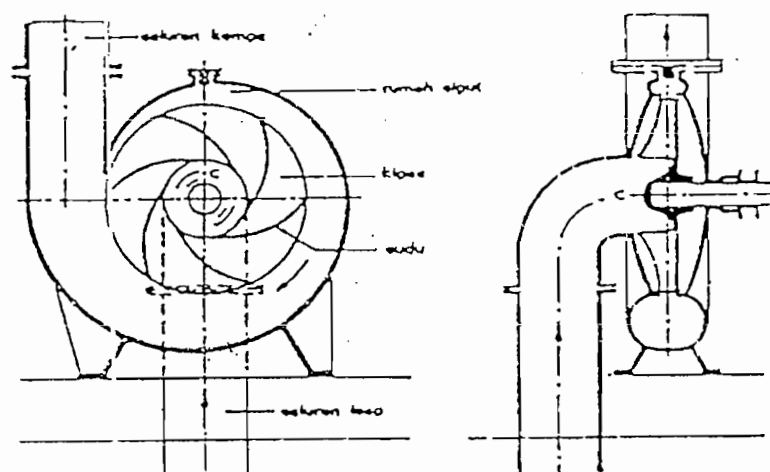


Gambar 1.8 Pompa poros horizontal  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 78)

#### 1.2.4. Klasifikasi menurut jenis pompa

a. Pompa sentrifugal

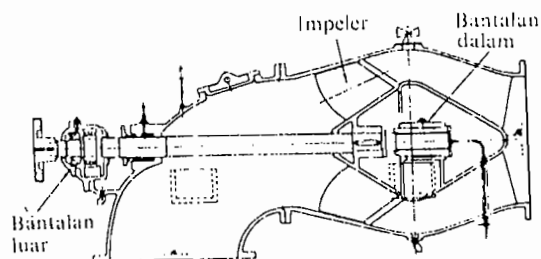
Pompa jenis ini dibuat dengan aliran zat cair yang keluar dari impeler melalui bidang yang tegak lurus dengan poros pompa. Pada pompa ini imp-eler dipasang pada salah satu ujung poros dimana ujung yang lain dipasang kopleng yang berguna untuk meneruskan daya dari motor penggerak. Poros ini ditumpu oleh dua buah bantalan.



Gambar 1.9 Pompa Sentrifugal  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 75)

b. Pompa aliran campur

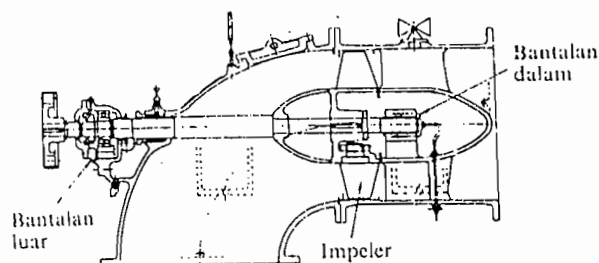
Dalam gambar dibawah ini, merupakan pompa jenis aliran campur, dimana pompa jenis ini aliran zat cairnya meninggalkan impeler dan bergerak sepanjang permukaan kerucut. Impeler dari pompa ini dipasang pada salah satu ujung poros dengan ditumpu oleh satu bantalan dalam yaitu bantalan luncur yang dilumasi dengan gemuk, sedangkan ujung satunya dipasang kopling dengan ditumpu oleh satu bantalan luar yang biasanya mampu menahan gaya aksial dan radial yaitu bantalan gelinding.



Gambar 1.10 Pompa aliran campur  
(sumber : Sularso, hal. 76)

c. Pompa aliran aksial

Aliran zat cair dalam pompa ini mengalir meninggalkan impeler dan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Pompa ini hampir mirip dengan pompa aliran campur, kecuali bentuk impeler dan difusernya.

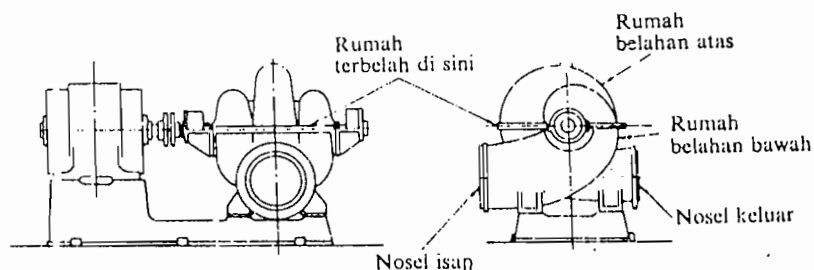


Gambar 1.11 Pompa aliran aksial mendatar  
(Sumber : Sularso, hal. 76)

### 1.2.5. Klasifikasi menurut belahan rumah

#### a. Pompa dengan belahan rumah mendatar

Dengan pembelahan mendatar, pompa jenis ini terbagi atas bagian bawah dan bagian atas. Bagian yang berputar dapat diangkat setelah bagian yang atas dilepas terlebih dahulu. Pada saat pompa dibongkar atau dibuka pipa isap dan pipa keluar tidak perlu dilepaskan, Karena nozel isap dan nozel keluar terpasang pada rumah belahan bawah.



Gambar 1.12 Pompa jenis belahan mendatar  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 79)

#### b. Pompa dengan belahan rumah radial

Rumah pompa jenis ini dapat dibelah secara vertikal, sehingga bagian rumah dapat dipisah secara menyamping. Konstruksi dari pompa ini sederhana serta baik buat bejana bertekanan, sehingga sering digunakan pada pompa-pompa kecil dengan poros mendatar.

### 1.2.6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

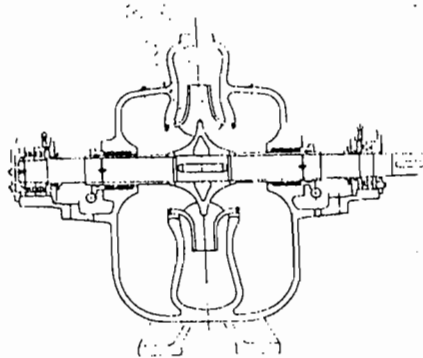
#### a. Pompa hisap tunggal (*single suction pump*)

Pompa jenis ini memiliki satu sisi masuk (suction) untuk mengalirkan zat cair dengan bentuk yang sederhana dan paling banyak dipergunakan. Tekanan yang bekerja pada masing-masing sisi impeler pompa tidak sama, sehingga akan timbul gaya aksial ke arah sisi isap. Cara untuk mengatasinya adalah dengan menggunakan ruang

pengimbang yang diameternya sama dengan diameter isap impeler, agar tidak timbul gaya aksial.

b. Pompa hisap ganda (*double suction pump*)

Pompa jenis ini memiliki dua sisi masuk untuk mengalirkan zat cair, dimana impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang, serta dipandang sebagai pompa yang memiliki dua buah impeler yang bekerja sejajar (paralel). Sehingga laju aliran total sama dengan dua kali laju aliran yang melalui masing-masing impeler. Kemampuan hisap pompa ini lebih baik daripada pompa dengan isapan tunggal, karena laju aliran yang masuk pada masing-masing sisi isap hanya setengah dari laju aliran total.



Gambar 1.13 Pompa hisapan ganda  
(Sumber : Sularso, 2000, hal. 80)

### 1.3. Penggunaan pompa

Penggunaan pompa khususnya pompa sentrifugal sangat luas dengan berbagai kebutuhan terhadap kapasitas dan kenaikan yang berbeda-beda, sehingga pompa digunakan sesuai dengan kebutuhan yang diperlukan. Salah satu contoh penggunaan pompa adalah dalam pengairan, dimana pompa digunakan karena perbedaan ketinggian dan tekanan. Misalnya letak sungai yang jauh lebih rendah daripada letak



sawah, sehingga secara alami air tidak dapat mengalir keatas. Oleh karena itu digunakan pompa untuk mengalirkan air dari sungai ke sawah sebagai alat pengairan dan biasanya pompa menggunakan motor penggerak adalah motor bakar (motor bensin atau motor diesel). Sedangkan jenis pompa yang digunakan tergantung pada jenis pengairan atau irigasi yang dikerjakan, letak sumber air, kondisi lingkungan, dan lain-lain.

#### **1.4. Batasan masalah**

Mengingat kompleksnya permasalahan dalam suatu perancangan atau perencanaan, maka pembahasan dalam perencanaan ditekankan khususnya pada hal berikut: jenis dan standar bahan yang digunakan, kekuatan bahan, ukuran-ukuran dasar dari masing-masing elemen mesin. Sedangkan segi lainnya seperti pengaruh getaran mesin, umur ekonomis pompa, harga dan prose perakitan, instalasi pompa dan pembuatan tiap elemen pompa serta hal yang berkaitan langsung dengan perancangan tidak dibahas oleh penulis dalam perencanaan ini. Dalam penulisan ini penulis mencoba melakukan perancangan salah satu jenis pompa air sungai. Pompa yang direncanakan adalah pompa dengan kapasitas  $90 \text{ m}^3/\text{jam}$  dan head 12 m.

## BAB II

### PERANCANGAN POMPA

#### 2.1. Dasar perancangan

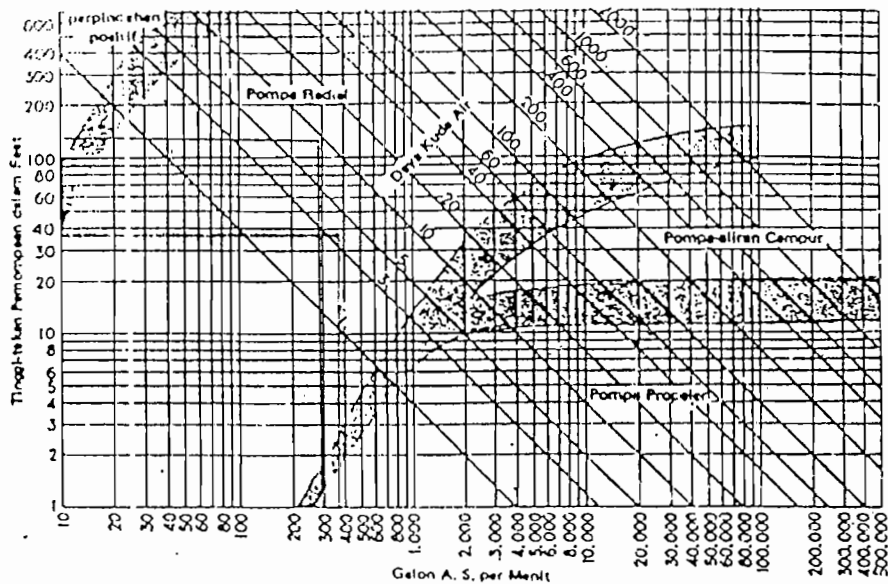
Dalam merancang sebuah pompa dibutuhkan data yang harus dipenuhi agar hasil perancangan dapat seoptimal mungkin sesuai dengan yang dibutuhkan. Khusus dalam perancangan pompa ini didapatkan data dari lembar persoalan, yaitu :

$$\begin{aligned} \text{Tinggi tekan pompa / head (H)} &= 12 \text{ m} \\ &= 39,36 \text{ ft} \\ \text{Kapasitas pompa (Q)} &= 90 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 0,025 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 0,8834 \text{ ft}^3/\text{s} \\ &= 388,9 \text{ GPM (AS)} \end{aligned}$$

Pompa yang akan direncanakan ini adalah pompa air sungai yang digunakan dalam pengairan yang mampu mengalirkan air sungai sebanyak  $0,025 \text{ m}^3/\text{s}$ .

#### 2.2. Pemilihan jenis pompa

Untuk pemilihan jenis pompa dipengaruhi dua faktor, yakni kapasitas zat cair yang akan dipompakan dan tinggi tekan pemompaan (*head*). Dari data yang telah ditentukan tersebut diperoleh jenis pompa dengan gambar 2.1.



Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa  
(Sumber : Austin, 1990: hal 56)

Maka dalam perencanaan ini jenis pompa yang digunakan adalah pompa radial.

Keuntungan dari pompa sentrifugal adalah :

1. Pompa sentrifugal memiliki ukuran yang relatif kecil untuk head dan kapasitas yang sama dibandingkan dengan jenis pompa yang lain.
2. Aliran yang dihasilkan oleh pompa sentrifugal adalah kontinyu sehingga lebih menguntungkan pada penyediaan air dalam jumlah besar.
3. Pompa sentrifugal mempunyai ruang bebas yang cukup luas diantara komponen-komponen yang bergerak sehingga keausan karena gesekan lebih kecil.
4. Pompa sentrifugal dapat bekerja pada head yang relatif lebih tinggi.

5. Getaran dan kebisingan yang dihasilkan pompa sentrifugal relatif lebih kecil.

Secara spesifik pada perancangan ini dipergunakan pompa senrifugal dengan jenis poros mendatar dengan motor penggerak motor diesel.

### 2.3. Penentuan jumlah tingkat pompa

Maksud dari penentuan jumlah tingkat pompa adalah untuk mendapatkan efisiensi pompa yang optimal. Untuk menentukan jumlah tingkat pompa dapat dipengaruhi oleh kecepatan spesifik pompa tersebut. Penentuan tingkat dari suatu pompa dapat ditunjukkan dari perhitungan kcepatan spcsifik ( $n_s$ ).

Kecepatan spesifik adalah kecepatan dalam putaran per menit, maka impeler dapat beroperasi secara proporsional apabila ukurannya diperkecil supaya dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total 1 ft. (Austin, 1990: 48)

Kecepatan spesifik dari suatu pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (Austin, 1990: 48)

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

dengan :

$n_s$  = kecepatan spesifik (rpm AS)

$n$  = putaran pompa (rpm)

$Q$  = kapasitas pompa (GPM AS)

$H$  = tinggi kenaikan pompa (ft)

Kecepatan putaran motor untuk pompa pengairan adalah antara 300 rpm sampai 1750 rpm, Sedangkan putaran yang digunakan adalah 1750 rpm (Austin, 1990: 169).

### 2.3.1. Pompa dengan 1 tingkat

Kecepatan spesifik pompa dengan satu tingkat dapat dicari dengan persamaan :

$$n_s = \frac{1750\sqrt{388,9}}{39,36^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = \frac{1750 \times 9,49}{6,45}$$

$$n_s = 2198,1 \text{ rpm (AS)}$$

$$n_s = 42,9 \text{ rpm (SI)}$$

### 2.3.2. Pompa dengan 2 tingkat

Kecepatan spesifik pompa dengan dua tingkat dapat dicari dengan persamaan :

$$n_s = \frac{1750\sqrt{388,9}}{19,68^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = \frac{1750 \times 19,72}{9,34}$$

$$n_s = 3693,3 \text{ rpm (AS)}$$

$$n_s = 72,2 \text{ rpm (SI)}$$

### 2.3.3. Pompa dengan 3 tingkat

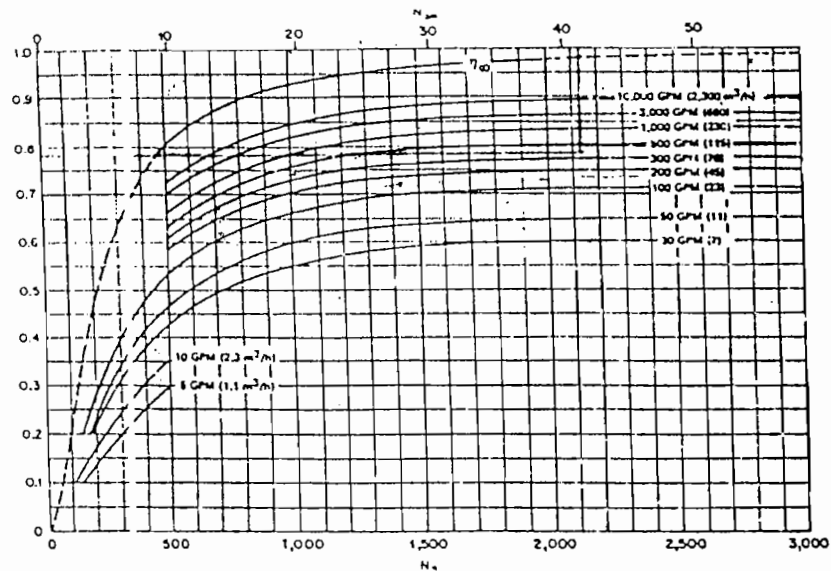
Kecepatan spesifik pompa dengan tiga tingkat dapat dicari dengan persamaan :

$$n_s = \frac{1750\sqrt{388,9}}{13,12^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = \frac{1750 \times 19,72}{6,89}$$

$$n_s = 5005,8 \text{ rpm (AS)}$$

$$n_s = 97,7 \text{ rpm (SI)}$$



Gambar 2.2 Efisiensi pompa  
(Sumber : Karassik, J.J., 1986: 2.13)

Dari perhitungan dan grafik diatas maka diperoleh data-data sebagai berikut :

Jumlah tingkat	Putaran spesifik ( $n_s$ )	Efisiensi pompa ( $\eta_p$ )
Satu tingkat	42,9 rpm	78 %
Dua tingkat	72,2 rpm	79 %
Tiga tingkat	97,7 rpm	80 %

Dengan melihat hasil dari ketiga efisiensi pompa diatas ternyata semuanya mempunyai efisiensi pompa yang cukup tinggi, maka dari itu penulis merancang Pompa sentrifugal dengan 1 tingkat karena selain efisiensi pompa sudah cukup tinggi, harga pompa dengan 1 tingkat lebih murah.

## 2.4. Daya pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang digunakan dan dipindahkan ke fluida. Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Fritz Dietzel, 1992: 242)

$$P_p = \gamma \times g \times H \times Q$$

dengan :  $\gamma$  = kerapatan fluida yang dipompakan ( $1000 \text{ kg/m}^3$ )

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

$H$  = head / tinggi tekan pompa (m)

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

Daya pemompaan adalah :

$$P_p = 1000 \times 9,81 \times 12 \times 0,025$$

$$P_p = 2943 \text{ Watt}$$

$$P_p = 2,943 \text{ kW}$$

$$P_p = 3,945 \text{ Hp}$$

Guna menggerakkan pompa, maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak dapat dihitung dengan persamaan (Fritz Dietzel, 1992: 243)

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

Dengan :  $P_p$  = Daya pemompaan ( kW )

$\eta_p$  = Efisiensi pompa

Daya motor penggerak adalah :

$$P = \frac{2,943}{0,78}$$

$$P = 3,77 \text{ kW}$$

$$P = 5,05 \text{ Hp}$$

Jadi daya motor diesel yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa dapat dipilih sebesar 4 kW karena daya tersebut lebih besar dari 3,77 kW.



## **BAB III**

### **PERANCANGAN IMPELER**

#### **3.1. Tinjauan umum**

Impeler merupakan bagian pompa yang berputar pada poros. Di dalam impeler, fluida mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar melalui sudu-sudu impeler. Hal tersebut mengakibatkan zat cair mengalir dari saluran hisap (*suction*) kemudian keluar melalui saluran tekan.

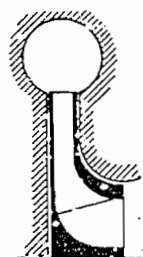
Salah satu pemakaian kecepatan spesifik adalah untuk menentukan klasifikasi berbagai jenis impeler pompa. Masing-masing jenis impeler memiliki daerah kecepatan spesifik sehingga impeler dapat beroperasi dengan baik.

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifiknya adalah sebagai berikut: (Austin, 1990: 53)

##### **3.1.1. Impeler jenis radial**

Impeler jenis radial adalah impeler jenis konvensional, dan secara praktis dipakai pada semua pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik impeler jenis radial yaitu antara 500 rpm sampai dengan 3000 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 yang tinggi yaitu diatas 150 ft.

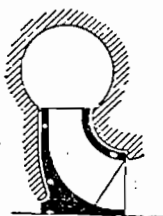
Apabila kapasitas yang harus dipompakan sangat besar, maka impeler hisapan ganda dapat digunakan. Impeler jenis ini memiliki daerah tinggi tekan dan kecepatan spesifik yang kira-kira sama dengan impeler hisapan tunggal. Impeler ini mempunyai keuntungan yaitu dalam hal keseimbangan hidraulisnya, dimana gaya-gaya aksial saling berlawanan sehingga dapat saling menghilangkan.



Gambar 3.1 Impeler Radial  
(Sumber : Austin, 1993, hal 53)

### 3.1.2. Impeler jenis Francis

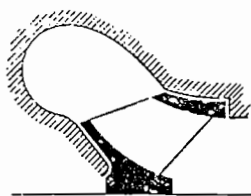
Impeler jenis Francis, impeler pembuangan radial, dan hisapan aksial (*aksial inlet radial discharge impeler*) dipakai untuk tinggi tekan yang lebih rendah. Dengan kapasitas dan tinggi tekan yang ditentukan, jenis impeler ini beroperasi pada daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai dengan 4500 rpm, lebih tinggi daripada impeler konvensional. Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil dari pada jenis radial. Sudut sudu sisi masuk berkurang / mengecil sesuai dengan jari-jarinya untuk menjamin agar fluida dapat masuk tanpa hambatan.



Gambar 3.2 Impeler Francis  
(Sumber : Austin, 1993, hal 53)

### 3.1.3. Impeler jenis aliran campur

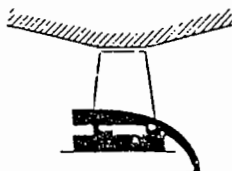
Impeler jenis ini memiliki aliran buang sebagian radial dan sebagian aksial, sehingga jenis impeler ini disebut impeler jenis aliran campur. Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini sebagian disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian oleh tolakan impeler. Diameter buang rata-rata sama dengan diameter mata sisi masuknya, meskipun dapat lebih kecil. Impeler jenis ini memiliki daerah kecepatan spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.



Gambar 3.3 Impeler Aliran Campur  
(Sumber : Austin, 1993, hal 54)

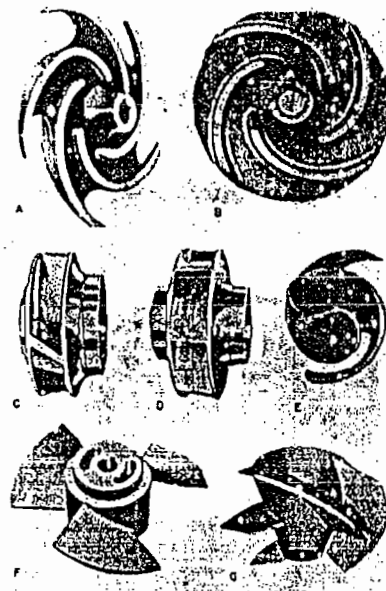
### 3.1.4. Impeler jenis propeler

Impeler jenis ini mempunyai tinggi tekan yang disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan aliran dari impeler ini keseluruhannya adalah aksial. Impeler jenis ini mempunyai daerah kecepatan spesifik yang paling tinggi yaitu diatas 8000 rpm, dipergunakan untuk tinggi tekan rendah antara 3 ft sampai dengan 40 ft, pada putaran yang rendah antara 200 sampai dengan 1800 rpm, dan dengan kapasitas yang besar.



Gambar 3.4 Impeler Propeler  
(Sumber : Austin, 1993, hal 54)

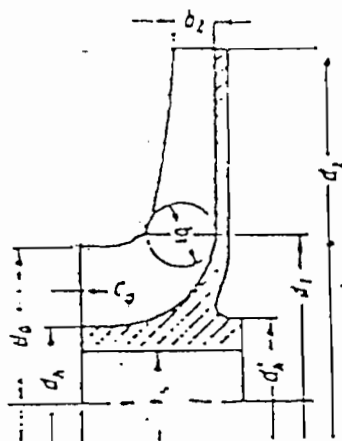
Impeler dapat dibedakan lagi jenisnya menurut cara fluida memasukinya, detail baling- balingnya dan tujuan penggunaan impeler tersebut. Pada Gambar 3.5 dapat dilihat berbagai jenis impeler. Impeler terbuka (Gambar 3.5 A) mempunyai baling- baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka (Gambar 3.5 B) mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup (Gambar 3.5 C dan D) mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk menutup aliran cairannya. Pada gambar ini, unit hisapan tunggal atau hisapan ujung mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi. Hisapan ganda mempunyai dua sisi masuk cairan dari dua arah (Gambar 3.5 D). Pada Gambar 3.5 E, F dan G adalah bentuk untuk bahan kertas jenis propeler dan aliran campur (Hicks, 1996: 18). Dalam perancangan pompa ini, fluida yang dipompakan berupa air sungai, maka jenis impeler yang baik dipergunakan adalah impeler jenis semi terbuka.



Gambar 3.5 Jenis-jenis impeler  
(Hicks & Edward, 1996: 19)

### 3.2. Perhitungan bentuk impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian-bagian dari impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler pompa tersebut proporsional, yang paling utama adalah mencari diameter poros, sebab diameter poros harus dapat menahan momen torsi dan momen lengkung, untuk mencegah terjadinya lendutan yang berlebihan, dan menjaga agar putaran kritisnya cukup jauh dari kecepatannya. Bentuk ukuran impeler dapat dilihat seperti dalam gambar 3.6.



Gambar 3.6 Dimensi Impeler  
(Sumber : Lazarkiewiez, 1965: 132)

Keterangan :

- $D_s$  : Diameter poros
- $D_o$  : Diameter mata impeler
- $D_1$  : diameter sisi masuk impeler
- $D_2$  : Diameter sisi keluar impeler
- $D_h$  : Diameter hub bagian depan
- $D_h'$  : Diameter hub bagian belakang
- $B_1$  : Lebar sisi masuk
- $B_2$  : Lebar sisi keluar

### 3.2.1. Perhitungan diameter poros

Sebelum mencari diameter poros, besarnya momen puntir / Torsi (kg.mm) yang diterima oleh poros dihitung dahulu dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 7)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n}$$

Dengan:

$Pd$  = Daya motor penggerak (kW)

$n$  = Putaran motor penggerak (rpm)

Telah diketahui bahwa:

Daya motor penggerak ( $P_d$ ) = 5,4 Hp

= 4 kW

Putaran motor ( $n$ ) = 1750 rpm

Momen puntir yang diterima poros adalah:

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{4}{1750}$$

$$= 2226,3 \text{ Kg.mm}$$

Bahan yang digunakan untuk poros adalah S 45 C – D dengan kekuatan tarik bahan yang diijinkan ( $\sigma_B$ ) = 60 Kg/mm<sup>2</sup>. Tegangan lentur yang diijinkan ditentukan dengan persamaan (Sularso, 1997: 8)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}}$$

Dengan:

$S_{f1}$  = faktor keamanan 1 = 6



(Diambil angka tersebut karena bahan poros dari baja)

$$S_{f2} = \text{faktor keamanan} = 2$$

(Diambil angka tersebut karena poros dibuat bertingkat)

Tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{60}{6 \times 2} \\ &= 5 \text{ Kg/mm}^2\end{aligned}$$

Setelah mengetahui besarnya momen puntir dan tegangan lentur yang diijinkan, maka diameter poros impeler dapat dicari. Faktor koreksi untuk momen puntir ( $K_t$ ) yang dianjurkan oleh ASME dipilih sebsar 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0-1,5 jika ada sedikit kejutan atau tumbukan, dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan yang besar. Jika terjadi pembebanan lentur, faktor koreksi beban lentur ( $C_b$ ) dengan harga antara 1,2-2,3 dapat digunakan. Apabila diperkirakan tidak terjadi pembebanan lentur maka harga  $C_b$  diambil = 1,0. Sehingga diameter poros impeler pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 8)

$$D_s = \left( \frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3}$$

Dengan:

$\tau_a$  = Tegangan lentur bahan yang diijinkan ( $\text{Kg/mm}^2$ )

$K_t$  = Faktor koreksi untuk momen puntir

$C_b$  = Faktor koreksi untuk beban lentur

$T$  = Momen puntir yang diterima poros ( $\text{Kg.mm}$ )

Dalam menentukan diameter poros, diambil faktor koreksi dari momen puntir ( $K_t$ ) = 2 dan faktor koreksi untuk tumbukan ( $C_b$ ) = 2, sehingga diameter poros impeler menjadi:

$$D_s = \left[ \frac{5,1}{5} \times 2 \times 2 \times 2226,3 \right]^{1/3}$$

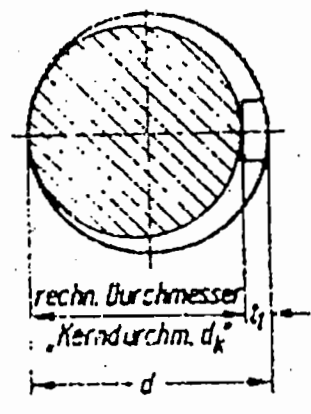
$$= 20,86 \text{ mm}$$

Untuk menghubungkan poros dengan impeler dapat dipergunakan pasak. Kedalaman alur pasak pada poros harus ditambahkan pada diameter poros hasil perhitungan diatas. Dari perhitungan tersebut diambil ukuran penampang pasak 7 x 7 mm (Sularso, 1997: 10). Dengan kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 4 mm, diameter poros impeler menjadi:

$$D_s = D_s \text{ hitungan} + t_1$$

$$= 20,86 + 4$$

$$= 24,86 \text{ mm}$$



Gambar 3.7 Diameter poros Impeler  
(Sumber : Sudibyo B, Poros penyangga dan transmisi hal 14)



Tabel 3.1 Diameter poros (Sumber : Sularso, 1997: 9)

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400	
		24		(105)	240		
4,5	11	25	45	110	250	420	
					260		440
	*11,2	28		*112	280		450
5	12	30	48	120	300	460	
		*31,5			*315		480
	*12,5	32		125	320		500
*5,6			55	130	340	530	
		35					
	14	*35,5		140	*355		560
6	(15)		60	150	360	600	
	16	38		160	380		
	(17)			170			
*6,3	18		63	180		630	
	19			190			
	20			200			
	22			220			
	7			70			
*7,1			75				
				71			
				80			
8			85				
		90					
9			95				

Diameter dari poros impeler pompa ini harus disesuaikan dengan diameter poros standard yang telah ditentukan (Tabel 3.1). Diameter poros dipilih yang lebih besar daripada diameter poros hasil perhitungan, agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta yaitu sebesar 28 mm.

### 3.2.2. Diamater Hub

Diameter hub dapat ditentukan apabila diameter poros impeler sudah ditentukan dan diameter hub harus dibuat lebih besar dari pada diameter poros impeler. Perbandingan diameter hub bagian depan dengan diameter poros impeler adalah sebesar 1,3 sampai dengan 1,4 kali lebih besar daripada diameter poros impeler, sedangkan untuk diameter hub bagian belakang perbandingannya adalah sebesar 1,35 sampai dengan 1,5 kali besar diameter poros impeler (Lazarkiewiez, 1965: 132). Perhitungan diameter hub adalah sebagai berikut :

Diameter hub bagian depan

$$\begin{aligned} Dh &= 1,4 \times D_s \\ &= 1,4 \times 28 \\ &= 39,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$Dh = 1,54 \text{ in}$$

Diameter hub bagian belakang

$$\begin{aligned} Dh' &= 1,5 \times D_s \\ &= 1,5 \times 28 \\ &= 42 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$Dh' = 1,65 \text{ in}$$

### 3.2.3. Diameter mata impeler

Diameter mata impeler dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990: 93)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{v_o} + Dh^2}$$

Dengan:

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

$V_o$  = kecepatan masuk kemata impeler (ft/s)

$Dh$  = diameter hub (in)

Kecepatan masuk kemata impeler ( $V_o$ ) biasanya sedikit lebih besar dari pada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk kemata impeler antara 10 sampai 15 ft/s. Karena kerugian turbulen dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin.

Kecepatan ( $V_0$ ) yang kecil menyebabkan ukuran mata impeler menjadi besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional.

Kerugian kebocoran pompa besarnya kira-kira 2 sampai 10% dari kapasitas pompa (Austin, 1990: 93), Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar dibandingkan kapasitas yang telah ditentukan.

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

Diameter pipa flens diambil = 4 in

$$= 0,1016 \text{ m}$$

Luas penampang pipa hisap adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times 0,1016^2 \\ &= 0,0081 \text{ m}^2 \\ &= 8,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas (Austin, 1990: 9) yaitu :

$$Q = A \times V$$

Dengan :  $Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

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

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

Dari persamaan diatas dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa hisap seperti berikut :

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,025}{0,0081} \\ &= 3,086 \text{ m/s} \\ &= 10,124 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

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

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar dari pada kecepatan aliran sisi hisap (Austin, 1990: 93), maka diambil :

$$\text{Kecepatan } V_o = 11 \text{ ft/s}$$

$$\text{Kerugian kebocoran} = 10 \%$$

Kapasitas total pompa adalah :

$$\begin{aligned} Q_{tot} &= 0,8834 \times 1,1 \\ &= 0,972 \text{ ft}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Diameter mata impeler dapat dihitung :

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,972}{11} + 1,54^2} \\ &= 4,31 \text{ in} \\ &= 109,5 \text{ mm} \\ &= 110 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.2.4. Diameter sisi masuk impeler

Diameter sisi masuk impeler biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler, agar terjadi aliran yang mulus tanpa terjadinya turbulensi yang berlebihan.

Besarnya diameter sisi masuk impeler :

$$D_1 = D_0$$

$$D_1 = 110 \text{ mm}$$

$$= 4,33 \text{ in}$$

### 3.2.5. Lebar impeler sisi masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990: 94)

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times v_{r1} \times \varepsilon_1}$$

Dengan:  $Q$  = kapasitas total pompa ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler (in)

$v_{r1}$  = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/s)

$\varepsilon_1$  = faktor kontraksi

Faktor kontraksi ( $\varepsilon_1$ ) biasanya antara 0,8 sampai 0,9. Diambil harga faktor kontraksi ( $\varepsilon_1$ ) = 0,85. Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar dari pada kecepatan ( $V_0$ ) kira-kira 5 – 10 % dari harga ( $V_0$ )(Austin, 1990: 94)

Diambil ( $v_{r1}$ ) = 7,5 %, maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$v_{r1} = (0,075 \times V_0) + V_0$$

$$= (0,075 \times 11) + 11$$

$$= 11,825 \text{ ft/s}$$

$$= 3,6 \text{ m/s}$$

Lebar sisi masuk impeler adalah :

$$b_1 = \frac{144 \times 0,972}{\pi \times 4,33 \times 11,825 \times 0,85}$$

$$= 1,02 \text{ in}$$

$$= 25,908 \text{ mm}$$

$$\approx 26 \text{ mm}$$

### 3.2.6. Diameter sisi keluar impeler

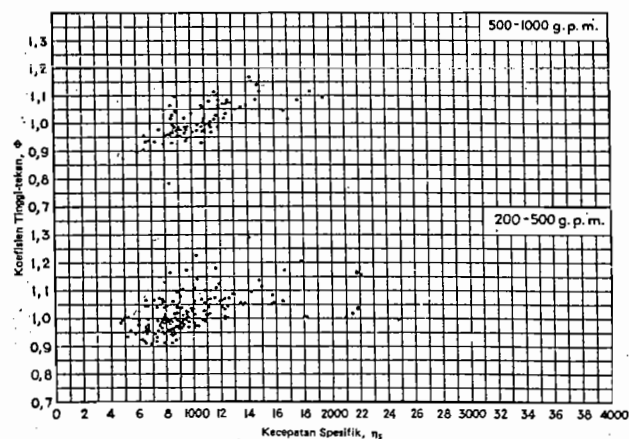
Diameter sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan (Austin, 1990: 94)

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n}$$

Dengan : H = tinggi tekan pompa ( ft )

$\Phi$  = koefisien tinggi tekan overall

Harga koefisien tinggi tekan overall antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata-rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam Gambar 3.8.



Gambar 3.8 Titik koefisien tinggi tekan  $\Phi$  tinggi tekan untuk berbagai kapasitas  
(Sumber : Austin, 1990: hal 97)

Dari Gambar diatas dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah 1,1, sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{1840 \times 1,1 \times \sqrt{39,36}}{1750} \\ &= 7,26 \text{ in} \\ &= 184,4 \\ &\approx 185 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.2.7. Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990: 98)

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{v_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2}$$

Dengan :

$Q$  = kapasitas pompa ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )

$V_{r2}$  = kecepatan aliran keluar arah radial ( $\text{ft}/\text{s}$ )

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (in)

$\varepsilon_2$  = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial ( $V_{r2}$ ) dibuat sama dengan kecepatan masuk radial ( $V_{r1}$ ) atau lebih kecil kira-kira 15% dari ( $V_{r1}$ ), untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ( $\varepsilon_2$ ) harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95.

Diambil faktor kontraksi ( $\varepsilon_2$ ) = 0,9

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial } (V_{r2}) &= V_{r1} - (15\% \times V_{r1}) \\ &= 11,825 - (15\% \times 11,825) \end{aligned}$$

$$= 10,051 \text{ ft/s}$$

$$= 3,06 \text{ m/s}$$

Lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 0,972}{10,051 \times 7,26 \times \pi \times 0,9}$$

$$= 0,68 \text{ in}$$

$$= 17,27 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}$$

### 3.3. Penentuan jumlah sudu

Untuk menentukan jumlah sudu terlebih dahulu dihitung kecepatan keliling sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990: 108)

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60}$$

Dengan :

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler ( in )

$n$  = putaran poros impeler ( rpm )

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk impeler ( $D_1$ ) = 4,33 in

Putaran poros impeler ( $n$ ) = 1750 rpm

Kecepatan keliling sisi masuk impeler

$$U_1 = \frac{\pi \times 4,33 \times 1750}{12 \times 60}$$

$$= 33,05 \text{ ft/s}$$

$$= 10,07 \text{ m/s}$$



Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 11,825 \text{ ft/s} \\ &= 3,6 \text{ m/s} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{V_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{11,825}{33,05} \\ &= 0,358 \\ \beta_1 &= 19,7^\circ \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung- ujung sudu, sudut ( $\beta_1$ ) harus sesuai dengan batasan. Batasan harga ( $\beta_1$ ) antara  $10^\circ$  sampai dengan  $25^\circ$  (Austin, 1990: 94). Maka diambil harga ( $\beta_1$ ) =  $20^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dapat dibuat lebih besar dari pada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara  $15^\circ$  sampai  $40^\circ$  (Austin, 1990: 98). Harga sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) diambil sebesar  $25^\circ$ .

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan persamaan (Austin, 1990: 105)

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

Dengan :

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler ( mm )

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (mm)

$\beta_m$  = sudut rata-rata ( ° )

Besarnya sudut rata-rata adalah

$$\begin{aligned}\beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{20 + 25}{2} \\ &= 22,5^\circ\end{aligned}$$

Jadi jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

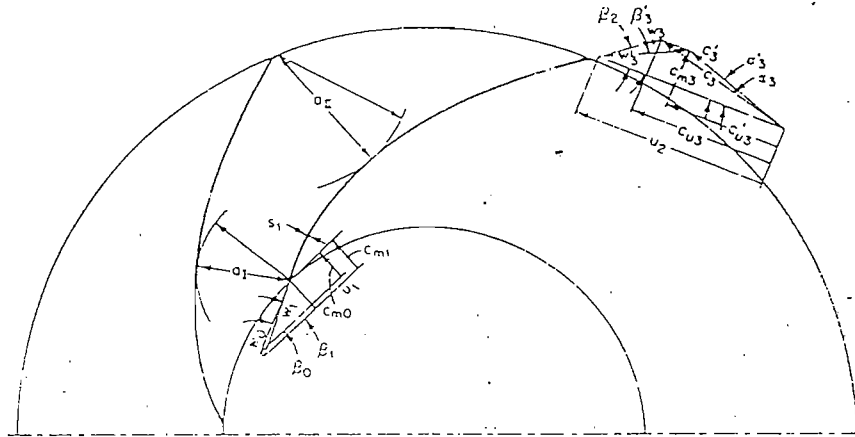
$$\begin{aligned}Z &= 6,5 \times \frac{185 + 110}{185 - 110} \times \sin 22,5^\circ \\ &= 9,78 \approx 10 \text{ buah}\end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah (Austin, 1990: 106). Jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah memenuhi syarat.

### 3.4. Segitiga kecepatan ( *triangle velocity* )

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan. Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada Gambar 3.9. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

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



Gambar 3.9. Segitiga kecepatan pada impeler  
(Sumber : Karassik, 1976: 2.7)

### 3.4.1. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan sisi masuk impeler, fluida yang masuk kesudu-sudu impeler secara radial, sehingga sudut masuk absolut ( $\alpha_1$ ) =  $90^\circ$ .  
(Austin, 1990: 94)

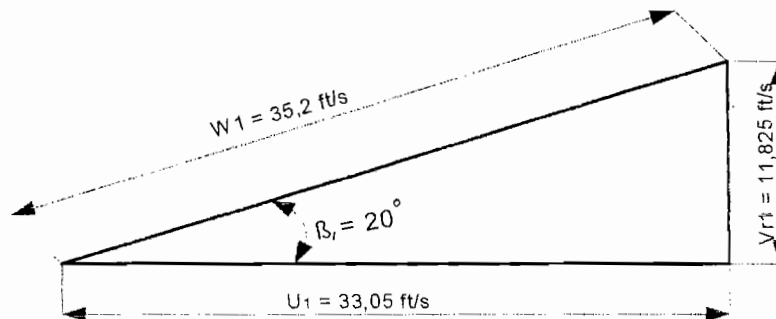
Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) &= 10,07 \text{ m/s} \\ &= 33,05 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk } (\beta_1) = 20^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 3,6 \text{ m/s} \\ &= 11,825 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Dari data tersebut dapat dilukiskan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler  
(Gambar 3.9).



Gambar 3.10 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{33,05}{\cos 20^\circ} \\ &= 35,2 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

### 3.4.2. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi keluar impeler } (V_{r2}) &= 3,06 \text{ m/s} \\ &= 10,051 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi keluar impeler } (\beta_2) = 25^\circ$$

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah (Austin, 1990: 96)

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

Dengan :  $g$  = gravitasi (9,81 m/s)

$H$  = tinggi tekan pompa (m)

$K$  = pengaruh berbagai factor pada  $U_2$  (0,6 – 0,7)

Maka :

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{3,06}{\tan 25} + \sqrt{\left( \frac{3,06}{\tan 25} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 12}{0,6}} \right]$$

$$= 17,67 \text{ m/s}$$

$$= 57,96 \text{ ft/s}$$

Komponen kecepatan ( $V_{u2}$ ) sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar ( $V_2$ ) adalah :

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2}$$

$$= 57,96 - \frac{10,051}{\tan 25}$$

$$= 36,41 \text{ ft/s} \approx 11,1 \text{ m/s}$$

Komponen aktual ( $V'_{u2}$ ) dari kecepatan absolut sisi keluar ( $V_2$ ) adalah sebagai berikut :

$$V'_{u2} = V_{u2} \times \eta_{\infty}$$

Dengan :  $\eta_{\infty}$  = untuk impeler jenis radial ( 0,65- 0,75 ) (Austin, 1990: 96)

Diambil  $\eta_{\infty} = 0,7$

$$V'_{u2} = 36,41 \times 0,7$$

$$= 25,49 \text{ ft/s}$$

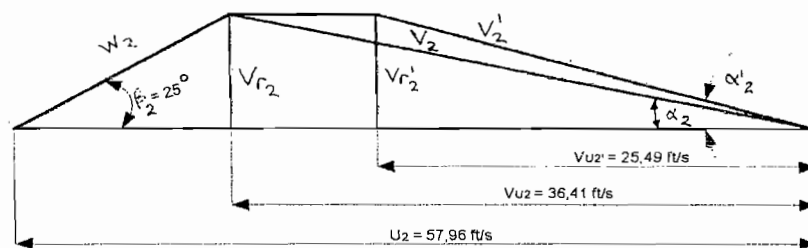
$$= 7,77 \text{ m/s}$$

Tangen sudut sisi keluar aktual adalah :

$$\begin{aligned}\tan \alpha'_2 &= \frac{V_{r2}}{V'_{u2}} \\ &= \frac{10,051}{25,49} \\ &= 0,394 \\ \alpha'_2 &= 21,5^\circ\end{aligned}$$

Kecepatan absolut sisi keluar adalah :

$$\begin{aligned}V'_2 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (V'_{u2})^2} \\ &= \sqrt{10,051^2 + 25,49^2} \\ &= 27,4 \text{ ft/s} \\ &= 8,35 \text{ m/s}\end{aligned}$$



Gambar 3.11 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis adalah :

$$\begin{aligned}W_2 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (U_2 - V_{u2})^2} \\ &= \sqrt{3,06^2 + (17,67 - 11,1)^2} \\ &= 7,25 \text{ m/s}\end{aligned}$$

## **BAB IV**

### **PERANCANGAN SUDU**

Sudu adalah bagian impeler yang berfungsi sebagai pendorong zat cair yang ada dalam impeler.

#### **4.1. Bentuk sudu**

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

##### **4.1.1. Backward Curve Vanes**

Bentuk sudu seperti ini besar sudut keluar  $\beta_2$  lebih kecil dari pada  $90^\circ$ . 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.

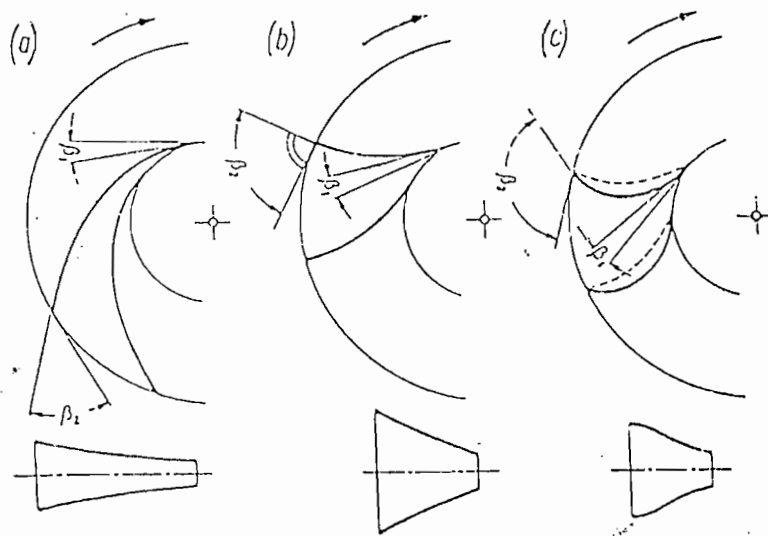
##### **4.1.2. Radial Vanes**

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 dari pada forward curve vanes. Head total teoritis yang dihasilkan terdiri dari 50% energi kinetik dan 50% energi potensial.

##### **4.1.3. Forward Curve Vanes**

Bentuk sudu seperti ini melengkung kedepan dengan besar sudut keluar  $\beta_2$  lebih besar dari pada  $90^\circ$ . Kecepatan absolut pada sudu tipe ini paling tinggi, energi

kecepatan diubah menjadi energi potensial, jalan aliran pendek, kelengkungan sudu terlalu besar, sehingga tidak cocok pompa sentrifugal.



Gambar 4.1 Bentuk Sudu  
(Lazarkiewickz, 1965: hal 98)

#### 4.2. Penentuan Sudu

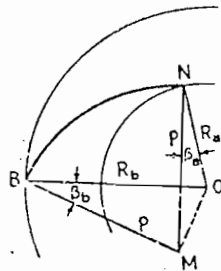
Faktor yang memengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . Harga sudut keluar  $\beta_2$  telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu  $25^\circ$ . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

#### 4.3. Pelukisan Sudu

Dalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen dan metode koordinat polar (Austin, 1990: 98). Pada perancangan sudu ini dipergunakan metode busur tangen.



Didalam pelukisan impeler dengan metode arkus tangen, impeler dibagi menjadi beberapa lingkaran yang kosentrik antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler.



Gambar 4.2 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen (simetris)  
(Austin, 1990: hal 104)

Sedangkan jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan persamaan (Austin, 1990: 98)

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

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 impeler dibagi menjadi lima lingkaran yang konsentris untuk melukiskan sudu.

Telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler ( $R_1$ ) = 55 mm

Jari-jari sisi keluar impeler ( $R_2$ ) = 92,5 mm

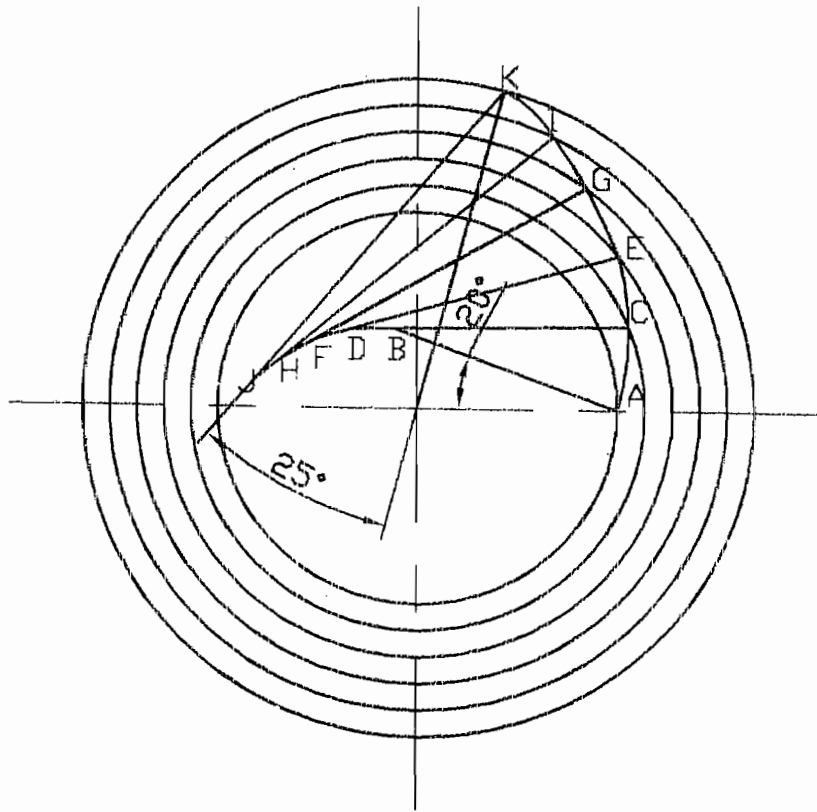
Sudut sudu sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $20^{\circ}$

Sudut sudu sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) =  $25^\circ$

Harga jari-jari kelengkungan busur dapat dihitung dengan menggunakan persamaan diatas. Hasil perhitungan dapat dilihat dalam table 4.1.

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkaran	R (mm)	$R^2$ (mm) <sup>2</sup>	$\beta$ (°)	Cos $\beta$	R cos $\beta$ (mm)	$R_b \cos \beta - R_a \cos \beta$ (mm)	$R_b^2 - R_a^2$ (mm) <sup>2</sup>	$\rho$ (mm)
1	55	3025	20	0,939	51,645			
						6,73	881,25	65,47
B	62,5	3906,25	21	0,934	58,375			
						6,515	993,75	76,27
C	70	4900	22	0,927	64,89			
						6,41	1106,25	86,29
D	77,5	6006,25	23	0,920	71,3			
						6,305	1218,75	96,65
E	85	7225	24	0,913	77,605			
						6,2	1331,25	107,36
2	92,5	8556,25	25	0,906	83,805			



Gambar 4.3 Pelukisan Sudu

#### 4.4. Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu impeler menggunakan persamaan (Austin, 1990: 106)

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

Dengan : D = Diameter lingkaran impeler (mm)

$\varepsilon$  = Faktor kontraksi

z = Jumlah sudu

t = Tebal sudu

$\beta$  = Sudut sudu ( $^{\circ}$ )

Pada sisi masuk impeler telah diketahui :

$$\text{Diameter sisi masuk } (D_1) = 110 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,85$$

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 10$$

$$\text{Sudut sisi masuk impeler } (\beta_1) = 20^\circ$$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 110 \times \sin 20^\circ}{10} \\ &= 1,77 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi keluar } (D_2) = 185 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,9$$

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 10$$

$$\text{Sudut sisi masuk impeler } (\beta_2) = 25^\circ$$

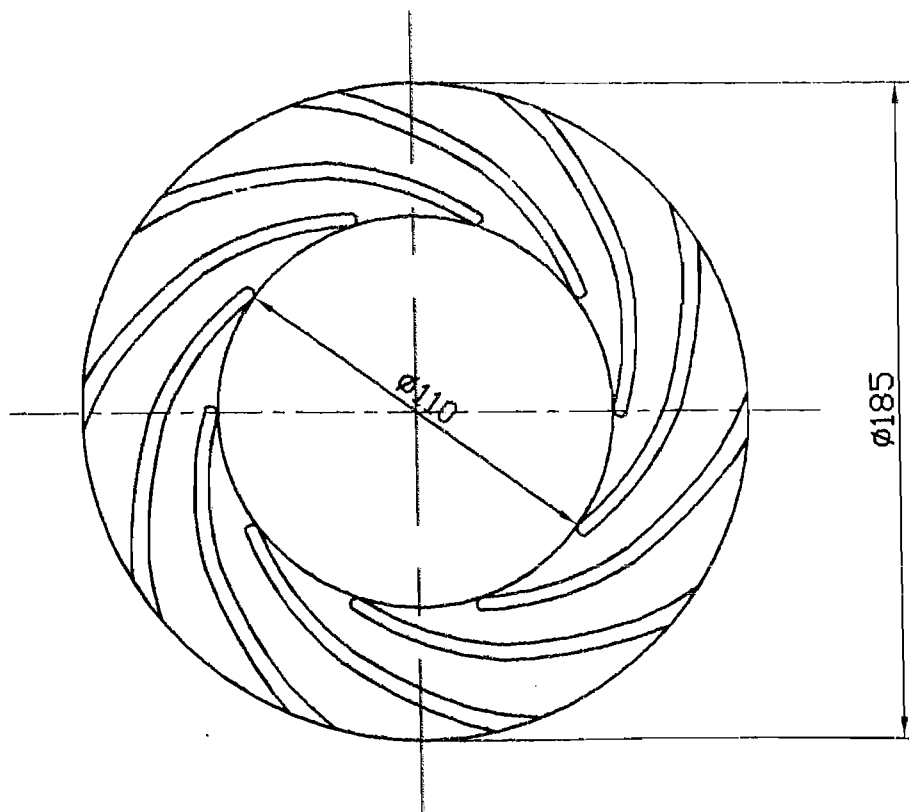
Maka tebal sudu pada sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,9) \times \pi \times 185 \times \sin 25^\circ}{10} \\ &= 2,46 \text{ mm} \end{aligned}$$

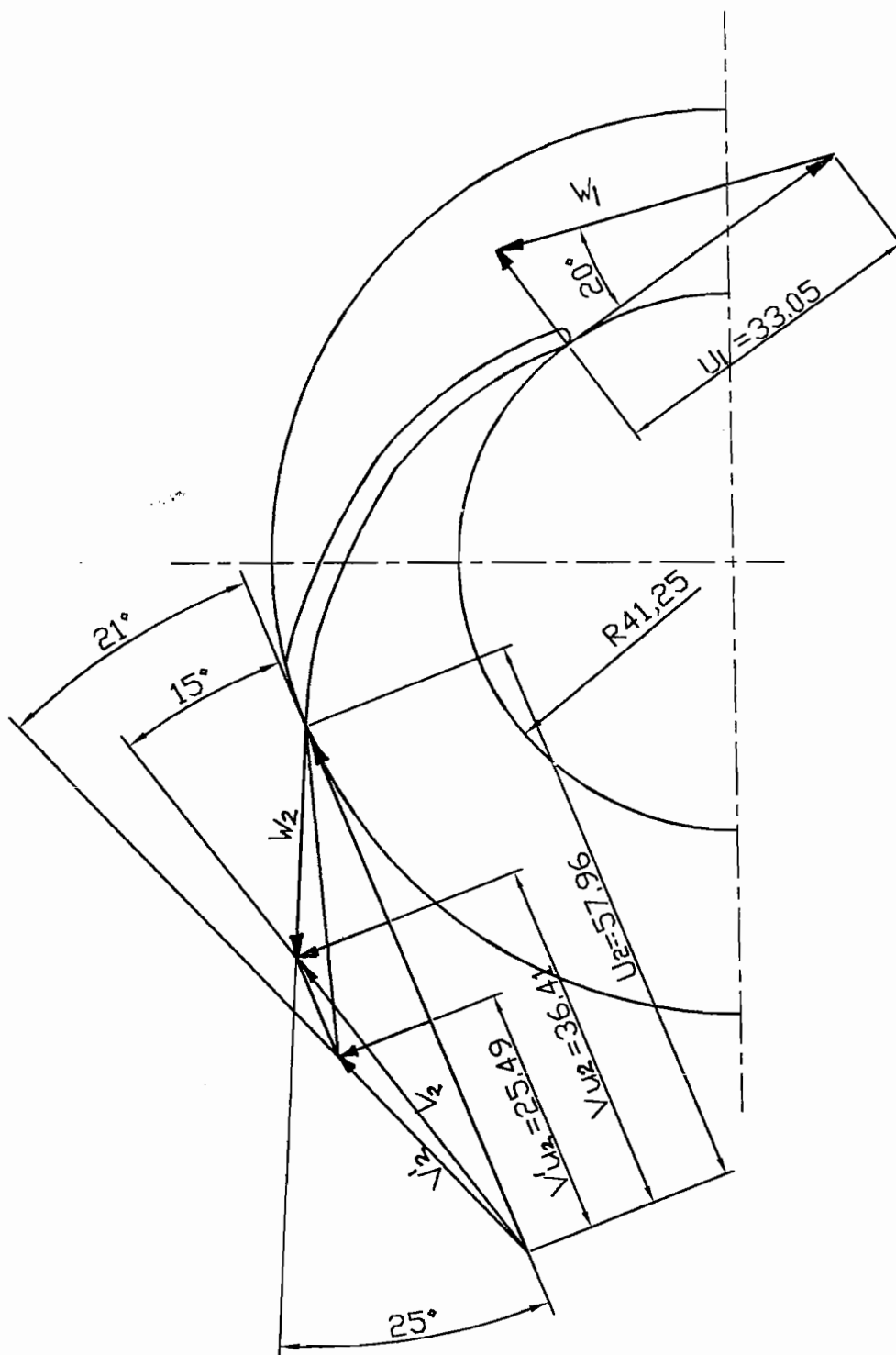
Untuk lingkaran antara diameter sisi masuk dengan diameter sisi keluar, tebal sudu dapat dilihat dalam tabel dibawah ini.

Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	D (mm)	$\varepsilon$	$\pi \times D$	$\beta$ ( $^{\circ}$ )	Sin $\beta$	Z	t (mm)
1	110	0,85	345,4	20	0,342	10	1,77
B	125	0,86	392,5	21	0,358	10	1,97
C	140	0,87	439,6	22	0,375	10	2,14
D	155	0,88	486,7	23	0,391	10	2,28
E	170	0,89	533,8	24	0,407	10	2,39
2	185	0,90	580,9	25	0,423	10	2,46



Gambar 4.4 Bentuk desain Lengkung sudu.



Gambar 4.5 Bentuk desain segi tiga kecepatan dalam sudu.

#### 4.5. Lebar Laluan

Untuk menentukan lebar laluan  $b$  (mm) dapat dipergunakan persamaan (Austin, 1990: 106)

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times V_r}$$

Dengan :  $Q$  = Kapasitas pompa ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )

$D$  = Diameter laluan (in)

$V_r$  = Kecepatan aliran radial ( $\text{ft}/\text{s}$ )

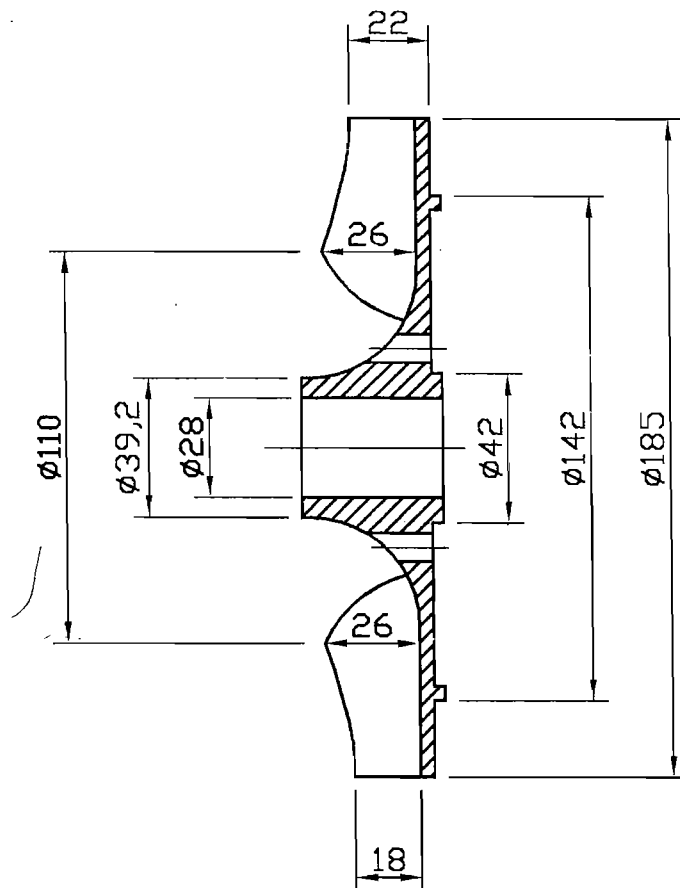
$\varepsilon$  = Faktor kontraksi



Hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dalam Tabel dibawah ini.

Tabel 4.3 Lebar laluan ( $b$ )

Lingkaran	D (in)	$\varepsilon$	$\pi \times D$ (in)	$V_r$ (ft/s)	Q ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )	b (in)	b (mm)
1	4,33	0,85	13,6	11,825	0,972	1,02	26
B	4,92	0,86	15,45	11,47	0,972	0,92	23,4
C	5,51	0,87	17,3	11,115	0,972	0,84	21,34
D	6,10	0,88	19,154	10,76	0,972	0,77	19,56
E	6,7	0,89	21,04	10,405	0,972	0,72	18,29
2	7,28	0,90	22,86	10,05	0,972	0,68	18



Gambar 4.6 Penampang Impeler

#### 4.6. Bahan Impeler

Dalam menentukan bahan impeler yang akan dipergunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Didalam perancangan ini fluida yang dipompakan adalah air bersih (air tawar), dengan melihat Tabel 4.4 bahan impeler yang dipilih adalah perunggu.



Tabel 4.4 Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai (Sularso, 2000: 56)

Nomor kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A-1 A-2 A-3 A-4	○ ○ ○ ○	FC FC FC FC	FC FCD SC BC	Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air tawar, air minum
A-5 A-6 A-7 A-8 A-9	○ ○ ○ ○ ○	FC FC FC FC FC berlapis karet	PBC ABC SCS2 SCS2 or SCS13 SCS12 or SCS13	Air laut Air tawar, air limbah Air laut Air tawar, air limbah Air laut Air tawar, air minum Air limbah Air limbah, air laut Air distilasi, air laut
B-1 B-2 B-3 B-4 B-5	○ ○ ○ ○ ○	SC SC SC SC SC	SC ABC SCS2 SCS12 or SCS13 SCS14 or SCS15	Air tawar, air laut Air tawar, air minum Air laut Air tawar, air minum Air limbah Air limbah, air laut Air laut
C-1 C-2 C-3	○ ○ ○	BC BC ABC	BC PBC ABC	Air distilasi, air laut Air laut Air laut
D-1 D-2 D-3 D-4 D-5 D-6	○ ○ ○ ○ ○ ○	SCS2 SCS2 SCS2 SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13	SCS2 SCS12 or SCS13 SCS14 or SCS15 SCS12 or SCS13 SCS14 or SCS15 Worthite	Air limbah, air laut Air limbah, air laut Air laut Air laut Air laut Air laut
E-1 E-2 E-3	○ ○ ○	SS SS SUS27	SC SCS2 SCS13	Air tawar Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air laut

1. Frekuensi dengan tanda "○" berarti bahan sering dipakai.
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, FC25, dan FC25 Ma.
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC2 dan BC3.
4. SC berarti baja karbon cor.
5. ABC berarti perunggu aluminium cor.
6. SS berarti plat baja.
7. Nomor kelompok besar berarti bahan dengan mutu lebih tinggi.

## BAB V

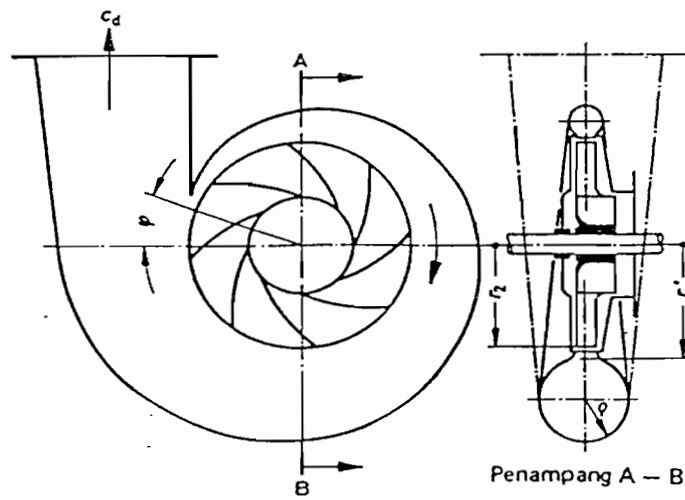
### PERANCANGAN RUMAH POMPA

#### 5.1 Pendahuluan

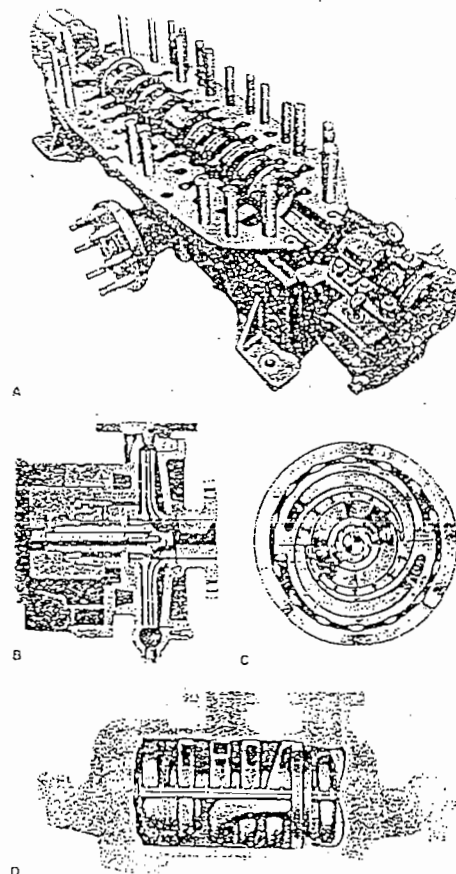
Rumah pompa merupakan bagian pompa yang mengelilingi impeler. Rumah pompa ini berfungsi sebagai penampung dan mengalirkan fluida dari impeler keluar melalui saluran buang. Selain itu juga berfungsi untuk mengubah tinggi tekan yang disebabkan oleh kecepatan fluida (*velocity head*) yang meninggalkan impeler menjadi energi tekanan seefisien mungkin. Untuk pompa sentrifugal, fluida yang meninggalkan impeler dikumpulkan dalam ruangan yang berbentuk spiral (rumah keong).

Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin membesar, karena arus volume fluida yang melampaui 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 yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan (Fritz Dietzel, 1996 : 275).

Rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah terbelah mendatar atau juga dapat disebut terbelah secara aksial (Gambar 5.2.A), rumah pompa terbelah vertikal atau disebut terbelah radial (Gambar 5.2.B), rumah pompa berbentuk tabung yang dipakai untuk pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi (Gambar 5.2.C dan D) (Hicks, 1996 : 18).



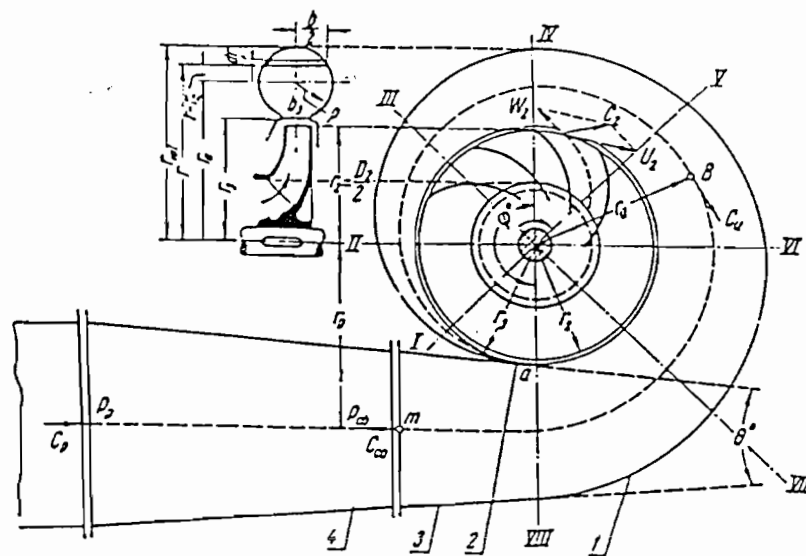
Gambar 5.1 Rumah keong  
( Sumber: Dietzel,1992: 274 )



Gambar 5.2 Desain rumah pompa  
( Sumber: Hick,1996: 20 )

## 5.2 Perancangan Rumah Pompa

Di dalam perancangan rumah keong, rumah keong dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tonque*) casing perlu diberi jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler.



Gambar 5.3 Dimensi rumah keong  
( Sumber: Khetagurrov, 248 )

Besarnya jari-jari lidah diperoleh dengan persamaan (Khetagurrov: 248)

$$r_3 = (1,02-1,05) r_2$$

dengan :  $r_2$  = Jari-jari sisi luar impeler (mm)

Diketahui bahwa  $r_2 = 92,5$  mm, besarnya jari-jari lidah adalah

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 92,5 \\ &= 97,125 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar celah saluran volut ( $b_3$ ) dapat diperoleh dengan persamaan (Khetagurov: 248)

$$b_3 = b_2 + 0,025 r_2$$

dengan :  $b_2$  = lebar sisi keluar impeler (mm)

Telah diketahui bahwa  $b_2 = 18$  mm, lebar celah volut ( $b_3$ ) adalah

$$\begin{aligned} b_3 &= 18 + (0,025 \times 92,5) \\ &= 20,3125 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan persamaan (Khetagurov: 248)

$$\rho = \frac{\varphi^0}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$$

dengan :  $\varphi^0$  = sudut perbagian ( $^0$ )

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

$\chi$  = konstanta

Untuk memperoleh konstanta  $\chi$  dipergunakan persamaan (Khetagurov: 247)

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

dengan :  $Q$  = Kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$k_u$  = Konstanta

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

$$V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r = k_u = \text{konstan (Khetagurov:239)}$$

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi impeler telah diperoleh

$$\text{Kecepatan absolute aliran fluida (} V_{u2} \text{)} = 11,1 \text{ m/s}$$

$$\text{Jari-jari sisi keluar impeler (} r_2 \text{)} = 92,5 \text{ mm} = 0,0925 \text{ m}$$

Maka harga konstanta  $k_u$  adalah

$$\begin{aligned} k_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 11,1 \times 0,0925 \\ &= 1,027 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa  $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$ , harga konstanta  $\chi$  dapat diperoleh

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{720}{0,025} \times 1,027 \times \pi \\ &= 92873,664 \text{ /m} \\ &= 92,874 \text{ /mm} \end{aligned}$$

Setelah semua harga konstanta diketahui, maka jari-jari volut dapat dicari dan hasil perhitungan dapat dilihat dari Tabel 5.1

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong

Bagian	$\varphi^0$	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3$	$\sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$	$\rho$ (mm)	$r_{3+\rho}$ (mm)	$r_{vol}$ (mm)
I	10	0,108	20,979	4,580	4,688	101,813	106,501
II	45	0,484	94,017	9,696	10,180	107,305	117,485
III	90	0,969	188,228	13,720	14,680	111,805	126,485
IV	135	1,453	282,245	16,800	18,253	115,378	133,631
VI	180	1,938	376,456	19,402	21,340	118,465	139,805
VII	225	2,423	470,668	21,695	24,118	121,243	145,361
VII	270	2,907	564,685	23,763	26,670	123,795	150,465
VIII	315	3,392	658,896	25,669	29,061	126,186	155,247
IX	360	3,876	752,913	27,439	31,315	128,440	159,755
X	370	3,984	773,892	27,819	31,803	128,928	160,731

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

Nosel buang merupakan bagian rumah keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Maka penampang ujung nosel buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan, diameter pipa biasanya dibuat lebih kecil dari pada diameter pipa hisapnya. Hal ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menghindari diameter pipa yang tidak ada dipasaran dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standar. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan, yaitu 12 sampai dengan 40 ft/s (Austin, 1990: 90). Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pompa telah sesuai dan aman.

Dalam perancangan ini direncanakan ukuran diameter pipa tekan adalah

$$\begin{aligned} \text{Diameter} &= 3 \text{ inc} \\ &= 76,2 \text{ mm} \\ &= 0,0762 \text{ m} \\ \text{Kapasitas pompa} &= 0,025 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 388,9 \text{ gpm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan kontinuitas (Austin, 1990: 9) dapat ditentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan, yaitu :

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,025}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0,0762^2} \end{aligned}$$

$$= 5,485 \text{ m/s}$$

$$= 18 \text{ ft/s}$$

Dari 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 3 in (76,2mm).

#### **5.4 Penentuan Bahan Rumah Pompa**

Penentuan bahan rumah pompa dapat melihat pada Tabel 4.4, dengan mempertimbangkan sifat-sifat fluida yang dipompakan. Maka untuk fluida air (tawar) dapat dipilih bahan rumah pompa yaitu besi cor.



## BAB VI

### PERANCANGAN POROS

Poros dalam perancangan ini merupakan bagian pompa yang berfungsi untuk meneruskan daya dari motor penggerak ke impeler. Poros juga berfungsi sebagai penumpu impeler yang dimasukkan ke lubang poros pada impeler dengan menggunakan pasak.

#### 6.1 Tinjauan Beban Poros

Poros pompa menderita dua beban, yaitu 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.

Impeler yang digunakan adalah semi tertutup, sehingga bobot 1 piringan impeler diperoleh dengan persamaan (Sularso, 1997: 23)

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - d_s^2) \times b_2 \times \gamma$$

Dengan :  $D_2$  = Diameter sisi luar impeler = 185 mm

$d_s$  = Diameter lubang poros pada impeler = 28 mm

$b_2$  = Lebar piringan impeler = 4 mm

$\gamma$  = Berat jenis bahan impeler =  $0,308 \text{ lb/in}^3 = 8,533 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Maka bobot 1 piringan impeler adalah

$$W_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (185^2 - 28^2) \times 4 \times 8,533 \times 10^{-6} = 0,89 \text{ kg}$$

$D_2$  = Diameter sisi luar impeler = 39,2 mm

$d_s$  = Diameter lubang poros pada impeler = 28 mm

$b_2$  = panjang / lebar impeler = 35 mm

$\gamma$  = Berat jenis bahan impeler =  $0,308 \text{ lb/in}^3 = 8,533 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$$W_2 = \frac{1}{4} \times \pi \times (39,2^2 - 28^2) \times 35 \times 8,533 \times 10^{-6} = 0,18 \text{ kg}$$

Bobot 10 buah sudu adalah

$$W_3 = 10 \times P \times L \times t \times \gamma$$

Dengan: P = Panjang sudu = 101 mm

$$L = \text{Lebar sudu rata-rata} = \frac{26 + 18}{2} = 22 \text{ mm}$$

$$t = \text{Tebal rata-rata sudu} = \frac{2,46 + 1,77}{2} = 2,115 \text{ mm}$$

Maka bobot 10 buah sudu adalah

$$W_3 = 10 \times 101 \times 22 \times 2,115 \times 8,533 \times 10^{-6} = 0,4 \text{ kg}$$

Gaya radial yang bekerja pada impeler dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Karassik, 1976: 2.175)

$$Fr = 0,433 \times Kr \times Sg \times H \times D_2 \times b_2$$

Dengan : Kr = Koefisien eksperimental

Sg = Berat jenis fluida yang dipompa ( $\text{lb/in}^3$ )

H = Tinggi tekan pompa (in)

$D_2$  = Diameter sisi luar impeler (in)

$b_2$  = Lebar impeler (in)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

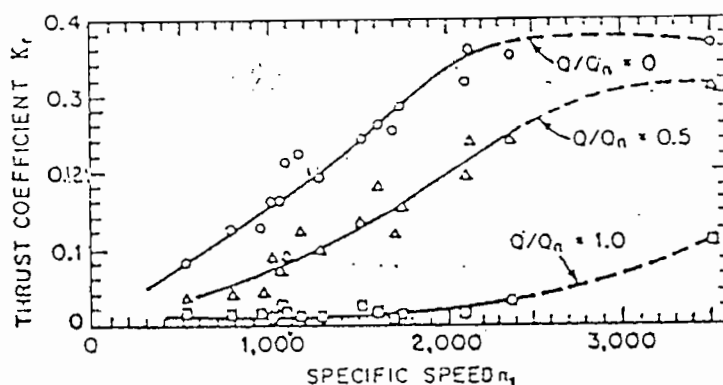
$$\text{Berat jenis air } (\gamma) = 3,613 \times 10^{-2} \text{ lb/in}^3$$

$$\text{Tinggi tekan pompa (H)} = 472,32 \text{ in}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler (D}_2) = 7,28 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar (b}_2) = 0,71 \text{ in}$$

Harga koefisien  $K_r$  dapat diperoleh menggunakan grafik seperti pada Gambar 6.1.



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental  $K_r$   
( Karassik, 1976: 2.175 )

Dari Gambar 6.1 dapat diperoleh harga koefisien eksperimental  $K_r = 0,02$

Gaya radial pada impeler

$$F_r = 0,433 \times 0,02 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 472,32 \times 7,28 \times 0,71$$

$$= 0,76 \text{ lb}$$

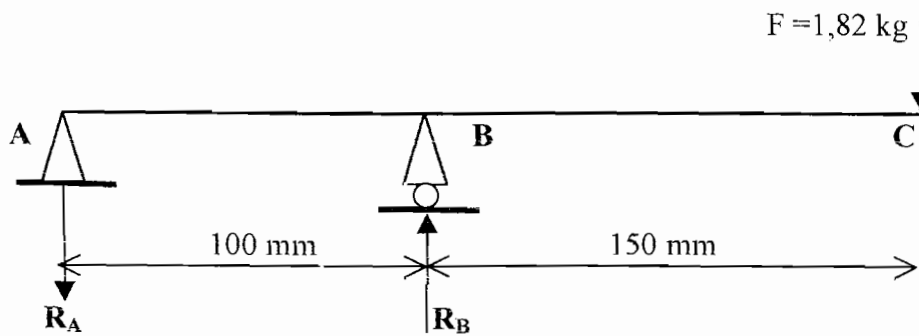
$$= 0,35 \text{ kg}$$

Jumlah beban lentur yang diterima poros adalah

$$F = F_r + W_1 + W_2 + W_3$$

$$= 0,35 + 0,89 + 0,18 + 0,4$$

$$= 1,82 \text{ kg}$$



Gambar 6.2 Skema gaya yang terjadi pada poros

$$\sum M_B = 0$$

$$(-R_A \times 100) + (F \times 150) = 0$$

$$R_A = \frac{F \times 150}{100} = \frac{1,82 \times 150}{100}$$

$$= 2,73 \text{ kg}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B - R_A - F = 0$$

$$R_B = F + R_A$$

$$= 1,82 + 2,73$$

$$= 4,55 \text{ kg}$$

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung ( $M_B$ ) dititik B

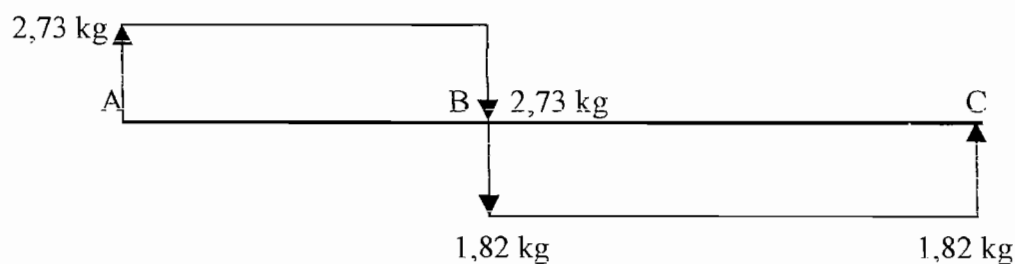
$$M_B = R_A \times 100$$

$$= 2,73 \times 100$$

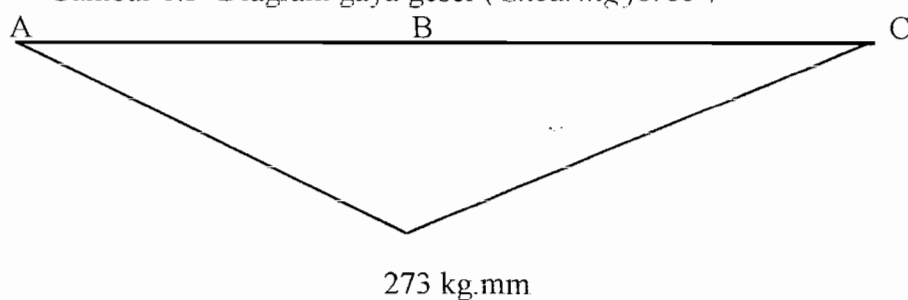
$$= 273 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\text{dititik A : } M_A = 0$$

$$\text{dititik C : } M_C = 0$$



Gambar 6.3 Diagram gaya geser (*Shearing force*)



Gambar 6.4 Diagram momen lengkung (*Bending moment*)

Dari Gambar 6.4 terlihat bahwa momen lentur maksimal terjadi pada tumpuan B yaitu sebesar 273 kgmm.

## 6.2 Penentuan Diameter Poros

Dari bab sebelumnya telah diketahui bahwa untuk poros adalah S 45 C – D dengan kekuatan tarik bahan adalah  $60 \text{ kg/mm}^2$ . Dengan kemungkinan poros dibuat bertingkat maka tegangan lentur bahan diijinkan sebesar  $5 \text{ kg/mm}^2$ .

Diameter poros yang dipengaruhi beban puntir dan beban lentur dapat diperoleh dengan persamaan (Sularso,1997: 18)

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(k_m \times M)^2 + (k_t \times T)^2} \right]^{1/3}$$

Dengan :  $\tau_a$  = Tegangan lentur bahan yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$k_m$  = Faktor koreksi beban lentur

$k_t$  = Faktor koreksi beban puntir

$M$  = Momen lentur (kgmm)

$T$  = Momen puntir (kgmm)

Dalam perancangan ini diambil

Faktor koreksi beban lentur ( $k_m$ ) = 2

Faktor koreksi beban puntir ( $k_t$ ) = 1,5

Besarnya diameter poros adalah

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{5} \sqrt{(2 \times 273)^2 + (1,5 \times 2226,3)^2} \right]^{1/3}$$

$$= 15,1 \text{ mm}$$

maka diambil diameter poros 35 mm.

### 6.3 Konsentrasi Tegangan Poros

Dalam perancangan poros bertingkat ini

Diameter poros ( $D$ ) = 40 mm

Diameter poros ( $d$ ) = 35 mm

Harga jari-jari filet poros

$$r = \frac{D - d}{2}$$

$$= \frac{40 - 35}{2}$$

$$= 2,5 \text{ mm}$$

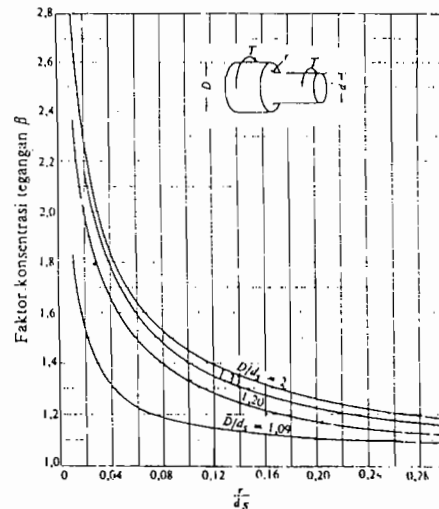
Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{35} = 0,07$$

Perbandingan diameter poros

$$\frac{D}{d}$$

$$\frac{40}{35} = 1,14$$



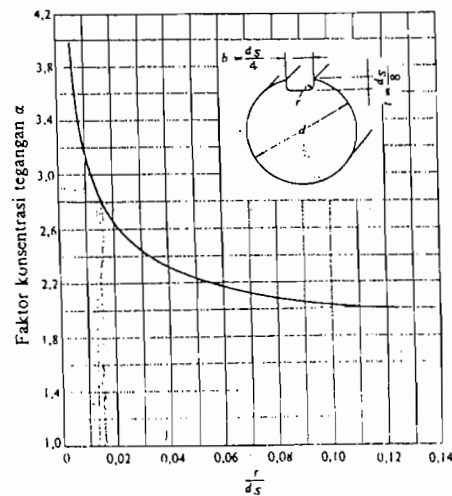
Gambar 6.5 Faktor konsentrasi tegangan  $\beta$  poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi filet.  
( Sularso, 1997: 11 )

Dari Gambar 6.5 didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan  $\beta = 1,2$

Pasak yang digunakan berukuran 8x7, dan jari-jari filet alur pasak = 0,4 mm.

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros adalah

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{35} = 0,011$$



Gambar 6.6 Faktor konsentrasi tegangan  $\alpha$  pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet.  
( Sularso, 1997: 9 )

Dari Gambar 6.6 diperoleh harga faktor konsentrasi tegangan  $\alpha = 3,4$ . Bila  $\alpha$  atau  $\beta$  untuk konsentrasi tegangan pada poros bertangga atau alur pasak yang ditaksir terdahulu, maka  $\alpha$  atau  $\beta$  sering kali menghasilkan diameter poros yang lebih besar. Bandingkan  $\alpha$  dan  $\beta$ , dan pilihlah yang lebih besar. Dari Gambar 6.5 dan 6.6, didapat  $\alpha$  lebih besar dari  $\beta$  maka perancangan ini menggunakan  $\alpha$ .

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Sularso , 1997: 18).

$$\tau_{mak} = \frac{5,1}{ds^3} \sqrt{(km \times M)^2 + (kt \times T)^2}$$

Sehingga tegangan geser maksimum poros adalah

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{5,1}{35^3} \sqrt{(2 \times 273)^2 + (1,5 \times 2226,3)^2} \\ &= 0,40 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman adalah



$$\tau_a \times S_{f2} > \tau_{mak} \times \alpha$$

$$5 \times 2 > 0,40 \times 3,4$$

$$10 > 1,36 \quad (\text{aman})$$

#### 6.4 Defleksi Puntiran

Besarnya defleksi puntiran dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 18).

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

Dengan: T = Momen puntir = 2226,3 kg/mm

L = Panjang poros = 150 mm

G = Modulus geser = 8300 kg/mm<sup>2</sup>

ds = Diameter poros = 35 mm

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{2226,3 \times 150}{8300 \times 35^4} \\ &= 0,016^0 \end{aligned}$$

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir pada poros harus dibatasi. Defleksi puntiran tersebut dibatasi sampai 0,25<sup>0</sup> atau 0,3<sup>0</sup> untuk setiap meter panjang poros. Batas defleksi yang dipakai adalah 0,3<sup>0</sup>, sehingga

$$\begin{aligned} \theta_{maks} &= 0,3^0 \times \frac{150}{1000} \\ &= 0,045^0 \end{aligned}$$

$$0,016^0 < 0,045^0$$

sehingga poros tersebut aman karena defleksi puntiran hasil perhitungan lebih kecil dari 0,3<sup>0</sup>.

## 6.5 Defleksi Lenturan Poros

Beban-beban lentur yang bekerja pada poros menyebabkan poros melentur.

Besarnya defleksi lenturan poros dapat dicari dengan persamaan (Sularso,1997: 18).

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F \times L_1^2 \times L_2^2}{d_s^4 \times l}$$

Dengan: F = Beban lentur yang diterima poros (kg)

$L_1$  = Panjang pusat impeler dengan pusat bantalan A (mm)

$L_2$  = Panjang pusat impeler dengan pusat bantalan B (mm)

$d_s$  = Diameter poros (mm)

$l$  = Jarak pusat antar bantalan (mm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa beban lentur yang terjadi pada poros sebesar 1,82 kg. Sedangkan berat poros dapat dicari dengan persamaan :

$$W_p = \frac{1}{4} \times \pi \times d_s^2 \times l \times \gamma$$

Dengan : Berat jenis baja =  $7,84 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$$W_p = \frac{1}{4} \times \pi \times 35^2 \times 250 \times 7,84 \times 10^{-6}$$

$$W_p = 1,6 \text{ kg}$$

Berat beban keseluruhan ( $F_{\text{tot}}$ ) =  $F + 0,5 \times W_p$

$$F_{\text{tot}} = 1,82 + 0,5 \times 1,6$$

$$F_{\text{tot}} = 2,62 \text{ kg}$$

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{2,62 \times 150^2 \times 250^2}{35^4 \times 100}$$

$$Y = 0,0297 \text{ mm}$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,3 mm untuk setiap satu meter panjang poros (Sularso, 1997: 19)

$$\frac{Y}{L} = \frac{0,0297}{0,1} = 0,297 \text{ mm}$$

defleksi pada poros masih dibawah defleksi batas yang sudah ditentukan yaitu sebesar 0,3, sehingga poros tersebut aman terhadap defleksi.

### 6.6 Putaran Kritis

Besarnya putaran kritis poros dapat ditentukan dengan persamaan (Sularso, 1997: 19)

$$N_{CP} = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W_{tot}}}$$

Dengan:  $d_s$  = Diameter poros (mm)

$W_{tot}$  = Berat total (kg)

Putaran kritis poros

$$N_{CP} = 52700 \frac{35^2}{150 \times 250} \sqrt{\frac{100}{2,62}}$$

$$N_{CP} = 10636 \text{ rpm}$$

Kecepatan operasi poros akan aman bila beroperasi 20% dibawah putaran kritis poros (Austin, 1990: 292).

$$\begin{aligned} N_{cr1} &= N_{cr} - 0,2 \times N_{cr} \\ &= 10636 - 0,2 \times 10636 \\ &= 8508,8 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 1750 rpm dibawah batas putaran kritis, sehingga putaran poros tersebut aman.

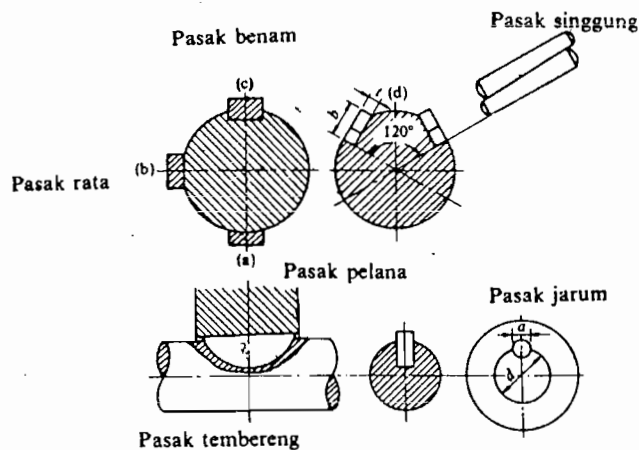
## BAB VII

### PERANCANGAN PASAK DAN BANTALAN

#### 7.1 Perancangan Pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk menersykan momen dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Menurut letaknya pada poros, pasak dapat dibedakan yaitu 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 sebagai pasak luncur. Disamping macam – macam pasak diatas ada pasak tembereng dan pasak jarum.



Gambar 7.1 Macam – Macam Pasak  
(Sumber: Sularso, 1997 hal 24 )

### 7.1.1 Dasar Perancangan Pasak

Pasak yang dipilih dalam perancangan ini adalah pasak benam. Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dan juga terdapat bentuk prismatis dan tirus yang kadang – kadang diberi kepala untuk memudahkan pencabutannya. Untuk menghitung kekuatan pasak dapat dilakukan dengan cara yaitu: dengan menghitung gaya tangensial, gaya geser dan tekanan permukaan.

### 7.1.2 Gaya Tangensial

Adanya momen puntir / torsi pada poros menyebabkan gaya tangensial pada permukaan poros. Gaya tangensial tersebut dapat dicari menggunakan persamaan (Sularso,1997 :25)

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

Dengan : T = Torsi / momen puntir (kg.mm)

$d_s$  = diameter poros (mm)

Pada perhitungan sebelumnya : T = 2226,3 kg.mm

$d_s$  = 35 mm

Gaya tangensialnya

$$F = \frac{2226,3}{35/2}$$

F = 127,22 kg

### 7.1.3 Gaya Geser

Dengan diameter poros impeler 28 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan pada tabel ukuran utama pasak (lampiran) adalah  $8 \times 7$ .

Kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 4,0 mm

Kedalaman alur pasak pada impeler ( $t_2$ ) = 3,3 mm

Panjang pasak ( $l$ ) = 18 – 90 mm

Harga tegangan geser yang diijinkan ( $\tau_{ka}$ ) dapat diperoleh dengan membagi kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) dengan faktor keamanan  $Sf_{k1} \times Sf_{k2}$ . Harga  $Sf_{k1}$  umumnya diambil 6 dan  $Sf_{k2}$  dipilih antara 1 – 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan – lahan, antara 1,5 – 3 jika dikenakan dengan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan secara tiba – tiba dan dengan tumbukan berat. (Sularso, 1997: 25)

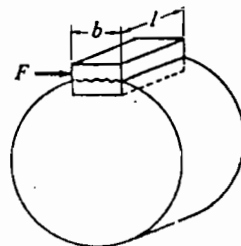
Bahan pasak dipilih lebih lemah dari poros, sehingga pasak akan lebih dahulu rusak dari pada poros atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Dipilih bahan untuk pasak S 30 C (lampiran)

Kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) = 48 kg/mm<sup>2</sup>

Faktor keamanan ( $Sf_{k1}$ ) = 6

Faktor keamanan ( $Sf_{k2}$ ) = 2



Gambar 7.2 Gaya Geser Pada Permukaan Pasak  
(Sumber: Sularso, 1997 hal 25)

Tegangan geser ijin dapat dicari dengan persamaan (Sularso,1997: 8)

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{(Sf_{k1} \times Sf_{k2})} \\ &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Panjang pasak dapat dicari dengan persamaan (Sularso,1997: 25)

$$\begin{aligned}l_1 &\geq \frac{F}{h \times \tau_{ka}} \\ l_1 &\geq \frac{127,22}{8 \times 4} \\ &\geq 3,97 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sedangkan pasak pada flens, dengan diameter poros sebesar 35 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan ukuran pada tabel ukuran utama pasak (lampiran) adalah  $10 \times 8$ .

Kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 5,0 mm

Kedalaman alur pasak pada impeler ( $t_2$ ) = 3,3 mm

Panjang pasak ( $l$ ) = 22 – 110 mm

Dipilih bahan untuk pasak S 30 C (lampiran), maka:

Tegangan geser ijin dapat dicari dengan persamaan (Sularso,1997: 8)

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{(Sf_{k1} \times Sf_{k2})} \\ &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Panjang pasak dapat dicari dengan persamaan (Sularso,1997: 25)

$$l_1 \geq \frac{F}{h \times \tau_{ka}}$$

$$l_1 \geq \frac{127,22}{10 \times 4}$$

$$\geq 3,2 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}$$

#### 7.1.4 Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang, maka tekanan bidang juga perlu dipertimbangkan. Dari harga tekanan permukaan yang diijinkan ( $P_a$ ) sebesar  $8 \text{ kg/mm}^2$  untuk poros dengan diameter kecil dan  $10 \text{ kg/mm}^2$  untuk diameter besar, dan setengahnya dari harga – harga diatas untuk poros putaran tinggi.  $l_2$  dapat dicari dengan(Sularso,1997: 27)

$$l_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2}$$

dengan : F = Gaya Tangensial (kg)

$P_a$  = Tekanan permukaan yang diijinkan ( $8 \text{ kg/mm}^2$ )

$t_2$  = Kedalaman alur pasak pada impeler (mm)

$$l_2 \geq \frac{127,22}{8 \times 3,3}$$

$$\geq 4,82 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik adalah antara 25% sampai 35% dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros yaitu antara 0,7 sampai 1,5 dari diameter poros. (Sularso,1997: 27)



Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui lebar pasak adalah 8 mm maka untuk pemeriksaan kembali

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

$$0,25 \leq \frac{8}{28} \leq 0,35$$

$$0,25 \leq 0,286 \leq 0,35$$

lebar pasak impeler telah memenuhi persyaratan dan dianggap aman.

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel (lampiran), dengan panjang pasak yang didapat yaitu 7 mm ternyata tidak memenuhi syarat. Dipilih panjang pasak 25 mm

$$0,75 \leq \frac{l}{d_s} \leq 1,5$$

$$0,75 \leq \frac{25}{28} \leq 1,5$$

$$0,75 \leq 0,89 \leq 1,5$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka perancangan pasak impeler telah memenuhi persyaratan.

Sedangkan untuk pasak kopling flens, perhitungannya adalah sebagai berikut

$$l_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2}$$

$$l_2 \geq \frac{127,22}{10 \times 3,3}$$

$$\geq 3,85 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$$

panjang pasak kopling flens adalah 8 mm

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui lebar pasak adalah 10 mm maka untuk pemeriksaan kembali

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

$$0,25 \leq \frac{10}{35} \leq 0,35$$

$$0,25 \leq 0,286 \leq 0,35$$

lebar pasak telah memenuhi persyaratan dan dianggap aman.

dengan panjang pasak yang didapat yaitu 8 mm ternyata tidak memenuhi syarat. Dipilih panjang pasak 50 mm

$$0,75 \leq \frac{l}{d_s} \leq 1,5$$

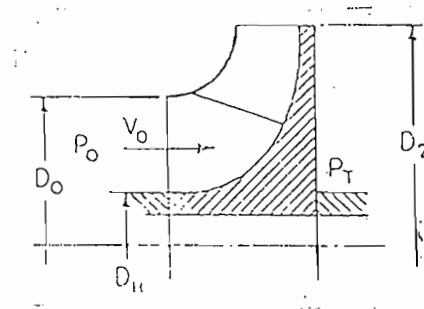
$$0,75 \leq \frac{50}{35} \leq 1,5$$

$$0,75 \leq 1,43 \leq 1,5$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka perancangan pasak kopling flens telah memenuhi persyaratan.

## 7.2 Gaya Aksial

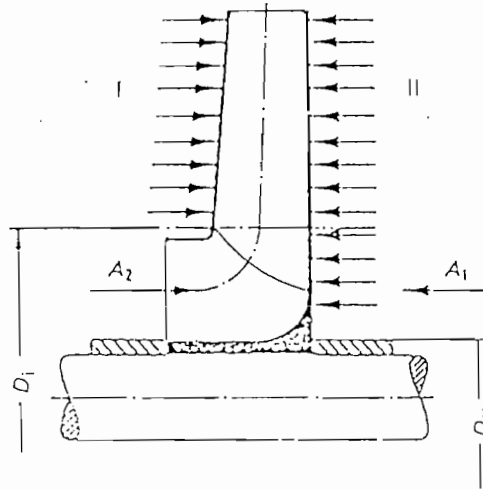
Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan aksial yang disebabkan oleh gaya – gaya yang berlawanan arahnya. Gaya yang kecil diantara gaya – gaya ini adalah gaya yang disebabkan oleh perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler dari sisi isap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang diameter  $D_0$  dan  $D_H$ .



Gambar 7.3 Bagian Leher Impeler  
(Sumber: Austin, 1993 hal 156)

Fluida yang keluar dari impeler mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan isap. Gaya – gaya yang terjadi dinetralkan oleh luasan  $D_0$  dan  $D_2$  sehingga besarnya gaya adalah sama dan berlawanan arah pada dinding (Austin, 1990: 156)

Akibat perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi keluar akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap. Gaya aksial yang bekerja pada suatu impeler dapat dilihat pada gambar 7.4. Tekanan yang bekerja pada piringan roda sebelah kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. Pada bagian sebelah kanan (II) mempunyai tekanan yang lebih besar, yang besarnya kira – kira sesuai dengan bidang lingkaran antar  $D_1$  dan  $D_H$ . Akibat tekanan bagian II lebih besar dibandingkan dengan bagian I, tekanan ini mengakibatkan gaya geser aksial  $A_1$  kearah sisi hisap (Fritz Dietzel,1992: 276)



Gambar 7.4 Gaya Geser Aksial Pada Impeler  
(Sumber: Fritz Dietzel, 1992 hal 276)

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dicari dengan persamaan (Austin, 1990 :

156)

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma$$

Dengan :  $P_T$  = tekanan fluida dibelakang impeler ( $\text{kg/m}^2$ )

$P_0$  = tekanan fluida didepan impeler ( $\text{kg/m}^2$ )

$U_2$  = kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (m/s)

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

$\gamma$  = berat jenis fuida yang dialirkan ( $\text{kg/m}^3$ )

telah diketahui bahwa

kecepatan keliling fluida sisi luar impeler ( $U_2$ ) = 17,67 m/s

kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 10,07 m/s

berat jenis fuida yang dialirkan ( $\gamma$ ) = 1000  $\text{kg/m}^3$

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

sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{17,67^2 - 10,07^2}{2 \times 9,81} \times 1000$$

$$P_T - P_0 = 8059,02 \text{ kg/m}^2$$

antara bidang lingkaran  $D_0$  dan  $D_H$  terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan (Austin, 1990: 156)

$$F_a = (P_T - P_0) \times \frac{\pi}{4} \times (D_0^2 - D_H^2)$$

dengan :  $D_0$  = diameter mata impeler (meter)

$D_H$  = diameter hub impeler (meter)

Telah diketahui bahwa

diameter mata impeler ( $D_0$ ) = 0,11 m

diameter hub impeler ( $D_H$ ) = 0,0392 m

besarnya gaya aksial adalah

$$\begin{aligned} F_a &= (8059,02) \times \frac{\pi}{4} \times (0,11^2 - 0,0392^2) \\ &= 66,83 \text{ kg} \end{aligned}$$

Fluida yang masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk  $V_0$ , maka perubahan momentum atau gaya aksial dari perbedaan momentum dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990: 155)

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_0$$

Dengan  $V_0$  = kecepatan fluida masuk impeler (m/s)

$W$  = berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/s)

Kapasitas air yang dipompa ( $Q$ ) = 0,025 m<sup>3</sup>/s, maka bobot air yang dipompa adalah

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \\ &= 0,025 \times 1000 \\ &= 25 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk impeler ( $V_0$ ) = 11 ft/s = 3,35 m/s, sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{25}{9,81} \times 3,35 \\ &= 8,54 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari kedua gaya aksial yang besar dan arahnya yang berbeda, maka dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler, yaitu

$$\begin{aligned} F_{a_{rest}} &= F_a - F_m \\ &= 66,83 - 8,54 \\ &= 58,29 \text{ kg} \end{aligned}$$

Resultan gaya aksial ini berusaha untuk menekan atau menggerakkan impeler dan poros menuju sisi isap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler, maka diperlukan elemen pengimbang gaya aksial.

Prinsip elemen pengimbang yaitu membuat tekanan didepan dan dibelakang impeler sama. Salah satu cara mengkompensir gaya geser aksial dapat dilakukan dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredam dengan lubang pengimbang. Cara tersebut dipergunakan pada pompa satu tingkat dan pompa bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar.

### 7.3 Perancangan Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak – baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, mala prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja sebagaimana mestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung. Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan pada poros

- a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan. Karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

- b. Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gerakan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

- a. Bantalan radial

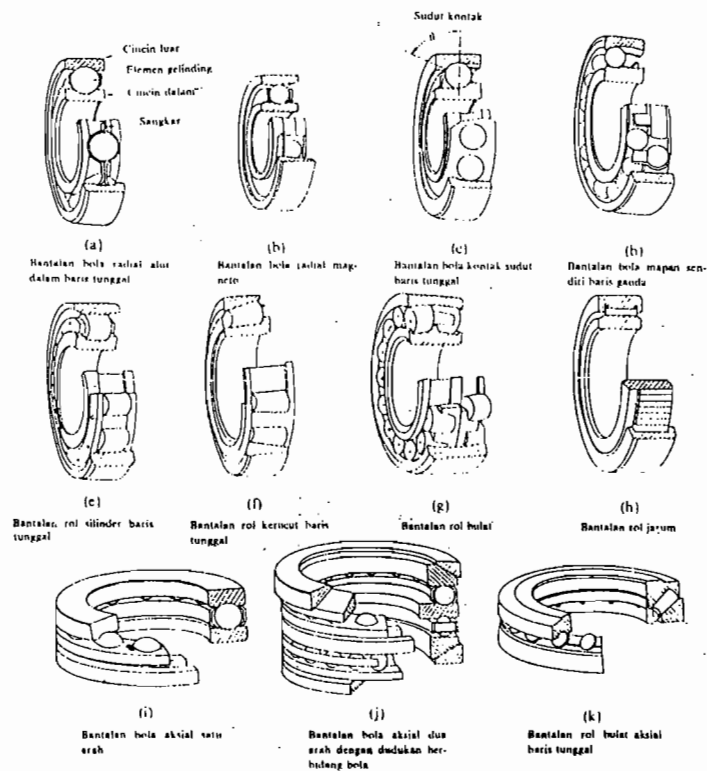
Arah beban yang ditumpu bantalan yaitu tegak lurus sumbu poros.

- b. Bantalan aksial

Arah beban pada bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

### c. Bantalan gelinding khusus

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



Gambar 7.5 Macam – Macam Bantalan gelinding  
(Sumber: Sularso, 1997 hal 129)

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan pada gesekan yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil.

Pada perancangan bantalan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding khusus, karena dapat menumpu beban radial maupun aksial sekaligus.



Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan yang sulit.

Dari diameter poros sebesar 35 mm, maka dipilih bantalan bola dengan alur dalam baris tunggal. Dari diameter tersebut diperoleh dimensi (lampiran) sebagai berikut:

Nomor Bantalan = 6007

Diameter dalam bantalan (d) = 35 mm

Diameter luar bantalan (D) = 62 mm

Lebar bantalan (b) = 13 mm

Jari-jari filet (r) = 1,5 mm

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 1250 kg

Kapasitas statis dinamis spesifik (C<sub>o</sub>) = 915 kg

Dari perhitungan sebelumnya juga diketahui

Gaya aksial (F<sub>a</sub>) = 58,29 kg

Gaya radial (F<sub>r</sub>) = 1,82 kg

Beban radial ekuivalen (P<sub>r</sub>) dan beban ekuivalen dinamis (P) dapat dicari dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 135)

$$P_r = X_o \times V \times F_r + Y_o \times F_a$$

Dengan : X<sub>o</sub> = faktor beban radial

Y<sub>o</sub> = faktor beban aksial

V = beban putar pada cincin dalam

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

Dengan : X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

Tabel 7.1 faktor V, X, Y, dan Xo, Yo

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda			
			$F_a/VE_r > e$		$F_a/VE_r \leq e$		$F_a/VE_r > e$			X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>		
			X	Y	X	Y	X	Y							
Bantalan bola dalam	1	1,2	0,56	1,82	2,30	1	0	0,56	1,45	0,30	0,6	0,5	0,6	0,5	
					1,99										1,90
					1,71										1,71
					1,55										1,55
					1,45										1,45
					1,31										1,31
					1,15										1,15
					1,04										1,04
Bantalan bola sudut	1	1,2	0,35	0,57	1,09	1	0,78	0,66	1,07	0,80	0,5	0,33	1	0,66	
					0,87										0,67
					0,76										0,63
					0,66										0,60
					0,66										0,60
					0,57										0,57

Untuk bantalan baris tunggal, bila  $F_a/VE_r \leq e$ , X = 1, Y = 0

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{58,29}{915} = 0,064$$

didapat V = 1, X = 0,56, Y = 1,66, Xo = 0,6, Yo = 0,5

beban radial ekuivalen

$$P_r = X_o \times V \times F_r + Y_o \times F_a$$

$$P_r = 0,6 \times 1 \times 1,82 + 0,5 \times 58,29$$

$$= 30,24 \text{ kg}$$

beban ekuivalen dinamis

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

$$P = 0,56 \times 1,82 + 1,66 \times 58,29$$

$$= 97,8 \text{ kg}$$

Faktor kecepatan bantalan dapat dicari dengan menggunakan persamaan (sularso, 1997: 136)

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

dengan: n = putaran poros

$$\begin{aligned} f_n &= \left( \frac{33,3}{1750} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,27 \end{aligned}$$

Dari faktor kecepatan dapat dihitung faktor umur bantalan dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 136)

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

$$\begin{aligned} f_h &= 0,27 \times \frac{1250}{97,8} \\ &= 3,45 \end{aligned}$$

umur nominal bantalan dapat dicari dengan persamaan (Sularso, 1997: 136)

$$\begin{aligned} L_h &= 500 (f_h)^3 \\ &= 500 \times (3,45)^3 \\ &= 20532 \text{ jam} \end{aligned}$$

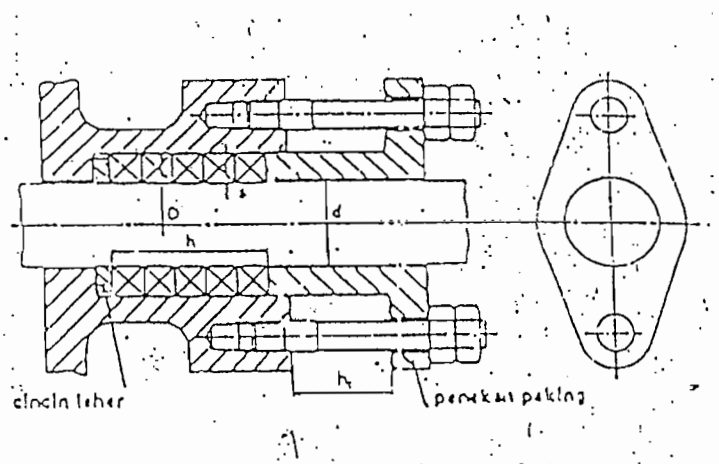
Dari batasan yang telah ditentukan yaitu sebesar 20000 – 30000 jam, umur bantalan diatas sudah baik.

## BAB VIII

### ELEMEN PENDUKUNG

#### 8.1. KOTAK PAKING (*stufing box*)

Perapat poros pada pompa berfungsi untuk mencegah agar udara tidak masuk ke dalam rumah pompa saat pompa beroperasi dan mencegah air keluar dari rumah pompa. Bahan paking lunak biasanya terbuat dari kain kapas, asbes dan sebagainya. Dalam perdagangan paking dapat dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet dengan penampang segi empat/ bujur sangkar.



Gambar 8.1 Kotak Paking  
(Sumber: Stolk, 1994, hal 523)

Paking yang berpenampang segi empat/ bujur sangkar berbentuk seperti lilitan sekrup yang ditekan dengan penekan paking (*gland*). Tekanan yang terjadi pada paking merambat kesegala arah sehingga paking dipres pada poros.

Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut:

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

Dengan :  $s$  = tebal paking (mm)

$d$  = diameter poros (mm)

untuk perancangan ini diameter selongsong poros  $d = 35$  mm, maka tebal paking adalah:

$$s = 1,1\sqrt{d}$$

$$s = 1,1\sqrt{35}$$

$$= 6,51 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm}$$

sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan rumus

$$h = (4-8) s$$

dalam perancangan ini diambil panjang paking sebesar

$$h = 4 \times s$$

$$= 4 \times 7$$

$$= 28 \text{ mm}$$

jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan rumus

$$h_1 = 3 \times s$$

sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah

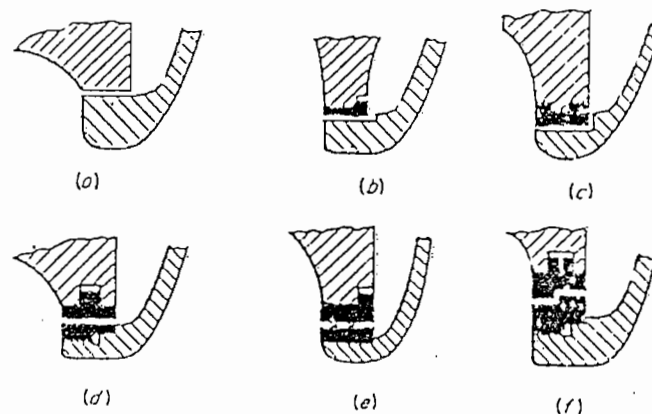
$$h_1 = 3 \times 7$$

$$= 21 \text{ mm}$$

## 8.2. Cincin Penahan Keausan

Untuk mencegah terjadinya keausan rumah pompa dan impeler pada sambungan yang bergerak (*running joint*), dipasang cincin penahan keausan (*wearing ring*), yang disebut juga cincin rumah pompa atau cincin perapat

Pada gambar 8.2 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, gambar 8.2 a. Perapat merupakan sambungan merata. Sama halnya, sambungan b mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa, impeler juga dapat mempunyai cincin yang serupa. Pada d, e, dan f cincin – cincin itu dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan ini dipilih jenis cincin penahan keausan c dengan pertimbangan bahwa cincin perapat yang hanya dipasang pada rumah pompa sudah cukup dalam mengurangi gesekan yang terjadi pada rumah pompa dan impeler akibat perubahan temperatur dan getaran sehingga tidak menimbulkan kemacetan impeler.



Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan  
(Sumber: Hicks, 1996, hal 21)

### 8.3. Pemancingan

Sebelum pompa beroperasi, mata impeler harus dibenamkan dan pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin penahan keausan akan tergesek yang akan menyebabkan macet. Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran hisap atau kedalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya, dengan kata lain pompa akan terhenti.

Ada tiga sistem pemancingan pompa, yaitu:

- a. Memasukkan air kedalam saluran hisap hingga impeler terisi air.
- b. Mengeluarkan udara dari dalam pipa hisap dan dari dalam pompa sehingga air dipaksa untuk naik kedalam pompa oleh tekanan udara luar pada permukaan air.
- c. Dengan mendesain pompa agar dapat memancing sendiri (*self priming*).

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancingan a karena sistem pemancingan ini lebih mudah dan lebih sederhana daripada sistem pemancingan lainnya yang memerlukan alat bantu dalam pengoperasian pompa. Sistem ini hanya memenuhi impeler dengan fluida yang akan dipompakan lewat lubang pemancingan hingga terisi penuh.

### 8.4. Baut dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon  $C = (0,2 - 0,3) \%$  difinis biasa sehingga tegangan tarik ijin adalah  $\sigma_a = 4,8 \text{ kg/mm}^2$ .

Dipakai ulir kasar metris (JIS B 0205) M 10 berdasarkan tabel (lampiran), maka:

Jarak bagi (P)	= 1,5 mm
Tinggi Kaitan (H <sub>1</sub> )	= 0,812 mm
Diameter Luar (d)	= 10 mm
Diameter Inti (d <sub>1</sub> )	= 8,376 mm
Diameter Efektif (d <sub>2</sub> )	= 9,026 mm

Tegangan tarik yang diijinkan:

$$\sigma_a \geq \frac{W}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \times (0,8 \times d)^2}$$

Pembebanan aksial murni maksimum pada baut:

$$W \leq \sigma_a \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \times d)^2$$

Dengan: W : gaya aksial murni maksimum (kg)

$\sigma_a$  : tegangan tarik ijin (kg/mm<sup>2</sup>)

d : diameter luar (mm)

$$W \leq 4,8 \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \times 10)^2$$

$$W = 241,274 \text{ kg}$$

tekanan kontak ijin, bahan baja liat dan digunakan untuk pengikat, maka harga  $q_a$  dalam tabel (lampiran) adalah = 3 kg/mm<sup>2</sup>.

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z}$$

Dengan: H<sub>1</sub> : tinggi kaitan (mm)

d<sub>2</sub> : diameter efektif (mm)

z : jumlah lilitan ulir



$$z \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times q_a}$$

$$z \geq \frac{241,274}{\pi \times 9,026 \times 0,812 \times 3}$$

$$z \geq 3,493 \approx 4 \text{ lilitan}$$

sehingga tinggi mur (H) adalah:

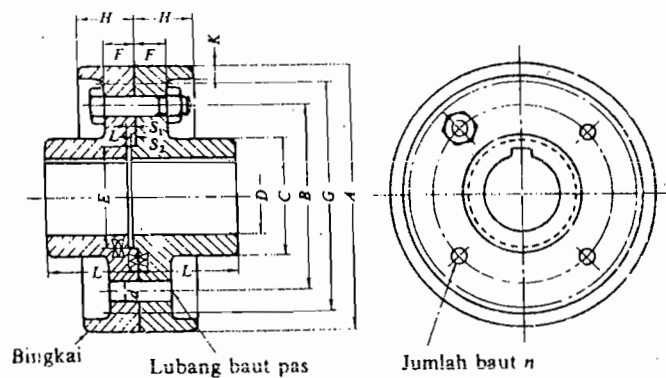
$$H = z \times P$$

$$H = 5 \times 1,5$$

$$H = 7,5$$

### 8.5. Kopling flens

Kopling adalah suatu elemen yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari motor penggerak ke poros yang digerakkan tanpa terjadi slip. Kopling flens merupakan salah satu contoh dari kopling kaku.



Gambar 8.3 kopling flens  
(Sumber: Sularso, 1997: hal 32)

Dari data awal perancangan diperoleh data sebagai berikut:

Daya yang akan ditransmisikan adalah	: 3,77 kW
Putaran	: 1750 rpm
Momen puntir	: 2226,3 kg.mm
Bahan poros	: S45C-D
Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	: 60 kg/mm <sup>2</sup>
Faktor keamanan ( $S_{F1}$ )	: 6,0
Faktor keamanan ( $S_{F2}$ )	: 2,0
Tegangan geser ( $\tau_a$ )	: 5kg/mm <sup>2</sup>
Diameter poros	: 35 mm

Tabel 8.1 dimensi kopling (Sumber: Sularso, 1997: hal 32)

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	40	33,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(130)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	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

Maka dari tabel 8.1 didapatkan dimensi kopling sebagai berikut:

Diameter luar kopling flens (A)	: 140 mm
Panjang naf (L)	: 50 mm
Diameter baut (d)	: 10 mm
Diameter pusat baut (B)	: 100 mm
Tebal flens (F)	: 18 mm
Diameter naf (C)	: 63 mm
Jumlah baut (n)	: 4 pcs

Jumlah baut efektif ( $n_e$ ) dapat dicari dengan persamaan (Sularso, 1997: 35)

$$n_e = \varepsilon \times n$$

dengan :  $\varepsilon$  = nilai efektif baut (50%)

$$n_e = 0,5 \times 4$$

$$n_e = 2$$

dari hasil yang sudah diketahui, maka tegangan geser baut  $\tau_b$  (kg/mm) dapat dicari dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 34)

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

dengan : B = diameter pusat baut (mm)

$d_b$  = diameter baut (mm)

$$\tau_b = \frac{8 \times 2226,3}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 100}$$

$$\tau_b = 0,28 \text{ kg/mm}$$

tegangan geser baut yang diijinkan  $\tau_{ba}$  (kg/mm) dapat dicari dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 35)

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_b}{Sf_b \times k_b}$$

dengan :  $\sigma_b$  = kekuatan tarik baut ( $\text{kg/mm}^2$ )

$Sf_b$  = faktor keamanan = 6,0

$K_b$  = faktor koreksi = 3,0

Bahan baut yang dipilih adalah SS 41 B dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 41 \text{ kg/mm}^2$

$$\tau_{ba} = \frac{41}{6 \times 2}$$

$$\tau_{ba} = 2,28 \text{ kg/mm}^2$$

pengecekan tegangan geser baut

$$k_b \times \tau_b < \tau_{ba}$$

$$3 \times 0,28 < 2,28$$

$$0,84 < 2,28$$

tegangan geser baut yang terjadi dinyatakan baik dan aman.

Dengan menentukan bahan kopleng flens yaitu besi cor kelabu FC 30 dengan kekuatan tarik  $\tau_{BF} = 30 \text{ kg/mm}^2$ , maka tegangan geser kopleng flens  $\tau_F$  ( $\text{kg/mm}^2$ ) dapat dicari dengan persamaan (Sularso, 1997: 34)

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

dengan : C = diameter naf (mm)

F = tebal flens (mm)

T = momen puntir (kg.mm)

$$\tau_F = \frac{2 \times 2226,3}{\pi \times 63^2 \times 18}$$

$$\tau_F = 0,02 \text{ kg/mm}^2$$

tegangan geser flens yang diijinkan dapat dicari dengan persamaan (Sularso, 1997: hal 34)

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_{BF}}{S_{FF} \times K_f}$$

dengan :  $\sigma_{BF}$  = kekuatan tarik flens ( $\text{kg/mm}^2$ )

$S_{FF}$  = faktor keamanan = 6,0

$K_f$  = faktor koreksi = 3,0

$$\tau_{Fa} = \frac{30}{6 \times 3}$$

$$\tau_{Fa} = 1,7 \text{ kg/mm}^2$$

pengecekan dalam perhitungan geser flens:

$$K_f \times \tau_F < \tau_{Fa}$$

$$3 \times 0,02 < 1,7$$

$$0,06 < 1,7$$

sehingga tegangan geser yang terjadi pada flens adalah aman.

## **BAB IX**

### **KARAKTERISTIK POMPA**

#### **9.1. Pendahuluan**

Karakteristik pompa merupakan sifat – sifat dan kemampuan suatu pompa terhadap kapasitas dengan head, kapasitas dengan daya, dan kapasitas dengan efisiensi pompa. Karakteristik pompa perlu diperhitungkan dengan tujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah dirancang.

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

#### **9.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head**

##### **9.2.1 Head Euler's ( $H_e$ )**

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dan belum memperhitungkan kerugian – kerugian yang terjadi. Head ini dapat terjadi apabila aliran fluida benar – benar melalui saluran yang tepat sesuai dengan sudut sudu jalan yang ditentukan, dan diasumsikan bahwa fluida dipaksa melalui sudu – sudu yang banyaknya tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu dengan yang lainnya sangat sempit. ( Fritz Dietzel, 1996: 256)

Besarnya Head Euler's dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$H_e = \frac{U_2}{g} \times \left[ U_2 - \frac{Q_t \times \cot \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right]$$

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

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

$b_2$  = lebar pada sisi keluar impeler (m)

$Q_t$  = kapasitas pompa teoritis ( $m^3/s$ )

$\beta_2$  = sudut sisi keluar impeler ( $^\circ$ )

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan bahwa:

Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 17,67 m/detik

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 0,185 m

Lebar pada sisi keluar impeler ( $b_2$ ) = 0,018 m

Kapasitas pompa teoritis ( $Q_t$ ) = 1,1Q  $m^3/s$

Sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) = 25 $^\circ$

Percepatan gravitasi (g) = 9,81  $m/s^2$

Besarnya Head Euler's adalah

$$H_e = \frac{17,67}{9,81} \times \left[ 17,67 - \frac{1,1Q \times \cot 25}{0,185 \times \pi \times 0,018} \right]$$

$$= 31,828 - 406,363 Q$$

pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 m^3/s$

$$= 31,828 m$$

pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025 m^3/s$

$$= 21,669 m$$

### 9.2.2 Head Teoritis ( $H_t$ )

Head teoritis adalah aliran head yang telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran dan diasumsikan aliran fluida yang memasuki sisi masuk adalah bersifat radial, yang sebelumnya belum diperhitungkan pada persamaan Euler's.

Head teoritis ini dinyatakan dengan menggunakan rumus (Austin, 1990: 33)

$$H_t = \eta_\infty \times H_e$$

Dengan:  $\eta_\infty$  = koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien aliran  $\eta_\infty$  memiliki batas harga antara 0,6 sampai dengan 0,8 (Khetagurov: 231).

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran = 0,6

Besarnya head teoritis adalah:

$$H_t = 0,6 \times (31,828 - 406,363 Q)$$

$$H_t = 19,097 - 243,818 Q$$

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

$$H_t = 19,097 \text{ m}$$

pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_t = 13,001 \text{ m}$$

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

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

(Khetagurov: 266)

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



Dengan:  $H_t$  = head teoritis (m)

$h_h$  = kerugian hidrolis (m)

Kerugian hidrolisnya adalah:

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

$$h_h = 13,001 - 12$$

$$h_h = 1,001 \text{ m}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan dinyatakan dengan rumus

$$H_h = h_s + h_{FD}$$

Dengan:  $h_s$  = kerugian kejut dan turbulensi (m)

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

Pada waktu pompa bekerja dalam kondisi terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik – titik efisiensi maksimum, harga kerugian kejut, turbulensi dan kerugian gesekan yaitu setengah kerugian hidrolis.

$$h_s = h_{FD} = 0,5 \times h_h$$

$$= 0,5 \times 1,001$$

$$= 0,5005 \text{ m}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Stepanoff, 1948: 164)

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

Dengan:  $K$  = koefisien gesekan

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



Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka harga koefisien  $K$  dapat ditentukan yaitu

$$K = \frac{0,5005}{0,025^2}$$

$$= 800,8$$

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

$$h_{FD} = 800,8 \times Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan ( Khetagurov: 267)

$$h_s = \frac{k_{sh}}{2g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times \eta_\infty \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2$$

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

$\eta_\infty$  = koefisien sirkulasi aliran

$U_1$  = Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler (m/s)

$U_2$  = Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler (m/s)

$d_2$  = Diameter sisi keluar impeler (m)

$d_1$  = Diameter dasar rumah volut (m)

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

$Q_n$  = kapsitas normal pompa ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui:

Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler = 10,07 m/s

Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler = 17,67 m/s

Diameter sisi keluar impeler = 0,185 m

Diameter dasar rumah volut = 0,196 m

Koefisien sirkulasi aliran = 0,6

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8. (Khetagurov: 268)

Diambil harga koefisien kerugian kejut ( $K_{sh}$ ) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025$  m<sup>3</sup>/s, dari persamaan kerugian kejut dan turbulensi dapat ditentukan kapasitas normal, yaitu

$$0,5005 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[ 10,07^2 + \left( 17,67 \times 0,6 \times \frac{0,185}{0,196} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,0256}{Q_n} \right]^2$$

$$0,5005 = 7,269 \left( 1 - \frac{0,025}{Q_n} \right)^2$$

$$0,707 = 2,696 \left( 1 - \frac{0,025}{Q_n} \right)^2$$

$$0,707 = 2,696 - \frac{0,0674}{Q_n}$$

$$Q_n = 0,0339 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$h_s = 7,269 \times \left( 1 - \frac{Q}{0,0339} \right)^2$$

$$h_s = 7,269 - 428,849 Q + 6325,215 Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0$  m<sup>3</sup>/s

$$h_s = 7,269 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025$  m<sup>3</sup>/s

$$h_s = 7,269 - 10,721 + 3,953$$

$$h_s = 0,501 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/ turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan kepersamaan:

$$h_h = h_s + h_{FD}$$

$$h_h = 7,269 - 428,849 Q + 6325,215 Q^2 + 800,8 Q^2$$

$$h_h = 7,269 - 428,849 Q + 7126,015 Q^2$$

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

$$h_h = 7,269 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$

$$h_h = 7,269 - 10,721 + 4,454$$

$$h_h = 1,002 \text{ m}$$

Dari persamaan

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

$$H_{akt} = (19,097 - 243,818 Q) - (7,269 - 428,849 Q + 7126,015 Q^2)$$

$$H_{akt} = 11,828 + 185,031 Q - 7126,015 Q^2$$

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

$$H_{akt} = 11,828 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_{akt} = 11,828 + 4,626 - 4,454$$

$$H_{akt} = 12 \text{ m}$$

Head aktual hasil perhitungan diatas sesuai dengan head yang ditentukan dalam persoalan, sehingga didapat hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu

$$H_e = 31,828 - 406,363 Q$$

$$H_t = 19,097 - 243,818 Q$$

$$h_{FD} = 800,8 \times Q^2$$

$$h_s = 7,269 - 428,849 Q + 6325,215 Q^2$$

$$h_h = 7,269 - 428,849 Q + 7126,015 Q^2$$

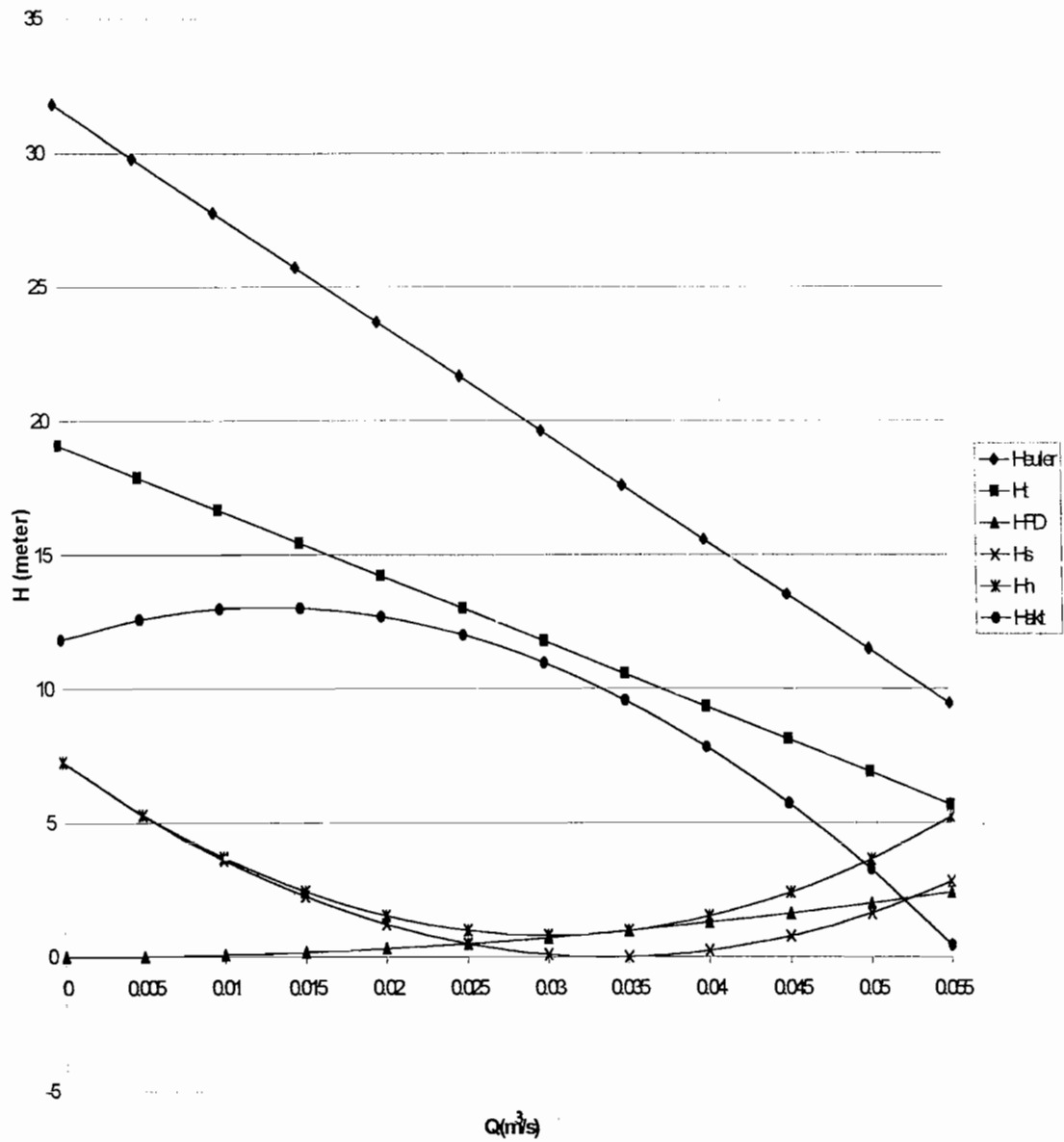
$$H_{akt} = 11,828 - 185,031 Q - 7126,015 Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa, hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas  $Q$  sembarang seperti dalam Tabel 9.1

Tabel 9.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m <sup>3</sup> /s)	H <sub>e</sub> (meter)	H <sub>t</sub> (meter)	H <sub>FD</sub> (meter)	H <sub>s</sub> (meter)	H <sub>h</sub> (meter)	H <sub>akt</sub> (meter)
0,000	31,828	19,097	0	7,269	7,269	11,828
0,005	29,796	17,878	0,02002	5,283	5,303	12,575
0,010	27,764	16,659	0,08008	3,613	3,694	12,965
0,015	25,732	15,440	0,18018	2,259	2,439	13,000
0,020	23,701	14,221	0,32032	1,222	1,542	12,679
0,025	21,669	13,001	0,5005	0,501	1,002	12,000
0,030	19,637	11,782	0,72072	0,097	0,817	10,966
0,035	17,605	10,563	0,98098	0,007	0,988	9,575
0,040	15,573	9,344	1,28128	0,245	1,517	7,827
0,045	13,542	8,125	1,62162	0,779	2,401	5,724
0,050	11,510	6,906	2,002	1,640	3,642	3,264
0,055	9,478	5,687	2,42242	2,816	5,238	0,449
0,060	7,446	4,468	2,88288	4,309	7,192	-2,724

Dari tabel 9.1 dapat digambarkan grafik gambar 9.1



Gambar 9.1 grafik hubungan antara kapasitas (Q) dengan head (H)

### 9.3. Karakteristik Pompa Hubungan Antara 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 cakera, kerugian hidrolis, kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dalam sebuah persamaan berikut (Austin, 1990: 35)

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

dengan:  $b, hp$  = daya kuda rem

$f, hp$  = daya kuda fluida

$hp_I$  = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

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

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

$hp_M$  = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

#### 9.3.1 Daya Kuda Fluida ( $f, hp$ )

Daya kuda fluida dalam satuan british (lbft/detik) untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan (Austin, 1990: 34)

$$f, hp = \frac{\omega \times H}{550}$$

$$\omega = Q \times \gamma$$

dengan:  $H$  = head pompa (ft)

$\omega$  = kapasitas pompa dalam (lb/detik)

$\gamma$  = berat jenis fluida (lb/ft<sup>3</sup>)

daya kuda dalam satuan metrik (kgm/detik) adalah

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

dengan: H = head pompa (m)

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

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

berat jenis fluida air = 1000 kg/ m<sup>3</sup>

Head pompa = 12 meter

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah

$$f, hp = \frac{Q \times 12 \times 1000}{75}$$

$$f, hp = 160 Q$$

### 9.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran ( $hp_L$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan (Austin, 1990: 35)

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

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

$H_t$  = head teoritis (m)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan kapasitas kebocoran pompa yaitu 10% dari kapasitas pompa.

Head teoritis ( $H_t$ ) = 19,097 – 243,818 Q

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah:

$$hp_L = \frac{0,1Q \times (19,097 - 243,818Q) \times 1000}{75}$$

$$hp_L = 25,463Q - 325,091Q^2$$



### 9.3.3 Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra ( $hp_{DF}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakra untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan persamaan (Austin, 1990: 126)

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

dengan:  $d_2$  = diameter sisi keluar impeler (in)

$n$  = putaran poros pompa (rpm)

dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan

Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 7,28 in

Putaran poros pompa ( $n$ ) = 1750 rpm

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{7,28}{12}\right)^{4,83} \times 1750^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$hp_{DF} = 0,154 \text{ hp}$$

### 9.3.4 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis ( $hp_{HY}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dinyatakan dengan persamaan (Stepanoff, 1948: 196)

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

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah ditentukan sebelumnya yaitu

$$h_h = 7,269 - 428,849 Q + 7126,015 Q^2$$

sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,1Q) \times 1000 \times (7,269 - 428,849Q + 7126,015Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 106,612 Q - 6289,785 Q^2 + 104514,887 Q^3$$

### 9.3.5 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis ( $hp_M$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2% sampai dengan 4% dari daya kuda rem (Austin, 1990: 32)

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 2% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,02 \times b, hp$$

### 9.3.6 Daya Kuda Rem ( $b, hp$ )

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukkan harga – harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam persamaan daya kuda rem

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

$$b, hp = 160 Q + (25,463Q - 325,091Q^2) + 0,154 + (106,612 Q - 6289,785 Q^2 + 104514,887 Q^3) + 0,02 b, hp$$

$$0,98 b, hp = 0,154 + 292,075 Q - 6614,876 Q^2 + 104514,887 Q^3$$

$$b, hp = 0,157 + 298,036 Q - 6749,873 Q^2 + 106647,844 Q^3$$

### 9.3.7 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang. Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Austin, 1990: 36)

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

dari perhitungan sebelumnya dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut

$$f, hp = 160 Q$$

$$hp_L = 25,463 Q - 325,091 Q^2$$

$$hp_{DF} = 0,154 hp$$

$$hp_{HY} = 106,612 Q - 6289,785 Q^2 + 104514,887 Q^3$$

$$b, hp = 0,157 + 298,036 Q - 6749,873 Q^2 + 106647,844 Q^3$$

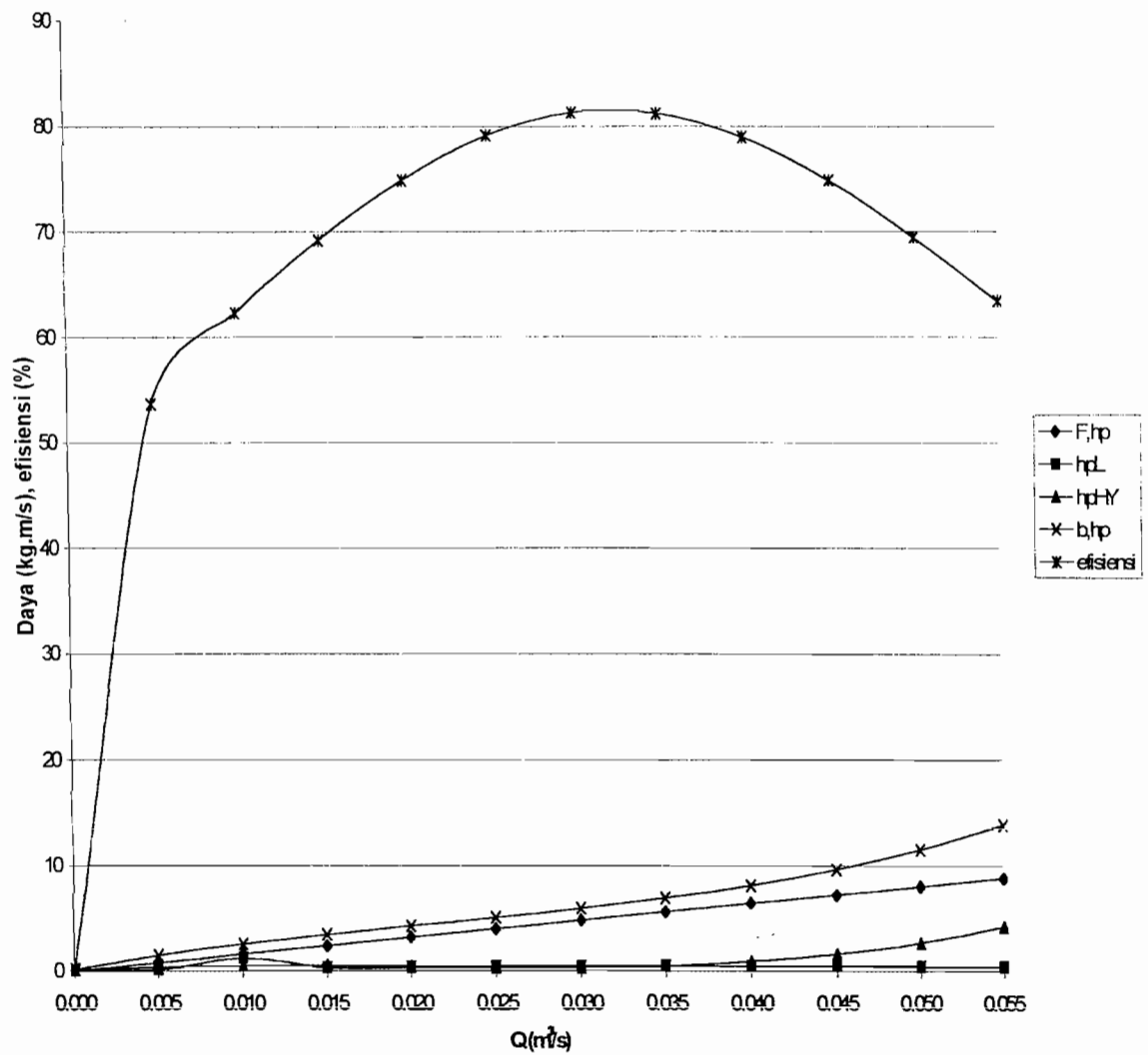
$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\%$$

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam Tabel 9.2 dan dari tabel tersebut dapat digambarkan karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya

Tabel 9.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q	F, hp	hp <sub>L</sub>	hp <sub>HY</sub>	b, hp	η
M <sup>3</sup> /s	kg.m/s	kg.m/s	kg.m/s	kg.m/s	%
0,000	0,0	0,000	0,000	0,157	0,000
0,005	0,8	0,119	0,389	1,491	53,655
0,010	1,6	1,223	0,541	2,569	62,281
0,015	2,4	0,309	0,537	3,468	69,204
0,020	3,2	0,379	0,452	4,271	74,924
0,025	4,0	0,433	0,367	5,055	79,129
0,030	4,8	0,472	0,359	5,902	81,328
0,035	55,6	0,493	0,507	6,892	81,254
0,040	6,4	0,498	0,889	8,103	78,983
0,045	7,2	0,488	1,584	9,619	74,852
0,050	8,0	0,460	2,671	11,515	69,474
0,055	8,8	0,417	4,227	13,874	63,428

Dari tabel 9.2 dapat digambarkan gambar 9.2



Gambar 9.2 grafik hubungan antara kapasitas ( $Q$ )  
Dengan Daya dan Efisiensi

## BAB X

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

#### 10.1. Kesimpulan

Hal yang sangat penting dalam melakukan perancangan pompa adalah mengetahui jenis fluida yang akan dipompakan. Selain hal tersebut kapasitas aliran fluida dan head juga diperlukan untuk mengalirkan fluida yang akan dipompakan. Ketepatan dalam pemilihan suatu pompa akan sangat menguntungkan. Pemakaian pompa yang sesuai dengan penggunaannya dapat memberikan efisiensi yang baik dalam segala hal, yaitu dari segi ekonomi, segi waktu maupun dari segi kelancaran dalam pemompaan.

Untuk itu dalam perancangan pompa dengan jenis fluida air seperti pada tugas akhir ini, telah mempertimbangkan hal-hal yang mendukung perancangan pompa yaitu head pompa, kapasitas pompa, pemilihan bahan – bahan yang digunakan, dan penggunaan rumus – rumus dengan batasan atau syarat yang dianjurkan dari pustaka. Sehingga dari hal – hal tersebut dapat menghasilkan sebuah perancangan pompa yang dapat bekerja dengan baik.

Dari perhitungan dalam bab-bab sebelumnya dapat disimpulkan hasil perhitungan pokok dalam perancangan pompa, yaitu :

#### 1. Spesifik pompa:

Tipe	: Pompa sentrifugal satu tingkat
Fluida yang dipompakan	: Air sungai
Kapasitas	: 90 m <sup>3</sup> /jam

Head total	: 12 m
Putaran	: 1750 rpm
Daya yang dibutuhkan	: 3,77 kW
Motor penggerak	: motor diesel
Daya motor	: 4 kW
Efisiensi	: 78 %

## 2. Impeler

Tipe	: Semi tertutup
Bahan	: perunggu (Brons)
Diameter sisi masuk impeler	: 110 mm
Diameter sisi keluar impeler	: 185 mm
Jumlah sudu	: 10 buah

## 3. Rumah keong

Tipe	: Rumah keong ( <i>volut</i> )
Bahan	: Besi cor (FC30)

## 4. Poros

Bentuk	: Pejal bertingkat
Bahan	: S 45 C - D
Diameter	: 35 mm
Panjang poros	: 345,5 mm

## 5. Pasak

Pasak impeler	
Bahan	: S 30 C

Penampang pasak	: 8 x 7
Panjang pasak	: 25 mm
Kedalaman alur pasak pada poros	: 4 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 3,3 mm
Pasak flens	
Bahan	: S 30 C
Penampang pasak	: 10 x 8
Panjang pasak	: 50 mm
Kedalaman alur pasak pada poros	: 5 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 3,3 mm

#### 6. Bantalan

Tipe	: Bantalan gelinding bola
Nomor bantalan	: 6007
Diameter dalam bantalan (d)	: 35 mm
Diameter luar bantalan (D)	: 62 mm
Lebar bantalan (B)	: 14 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	: 1250 kg
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C <sub>0</sub> )	: 915 kg

#### 7. Kopling

Bahan	: FC 30
Diameter luar kopling flens (A)	: 140 mm
Panjang naf (L)	: 50 mm
Diameter baut (d)	: 10 mm



Diameter pusat baut (B)	: 100 mm
Tebal flens (F)	: 18 mm
Diameter naf (C)	: 63 mm
Bahan baut	: SS 41B
Ukuran dan jumlah baut	: M10 x 4 pcs

## 10.2. Penutup

Dalam pengerjaan tugas akhir ini masih banyak kekurangan dan masih jauh dari kesempurnaan karena keterbatasan penulis, meskipun penulis telah berusaha dengan sebaik - baiknya. Oleh karena itu penulis mengharapkan bantuan dari semua pihak atas saran dan kritik yang bersifat membangun, dan apabila ada teman – teman yang akan menyempurnakan perancangan ini sehingga diharapkan tercipta hasil perancangan yang lebih baik dari perancangan ini. Semoga tugas akhir perancangan pompa air sungai ini dapat bermanfaat bagi kita semua terutama bagi perkembangan teknologi saat ini.

**DAFTAR PUSTAKA**

- Austin. H. Church, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta, 1990
- Dietzel. Fritz, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta, 1992
- Hick G. Tyeler, *Teknologi Pemakaian Pompa*, Erlangga, Jakarta, 1996
- Igor J, Karrasik, *Pump Handbook*, Mc Grow-Hill Book Company, New York, 1976
- Khetagurov M, *Marine Auxiliary Machinery And System*, Peace Publiser, Moscow
- Lazarkiewics. Stephen, *Impeler, Pump*, Permagon Pres, Oxford London, 1965
- Stepanoff Aj, *Centrifugal And Axial Flow Pump*, John Wiley and Sons, New York,  
1948
- Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin*,  
Pradnya Paramitha, Jakarta, 1997
- Sularso, Haruo Tahara, *Pompa dan Kompresor*, Pradnya Paramitha, Jakarta, 2000

Lampiran

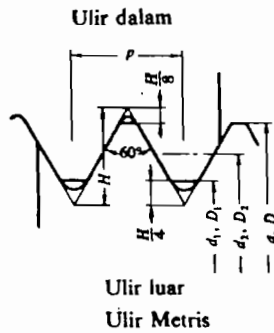
Tabel 1 Ukuran Bantalan gelinding Bola (Sularso, 1997: hal 143)

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r	nominal diameter spesifik C (kg)	nominal statis spesifik C <sub>0</sub> (kgf)
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	535	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	590	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	780	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	1800
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	32	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

Tabel 2 Tekanan Permukaan yang Diijinkan(Sularso, 1997: hal 298)

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan $q_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

Tabel 3 Ukuran Standar Ulir Kasar Metris (JIS B 0205) (Sularso, 1997: hal 289-290)



$$H = 0,866025P, d_2 = d - 0,64951P, D = d$$

$$H_1 = 0,541266P, d_1 = d - 1,082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$$

Garis tebal menyatakan profil patokan dari ulir

(Satuan: mm)

Ulir <sup>(1)</sup>			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H <sub>1</sub>	Ulir dalam			
					Diameter luar D	Diameter efektif D <sub>2</sub>	Diameter dalam D <sub>1</sub>	
1	2	3			Ulir luar			
						Diameter luar d	Diameter efektif d <sub>2</sub>	Diameter inti d <sub>1</sub>
M 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169	
M 0,3			0,08	0,043	0,300	0,248	0,213	
	M 0,35		0,09	0,049	0,350	0,292	0,253	
M 0,4			0,1	0,054	0,400	0,335	0,292	
M 0,5			0,1	0,054	0,450	0,385	0,342	
	M 0,45		0,125	0,068	0,500	0,419	0,365	
	M 0,55		0,125	0,068	0,550	0,469	0,415	
M 0,6			0,15	0,081	0,600	0,503	0,438	
	M 0,7		0,175	0,095	0,700	0,586	0,511	
M 0,8			0,2	0,108	0,800	0,670	0,583	
M 1			0,225	0,122	0,900	0,754	0,656	
	M 0,9		0,25	0,135	1,000	0,838	0,729	
M 1,2			0,25	0,135	1,200	1,038	0,929	
M 1,4			0,3	0,162	1,400	1,205	1,075	
M 1,7			0,35	0,189	1,700	1,473	1,321	
M 2			0,4	0,217	2,000	1,740	1,567	
M 2,3			0,4	0,217	2,300	2,040	1,867	
M 2,6			0,45	0,244	2,600	2,308	2,113	
M 3 × 0,5			0,5	0,271	3,000	2,675	2,459	
			0,6	0,325	3,000	2,610	2,350	
	M 3,5		0,6	0,325	3,500	3,110	2,850	
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242	
			0,75	0,406	4,000	3,513	3,188	
	M 4,5		0,75	0,406	4,500	4,013	3,688	
M 5 × 0,8			0,8	0,433	5,000	4,480	4,134	
			0,9	0,487	5,000	4,415	4,026	
			0,9	0,487	5,500	4,915	4,526	

Ulir			Jarak bagi $p$	Tinggi kaitan $H_1$	Ulir dalam		
					Diameter luar $D$	Diameter efektif $D_2$	Diameter dalam $D_1$
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar $d$	Diameter efektif $d_2$	Diameter inti $d_1$
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M 56	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

Umur $t_u$		Faktor beban $f_w$			
		3000-4000 (jam)	5000-15000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
1-1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus penurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting
1,1-1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1,2-1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill	Penggetar, penghancur	

Tabel 5. Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Tabel 6. Bahan untuk flens dan baut kopling flens

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

Tabel 7. Batang baja karbon difinis dingin

2 JIS G 3123. Batang baja karbon difinis dingin (Sering dipakai untuk poros).

Lambang	Perlakuan panas	Diameter (mm)	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan	
				H <sub>R</sub> C (H <sub>R</sub> B)	H <sub>B</sub>
S35C-D	Dilunakkan	20 atau kurang 21-80	58-79 53-69	(84)-23 (73)-17	- 144-216
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang 21-80	63-82 58-72	(87)-25 (84)-19	- 160-225
S45C-D	Dilunakkan	20 atau kurang 21-80	65-86 60-76	(89)-27 (85)-22	- 166-238
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang 21-80	71-91 66-81	12-30 (90)-24	- 183-253
S55C-D	Dilunakkan	20 atau kurang 21-80	72-93 67-83	14-31 10-26	- 188-260
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang 21-80	80-101 75-91	19-34 16-30	- 213-285

Tabel 8. Perunggu fosfor cor

14 JIS H 5113. Perunggu fosfor cor.

Lambang	Cetakan	Unsur Kimia (%)				Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (H <sub>B</sub> )
		Cu	Sn	P	Kotoran		
PBC 2A	Pasir	87,0-91,0	9,0-12,0	0,05-0,20	1,0 atau kurang	20	60
PBC 2B	Logam	87,0-91,0	9,0-12,0	0,15-0,50	1,0 "	30	80
PBC 2C	Logam	84,0-88,0	12,0-15,0	0,10-0,50	1,0 "	-	90



Tabel 9. Baja karbon untuk konstruksi mesin

Lambang	Unsur kimia (%)				
	C	Si	Mn	P	S
S 30 C	0,27-0,33	0,15-0,35	0,60-0,90	0,030	0,035
S 35 C	0,32-0,38				
S 40 C	0,37-0,43				
S 45 C	0,42-0,48				
S 50 C	0,47-0,53				
S 55 C	0,52-0,58				
S 15 CK	0,13-0,18	0,15-0,35	0,30-0,60	0,025	0,025

Tabel 10. Sifat mekanis standar baja

Lambang	Temperatur transformasi		Perlakuan panas			Sifat mekanis			
	$A_1$ (°C)	$A_c$ (°C)	Penormalan (N)	Celup dingin (H)	Temper (H)	Perlakuan panas	Batas mulur (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (H <sub>a</sub> )
S30C	720-815	780-720	850-900 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	29	48	137-197
						H	34	55	152-212
S35C	720-800	770-710	840-890 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	31	52	149-207
						H	40	58	167-235
S40C	720-790	760-700	830-880 Pendinginan udara	830-880 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	33	55	156-217
						H	45	62	179-255
S45C	720-780	750-680	820-870 Pendinginan udara	820-870 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	35	58	167-229
						H	50	70	201-269
S50C	720-770	740-680	810-860 Pendinginan udara	810-860 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	37	62	179-235
						H	55	75	212-277
S55C	720-765	740-680	800-850 Pendinginan udara	800-850 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	40	66	185-255
						H	60	80	229-285
S15CK	720-880	845-770	880-930 Pendinginan udara	*	150-200 Pendinginan udara	H	35	50	143-235



**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

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

No: 424 /FT .USD/TM/ Mei/2004

NAMA : Feri Kurniawan  
NIM : 995214005  
NIRM : 990051123109120005  
Program. Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
Judul TGA :  
Pompa Air Sungai :  
- H : 12 M,  
- Q : 90 M<sup>3</sup>/jam.

Tanggal dimulai : 4 Mei 2004

Pembimbing II

Yosef Agung C.ST.MT.

Yogyakarta , 11 Mei 2004  
Pembimbing I

Dr. Ir.H. Indarto. DEA



# 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

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

No: 424 / FT.USD / TM / Mei 2004

NAMA : Feri Kurniawan  
NIM : 005214607  
NIRM : 990051123109120005  
Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik, Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
Judul TGA :

Pompa Air Sungai :  
- H : 12 M.  
- Q : 90 M<sup>3</sup> jam.

Tanggal dimulai : 4 Mei 2004

Pembimbing I : Dr. Ir.H. Indarto, DEA  
Pembimbing II : Yosef Agung C,ST,MT.



No	Tgl	Uraian	Keterangan	Tanda Tangan
1	7/6	Bab I, II - ( $\gamma e^{-1}$ )	dpt. dilanjutkan	<i>[Signature]</i>
2	31/8	Bab III, IV :	- Sudu semi tertutup gb. $\Delta$ kec. msk + keluar g. Sudu hasil rancangan	<i>[Signature]</i>
3				
4	24/2 <sup>05</sup>	dapat dilanjutkan.		
5				
6				
7				
8				
9				
10				





# 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 : 7 April 2005

NAMA Mhs. : FERI KURNIAWAN

NIM : 995214005

JUDUL :  
" 90 Metres Cubic / Hour River Pump With Head 12 M "

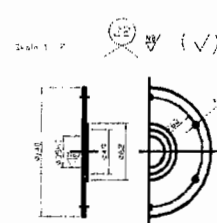
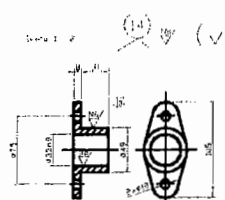
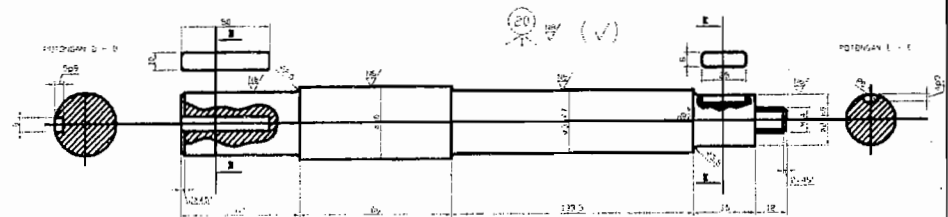
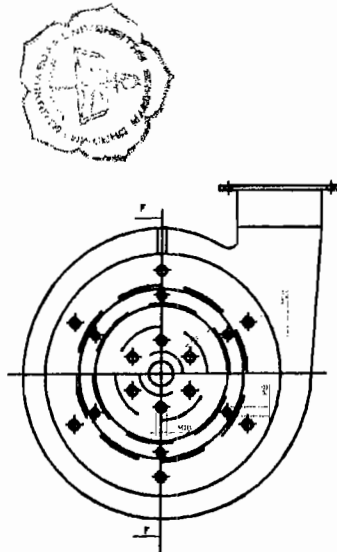
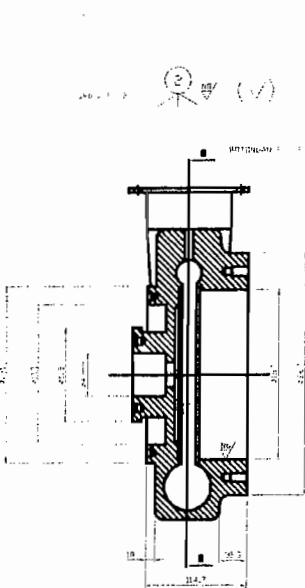
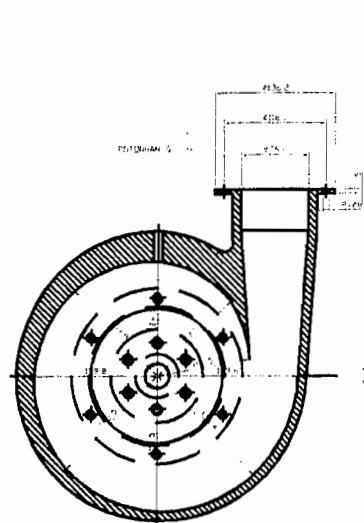
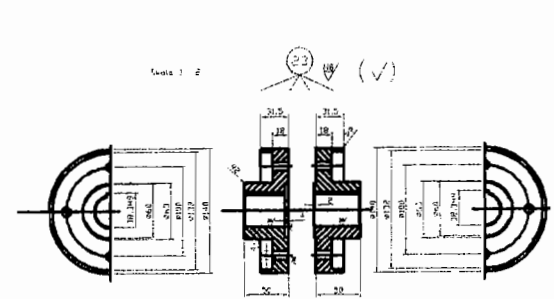
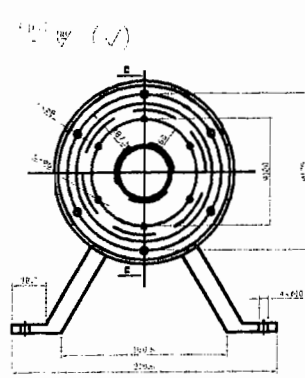
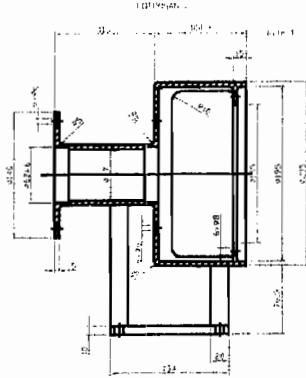
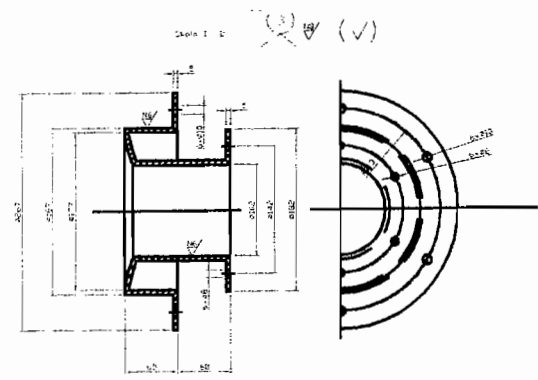
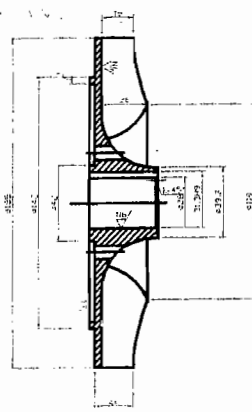
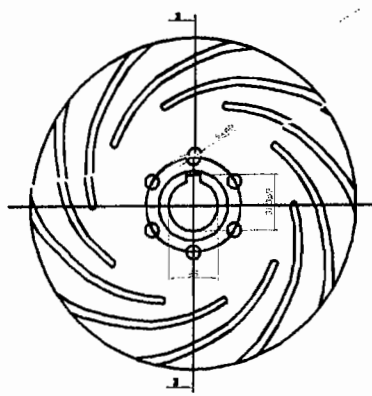
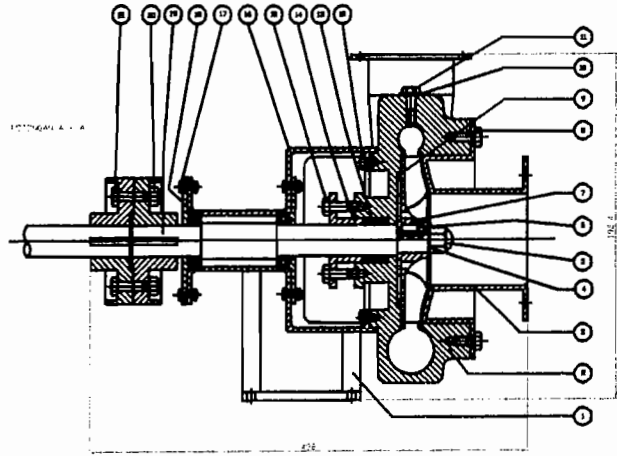
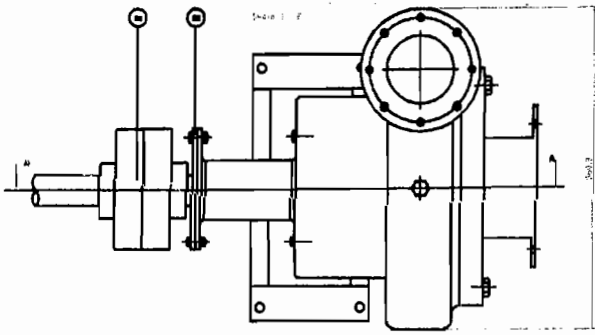
Pembimbing Utama : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

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

## USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

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

- (1) lihat ralat di setiap skripsi anda.
- (2) Daftar isi, abstrak disertakan
- (3) Jurnal skripsi disesuaikan.
- (4) Tambahkan sifat & logam pada lampiran, seperti S45CD, dll.



No	Uraian	Merk	QTY	Uraian	Merk	QTY
1	Shaft	St 37	1	...	...	...
2	...	...	...	...	...	...
3	...	...	...	...	...	...
4	...	...	...	...	...	...
5	...	...	...	...	...	...
6	...	...	...	...	...	...
7	...	...	...	...	...	...
8	...	...	...	...	...	...
9	...	...	...	...	...	...
10	...	...	...	...	...	...
11	...	...	...	...	...	...
12	...	...	...	...	...	...
13	...	...	...	...	...	...
14	...	...	...	...	...	...
15	...	...	...	...	...	...
16	...	...	...	...	...	...
17	...	...	...	...	...	...
18	...	...	...	...	...	...
19	...	...	...	...	...	...
20	...	...	...	...	...	...
21	...	...	...	...	...	...
22	...	...	...	...	...	...
23	...	...	...	...	...	...
24	...	...	...	...	...	...
25	...	...	...	...	...	...
26	...	...	...	...	...	...
27	...	...	...	...	...	...
28	...	...	...	...	...	...
29	...	...	...	...	...	...
30	...	...	...	...	...	...
31	...	...	...	...	...	...
32	...	...	...	...	...	...
33	...	...	...	...	...	...
34	...	...	...	...	...	...
35	...	...	...	...	...	...
36	...	...	...	...	...	...
37	...	...	...	...	...	...
38	...	...	...	...	...	...
39	...	...	...	...	...	...
40	...	...	...	...	...	...
41	...	...	...	...	...	...
42	...	...	...	...	...	...
43	...	...	...	...	...	...
44	...	...	...	...	...	...
45	...	...	...	...	...	...
46	...	...	...	...	...	...
47	...	...	...	...	...	...
48	...	...	...	...	...	...
49	...	...	...	...	...	...
50	...	...	...	...	...	...
51	...	...	...	...	...	...
52	...	...	...	...	...	...
53	...	...	...	...	...	...
54	...	...	...	...	...	...
55	...	...	...	...	...	...
56	...	...	...	...	...	...
57	...	...	...	...	...	...
58	...	...	...	...	...	...
59	...	...	...	...	...	...
60	...	...	...	...	...	...
61	...	...	...	...	...	...
62	...	...	...	...	...	...
63	...	...	...	...	...	...
64	...	...	...	...	...	...
65	...	...	...	...	...	...
66	...	...	...	...	...	...
67	...	...	...	...	...	...
68	...	...	...	...	...	...
69	...	...	...	...	...	...
70	...	...	...	...	...	...
71	...	...	...	...	...	...
72	...	...	...	...	...	...
73	...	...	...	...	...	...
74	...	...	...	...	...	...
75	...	...	...	...	...	...
76	...	...	...	...	...	...
77	...	...	...	...	...	...
78	...	...	...	...	...	...
79	...	...	...	...	...	...
80	...	...	...	...	...	...
81	...	...	...	...	...	...
82	...	...	...	...	...	...
83	...	...	...	...	...	...
84	...	...	...	...	...	...
85	...	...	...	...	...	...
86	...	...	...	...	...	...
87	...	...	...	...	...	...
88	...	...	...	...	...	...
89	...	...	...	...	...	...
90	...	...	...	...	...	...
91	...	...	...	...	...	...
92	...	...	...	...	...	...
93	...	...	...	...	...	...
94	...	...	...	...	...	...
95	...	...	...	...	...	...
96	...	...	...	...	...	...
97	...	...	...	...	...	...
98	...	...	...	...	...	...
99	...	...	...	...	...	...
100	...	...	...	...	...	...