

**SLURRY PUMP  
WITH 60 m<sup>3</sup> / hour IN CAPACITY  
AND 26 m IN HEAD**

**TUGAS AKHIR**

**Nomor Soal : 243 / FT-USD / TM / MEI / 2003**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Program Studi Teknik Mesin**



Oleh :

**SUHARTONO**

NIM : 995214079

NIRM : 990051123109120079

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2003**



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK –UNIVERSITAS SANATA DHARMA**

**Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta**

**Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id**

---

**TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN**

Nomor : 243 / FT\_USD / TM / Mei / 2003

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : Suhartono

Nomor Mahasiswa : 995214079

NIRM : 990051123109120079

Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK

Makakuliah : Pompa & Kompresor

Judul / naskah soal :

Rancang sebuah pompa dengan data sebagai berikut :

- H : 26 m
- Q : 60 m<sup>3</sup> / jam
- Fluida : Slurry

Data lain disesuaikan dengan yang ada di lapangan.

Tanggal dimulai : 18 Mei 2003

Yogyakarta, 18 Mei 2003

Dosen pembimbing kedua

Dosen Pembimbing Utama

(Yosef Agung Cahyanta, ST, MT.)

(Dr. Ir. H. Indarto, DEA.)

## HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

**SLURRY PUMP  
WITH 60 m<sup>3</sup>/hour IN CAPACITY AND 26 m IN HEAD**

**Tugas Akhir**

Nomor Soal : 243 / FT\_USD / TM / MEI / 2003



Oleh :

**SUHARTONO**

**NIM : 995214079**

**NIRM : 990051123109120079**

Telah disetujui oleh :

Pembimbing Utama

(Dr. Ir. H. Indarto, DEA.)

Tanggal : 18 Mei 2003

Pembimbing Kedua

(Yosef Agung Cahyanta, ST, MT.)

Tanggal : 18 Mei 2003

**HALAMAN PENGESAHAN**  
**TUGAS AKHIR**

**SLURRY PUMP**

**WITH 60 m<sup>3</sup>/hour IN CAPACITY AND 26 m IN HEAD**

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

SUHARTONO

NIM : 995214079


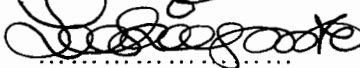
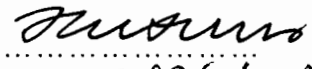

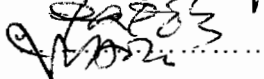
NIRM : 990051123109120079


Telah dipertahankan di depan Panitia Penguji

Pada tanggal : 1 September 2003

Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

Nama lengkap	Tandatangan
Ketua : Ir. FA. Rusdi Sambada, MT.	
Sekretaris : Ir. YB. Lukiyanto, MT.	
Anggota : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.	
Anggota : Yosef Agung Cahyanta, ST, MT.	
Anggota : Ir. PK. Purwadi, MT.	

Yogyakarta,  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Dekan,  
  
(Ir. Greg. Harjanto)

## PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi yang saya tulis ini tidak memuat karya atau bagian dari karya orang lain, terkecuali yang telah disebutkan pada daftar pustaka ataupun catatan kaki (*foot note*), sebagaimana layaknya karya ilmiah.

Yogyakarta, 22 Juli 2003

Penulis,

(Suhartono)

## **HALAMAN PERSEMBAHAN**

Skripsi ini saya persembahkan kepada keluarga saya yang terbahagia. Terutama kepada orang tua saya yang tercinta : papa (Tio Sun Peng), mama (Kartini) yang telah membesarkan dan mendidik saya dengan penuh kesabaran, cinta dan kasih sayang. Dan juga kakak saya : Hasan (Aheng), Husin (Ali) dan adik saya : Suwandi (Ahua) yang tersayang.

## INTISARI

Pompa adalah mesin yang dipakai untuk mengalirkan zat cair dari tempat yang rendah ke tempat yang tinggi atau untuk mengalirkan zat cair dari daerah bertekanan rendah ke daerah yang bertekanan tinggi. Cara kerja pompa yaitu membuat perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi tekan dari impeler pompa.

Pompa mengubah energi mekanik menjadi energi aliran, kemudian energi aliran tersebut dipakai untuk mengalirkan cairan dan mengatasi tahanan hidrolis dari pipa.

Dalam skripsi ini, pompa sentrifugal dirancang untuk mengalirkan zat cair yang mengandung benda padat/pasir dengan kapasitas  $60 \text{ m}^3/\text{jam}$  dan tinggi tekan 26 m. Faktor utama yang mempengaruhi perancangan ini adalah pemilihan bahan konstruksinya bukan efisiensi. Untuk mencapai tujuan tersebut, pompa harus bekerja pada kecepatan putaran rendah atau putaran spesifik yang rendah yaitu antara 600 sampai 1800 rpm dan menggunakan impeler jenis aliran radial.

## ABSTRACT

Pumps are machines used for lifting liquids from a low level to a high level or for delivering liquids from a region of low pressure to one of high pressure. They operate by creating a pressure difference between the suction side and the delivery side of the moving element (impeller) of the pump.

A pump transfers mechanical energy from some external source to liquid flowing through it. The pump thus increases the energy of the liquid which may then be used to lift the liquid and to overcome the hydraulic resistances of the delivery pipe.

In this script, pump is designed for a slurry service with 60 m<sup>3</sup>/hour in capacity and 26 m in head. When a centrifugal pump is designed for a slurry service, the factors that predominantly influence the pump design are wear and materials of construction: efficiency is of lesser importance. To achieve these objectives the pump has to operate at a lower rotational speed and the impeller is typically a radial-flow type. This suggests that the pump must be of a low specific speed design in the range 600 to 1800 rpm.



## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala yang telah diberikan-Nya sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari bentuk sempurna. Untuk itu dengan senang hati penulis akan menerima segala kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Banyak bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan tugas akhir ini. Untuk itu dalam kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada :

1. Ir. Greg. Harjanto selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Dr. Ir. H. Indarto, DEA. selaku Dosen Pembimbing Utama Tugas Akhir.
3. Yosef Agung Cahyanta, ST, MT. selaku Dosen Pembimbing Kedua Tugas Akhir.
4. Ir. P. K. Purwadi yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas Rancang Bangun Mesin.
5. Seluruh Dosen Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata

Dharma Yogyakarta.

6. Rekan-rekan dan semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Akhirnya penulis berharap agar Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi semua pihak yang berkepentingan. Penulis menyadari bahwa dalam hasil perancangan dan penulisan ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu, maka dengan senang hati penulis mengundang segala masukan, kritik dan saran yang membangun sehingga dapat dijadikan bahan pertimbangan dan acuan selanjutnya.

Penulis,

Suhartono



## DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Halaman Nomor Soal.....	ii
Halaman Persetujuan Pembimbing.....	iii
Halaman Pengesahan Ujian.....	iv
Halaman Pernyataan Keaslian Karya.....	v
Halaman Persembahan.....	vi
Intisari / Abstract.....	vii
Kata Pengantar.....	ix
Daftar Isi.....	xi
Daftar Gambar.....	xv
Daftar Tabel.....	xvii
Daftar Simbol / Notasi.....	xviii
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Tinjauan Umum Pompa.....	1
1.2 Klasifikasi Pompa.....	1
1.2.1 Klasifikasi pompa berdasarkan transfer energi.....	1
1.2.2 Klasifikasi pompa berdasarkan konstruksi.....	3
<b>BAB II PERANCANGAN POMPA.....</b>	<b>13</b>
2.1 Dasar Perancangan.....	13
2.2 Pemilihan Jenis Pompa.....	13
2.3 Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik.....	14
2.4 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa.....	16

2.5	Daya Pemompaan.....	18
<b>BAB III PERANCANGAN IMPELER.....</b>		<b>22</b>
3.1	Pemilihan Jenis Impeler.....	22
3.2	Perhitungan Ukuran Utama Impeler.....	22
3.2.1	Diameter hub (diameter leher).....	23
3.2.2	Diameter mata impeler.....	23
3.2.3	Diameter sisi masuk impeler.....	27
3.2.4	Diameter sisi keluar impeler.....	28
3.2.5	Lebar sisi keluar impeler.....	30
3.3	Penentuan Sudut Sisi Masuk dan Sudut Sisi Keluar.....	31
3.4	Segitiga Kecepatan ( <i>Triangle Velocity</i> ).....	33
3.5	Perancangan Sudu.....	42
3.5.1	Penentuan jumlah sudu.....	42
3.5.2	Bentuk sudu.....	43
3.5.3	Pelukisan sudu.....	44
3.5.4	Tebal sudu dan lebar laluan.....	46
3.6	Pemilihan Bahan Impeler.....	50
<b>BAB IV PERANCANGAN RUMAH POMPA.....</b>		<b>51</b>
4.1	Pengertian Rumah Pompa.....	51
4.2	Perhitungan Desain Rumah Pompa.....	51
4.3	Difuser Buang ( <i>Discharge Diffuser</i> ).....	55
4.4	Pemilihan Bahan Rumah Pompa.....	57

<b>BAB V PERENCANAAN ELEMEN PENDUKUNG.....</b>	<b>58</b>
5.1 Poros.....	58
5.1.1 Diameter poros.....	58
5.1.2 Tinjauan poros terhadap beban.....	60
5.1.3 Tinjauan poros terhadap defleksi puntiran.....	64
5.1.4 Tinjauan poros terhadap defleksi lenturan poros.....	65
5.1.5 Tinjauan poros terhadap putaran kritis.....	67
5.1.6 Tinjauan konsentrasi tegangan pada alur pasak.....	68
5.2 Pengimbang Gaya Aksial.....	72
5.3 Cincin Penahan Aus ( <i>Wearing Ring</i> ).....	77
5.4 Kotak Paking ( <i>Stuffing Box</i> ).....	79
5.5 Kopling.....	82
5.6 Perhitungan Pasak.....	86
5.7 Bantalan Gelinding.....	89
<b>BAB VI KARAKTERISTIK POMPA.....</b>	<b>96</b>
6.1 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head.....	96
6.1.1 Head Euler's ( $H_{\infty}$ ).....	96
6.1.2 Head teoritis ( $H_t$ ).....	98
6.1.3 Head aktual ( $H_{akt}$ ).....	99
6.2 Karakteristik Pompa Hubungan Daya dan Efisiensi terhadap Kapasitas.....	108
6.2.1 Daya kuda fluida ( $f.hp$ ).....	108
6.2.2 Daya kuda untuk mengatasi kebocoran ( $hp.L$ ).....	109
6.2.3 Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra ( $hp.DF$ ).....	110

6.2.4	Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis ( $hp_{HY}$ )..	111
6.2.5	Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis ( $hp_M$ )..	112
6.2.6	Daya kuda rem ( $b, hp$ ).....	112
6.2.7	Efisiensi pompa.....	113
<b>BAB VII KESIMPULAN DAN PENUTUP .....</b>		<b>116</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>		<b>119</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>		<b>120</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Klasifikasi pompa dinamis.....	2
Gambar 1.2	Klasifikasi pompa displacement.....	3
Gambar 1.3	Pompa sentrifugal.....	4
Gambar 1.4	Pompa aliran campur mendatar.....	5
Gambar 1.5	Pompa aliran aksial mendatar.....	5
Gambar 1.6	Pompa volut.....	6
Gambar 1.7	Pompa difuser.....	7
Gambar 1.8	Pompa aliran campur jenis volut.....	8
Gambar 1.9	Pompa bertingkat banyak.....	9
Gambar 1.10	Pompa jenis belah mendatar.....	10
Gambar 1.11	Pompa volut jenis isapan ganda.....	11
Gambar 1.12	Pompa dengan tumpuan di sumbu.....	12
Gambar 2.1	Grafik penentuan jenis pompa.....	14
Gambar 2.2	Penentuan kecepatan spesifik $n_q$ dari roda jalan pompa.....	16
Gambar 2.3	Penentuan jumlah tingkat pompa.....	17
Gambar 2.4	Bentuk relatif impeler dan efisiensi bila dihubungkan dengan kecepatan spesifik .....	20
Gambar 3.1	Dimensi impeler.....	22
Gambar 3.2	Titik-titik koefisien tinggi tekan $\phi$ – kecepatan spesifik berbagai jangka kapasitas.....	29
Gambar 3.3	Segitiga kecepatan.....	33
Gambar 3.4	Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.....	34

Gambar 3.5	$C_{m3}/U_2$ versus kecepatan spesifik.....	37
Gambar 3.6	Segitiga kecepatan teoritis pada sisi keluar impeler.....	41
Gambar 3.7	Segitiga kecepatan yang sebenarnya pada sisi keluar impeler.....	41
Gambar 3.8	Bentuk sudu.....	43
Gambar 3.9	Pelukisan sudu dengan busur tangen.....	44
Gambar 3.10	Pelukisan sudu.....	46
Gambar 3.11	Bentuk disain sudu.....	49
Gambar 3.12	Penampang impeler.....	49
Gambar 4.1	Disain rumah keong.....	52
Gambar 4.2	Volut casing hasil perhitungan.....	57
Gambar 5.1	Harga koefisien eksperimental $k_r$ .....	61
Gambar 5.2	Gaya-gaya yang dialami poros.....	62
Gambar 5.3	Diagram gaya geser dan momen lentur.....	64
Gambar 5.4	Faktor konsentrasi tegangan $\alpha$ .....	70
Gambar 5.5	Faktor konsentrasi tegangan $\beta$ .....	70
Gambar 5.6	Impeler hisapan tunggal dengan ruang dan lubang pengimbang.....	76
Gambar 5.7	Berbagai bentuk cincin penahan aus.....	78
Gambar 6.1	Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head.....	107
Gambar 6.2	Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi.....	115



**DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1	Berat jenis tanah.....	18
Tabel 3.1	Jari-jari kelengkungan sudu.....	45
Tabel 3.2	Tebal sudu dan lebar laluan.....	48
Tabel 4.1	Hasil perhitungan rumah volut.....	55
Tabel 5.1	Ukuran pasak dan alur pasak.....	69
Tabel 5.2	Ukuran kopleng flens (JIS B 1451-1962).....	83
Tabel 5.3	Ukuran utama bantalan gelinding.....	90
Tabel 5.4	Faktor-faktor $V$ , $X$ , $Y$ , dan $X_0$ , $Y_0$ .....	92
Tabel 5.5	Bantalan untuk permesinan serta umurnya.....	93
Tabel 6.1	Hubungan antara kapasitas dengan head.....	106
Tabel 6.2	Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.....	114

## DAFTAR SIMBOL / NOTASI

$\alpha_2$	= sudut keluar absolut ( $^{\circ}$ )
$\alpha_2^1$	= 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)
bhp	= daya kuda rem (hp)

- $C$  = kapasitas dinamis (kg)
- $C_0$  = kapasitas statis (kg)
- $C_b$  = faktor koreksi untuk beban lentur
- $C_{m3}$  = kecepatan meridian pada sisi keluar impeler (m/det)
- $C_{u2}$  = kecepatan keliling teoritis (m/det)
- $c_2$  = kecepatan fluida teoritis (m/det)
- $c_2^1$  = kecepatan keluar fluida yang sebenarnya (m/det)
- $c_{u2}^1$  = kecepatan absolut yang sebenarnya (m/det)
- $D$  = 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)
- $D_h^1$  = 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 ( $\text{kg/mm}^2$ )
- $g$  = gravitasi ( $\text{m/det}^2$ )
- $H$  = 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 motor (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 ( $m^3/det$ )
- $Q_{teo}$  = kapasitas pompa teoritis ( $m^3/det$ )
- $r$  = 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 alur pasak pada poros (mm)
- $t_2$  = kedalaman alur pasak pada naf (mm)
- $u_1$  = kecepatan keluar pada sisi masuk impeler (m/det)
- $u_2$  = kecepatan keluar pada sisi keluar impeler (m/det)
- $V$  = faktor konstruksi bantalan
- $V_0$  = kecepatan masuk impeler (m/det)
- $V_s$  = kecepatan sisi hisap (m/det)
- $V_b$  = kecepatan sisi buang (m/det)
- $V_{r1}$  = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (m/det)
- $V_{r2}$  = kecepatan sisi keluar impeler arah radial (m/det)
- $W_i$  = berat impeler (kg)
- $W_p$  = berat poros (kg)
- $Y$  = defleksi lenturan (mm)
- $Z$  = jumlah sudu

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Tinjauan Umum Pompa**

Pompa adalah suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan fluida cair (tak mampu mampat) dari suatu tempat ke tempat yang lain dengan cara menambah energi fluida yang mengalir tersebut. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan (*discharge*).

### **1.2 Klasifikasi Pompa**

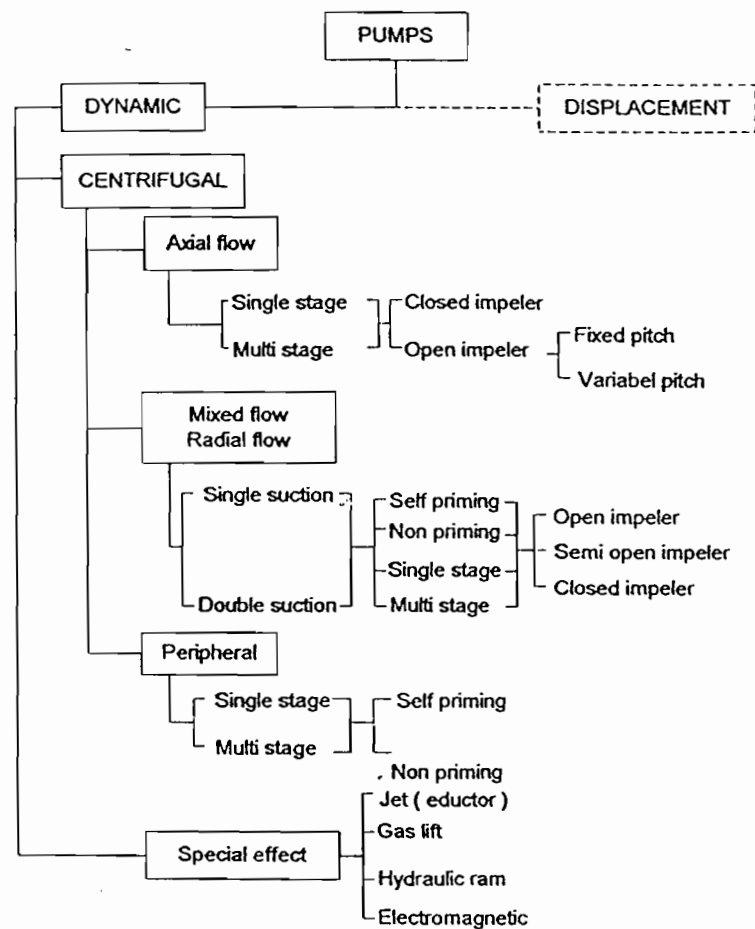
#### **1.2.1 Klasifikasi pompa berdasarkan transfer energi**

Berdasarkan transfer energinya, pompa dapat dibedakan menjadi 2 bagian yaitu :

1. Pompa dinamis (*dynamic pump*)

Pompa jenis ini sering disebut juga pompa perpindahan non positif, cara transfer energinya yaitu dengan adanya gaya centrifugal, zat

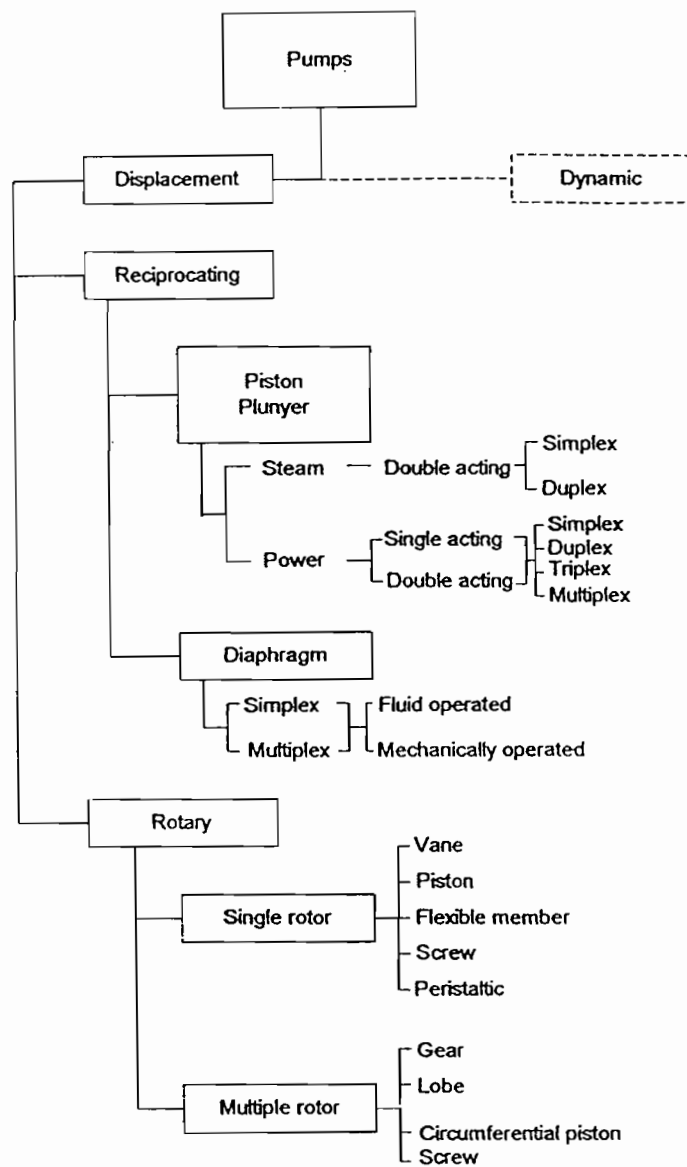
cair akan terlempar keluar sehingga energi kinetik fluida naik. Energi kinetik kemudian diubah menjadi head tekan didalam rumah pompa atau didalam difuser.



Gambar 1.1 Klasifikasi pompa dinamis  
(Sumber : Karassik, 1976, hal 1.3)

## 2. Pompa perpindahan positif (*positive displacement pump*)

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



Gambar 1.2 Klasifikasi pompa displacement

(Sumber : Karassik, 1976, hal 1.4)

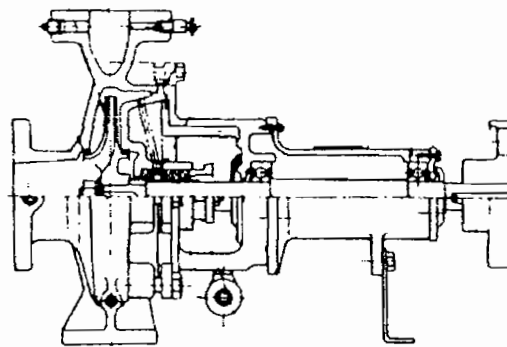
## 1.2.2 Klasifikasi pompa berdasarkan konstruksi

### a. Klasifikasi menurut jenis impeler

#### 1. Pompa sentrifugal



Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa. Impeler dipasang pada satu ujung poros, dan pada ujung yang lain dipasang kopling untuk meneruskan daya dari penggerak. Poros ditumpu oleh dua buah bantalan. Sebuah paking atau perapat dipasang pada bagian rumah yang ditembus poros, untuk mencegah air membocor keluar atau udara masuk ke dalam pompa.

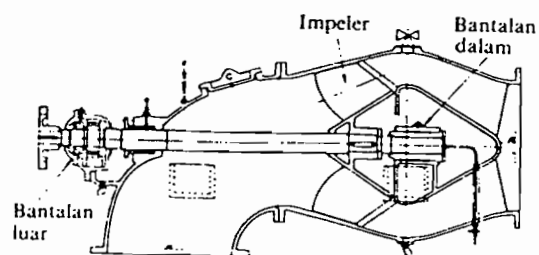


Gambar 1.3 Pompa sentrifugal  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 75)

## 2. Pompa aliran campur

Aliran yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut didalam pompa aliran campur. Salah satu ujung poros dimana impeler dipasang, ditumpu oleh bantalan dalam. Pada ujung yang

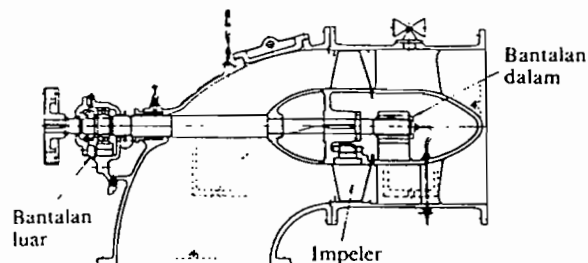
lain dipasang kopling dengan sebuah bantalan luar didekatnya. Bantalan luar terdiri dari sebuah bantalan aksial dan sebuah bantalan radial, yang pada umumnya berupa bantalan gelinding. Untuk bantalan dalam dipakai jenis bantalan luncur yang dilumasi gemuk.



Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 76)

### 3. Pompa aliran aksial

Aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder ke luar. Adapun konstruksi pompa aliran aksial yang sesungguhnya dapat dilihat pada gambar 1.5

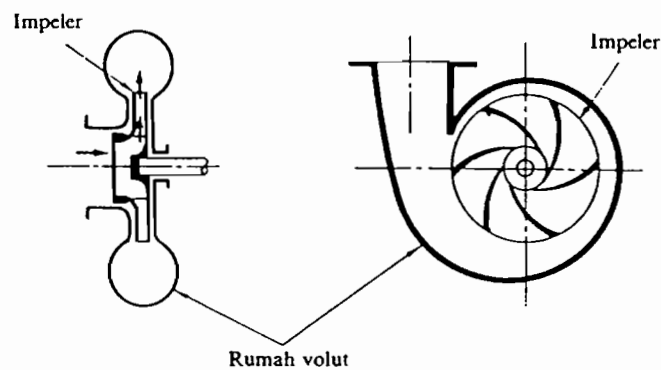


Gambar 1.5 Pompa aliran aksial mendatar  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 76)

## b. Klasifikasi menurut bentuk rumah

### 1. Pompa volut

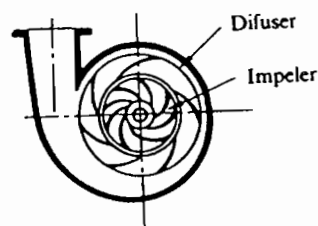
Sebuah pompa sentrifugal di mana zat cair dari impeler secara langsung dibawa ke rumah volut.



Gambar 1.6 Pompa volut  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 7)

### 2. Pompa difuser

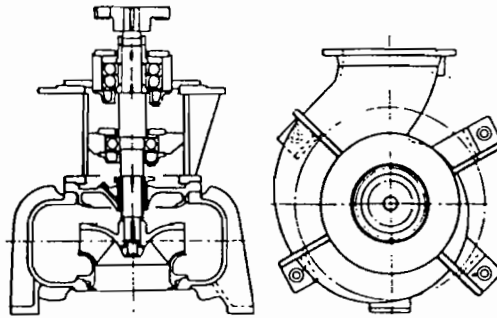
Pompa difuser adalah sebuah pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser di keliling luar impelernya. Karena sudu-sudu difuser, disamping memperbaiki efisiensi pompa, juga menambah kokoh rumah, maka konstruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head tinggi.



Gambar 1.7 Pompa difuser  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 8)

### 3. Pompa aliran campur jenis volut

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Disini tidak dipergunakan sudu-sudu difuser melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair. Dengan demikian pompa tidak mudah tersumbat oleh benda asing yang terisap, sehingga pompa ini sangat sesuai untuk air limbah. Adapun impeler yang dipergunakan di sini adalah jenis setengah terbuka, yaitu tidak mempunyai tutup depan. Konstruksi seperti ini tidak mudah tersumbat benda padat dibandingkan dengan impeler tertutup, sehingga sesuai untuk memompa air buangan.



Gambar 1.8 Pompa aliran campur jenis volut  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 77)

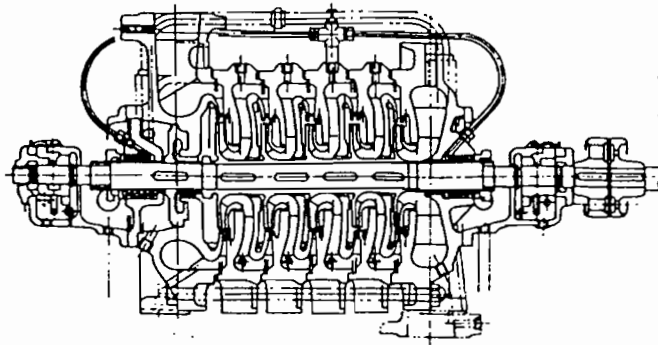
**c. Klasifikasi menurut jumlah tingkat**

1. Pompa satu tingkat

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

2. Pompa bertingkat banyak

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



Gambar 1.9 Pompa bertingkat banyak  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 78)

**d. Klasifikasi menurut letak poros**

1. Pompa jenis poros mendatar

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi mendatar.

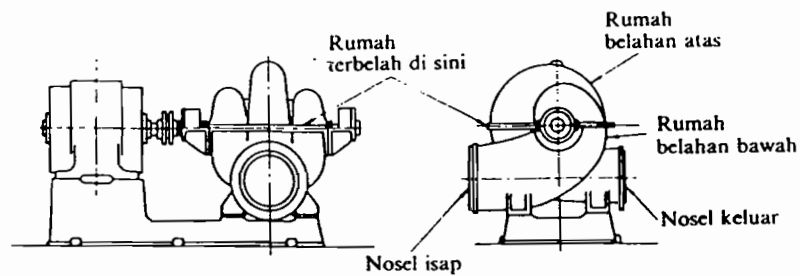
2. Pompa jenis poros tegak

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi tegak.

**e. Klasifikasi menurut belahan rumah**

1. Pompa jenis belahan mendatar

Pompa jenis ini mempunyai rumah yang dapat dibelah dua menjadi bagian bawah dan bagian atas oleh bidang mendatar yang melalui sumbu poros. Jadi bagian yang berputar dapat diangkat setelah rumah belahan atas dibuka.



Gambar 1.10 Pompa jenis belah mendatar  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 79)

## 2 . Pompa jenis belahan radial

Rumah pompa jenis ini terbagi oleh sebuah bidang yang tegak lurus poros.. Pompa ini mempunyai konstruksi yang relatif sederhana serta menguntungkan sebagai bejana bertekanan karena bidang belahan tidak mudah bocor.

## 3 . Pompa jenis berderet

Jenis ini terdapat pada pompa bertingkat banyak yang di mana rumah pompa terbagi oleh bidang-bidang tegak lurus poros sesuai dengan jumlah tingkat yang ada. Tiap bagian rumah ini berbentuk cincin.

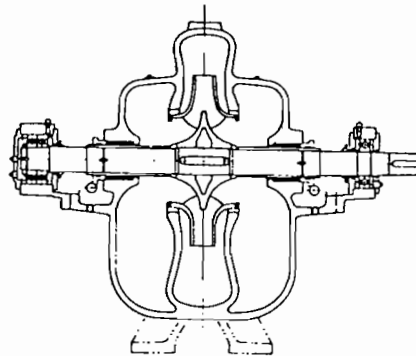
### f. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

#### 1 . Pompa isapan tunggal

Pada pompa ini zat cair masuk dari satu sisi impeler. Konstruksinya sangat sederhana sehingga banyak dipakai.

## 2. Pompa isapan ganda

Pompa ini memasukkan air melalui kedua sisi impeler. Disini poros yang menggerakkan impeler dipasang menembus kedua sisi rumah dan impeler dan ditumpu oleh bantalan di luar rumah. Karena itu poros menjadi lebih panjang dari pada pompa jenis lain.

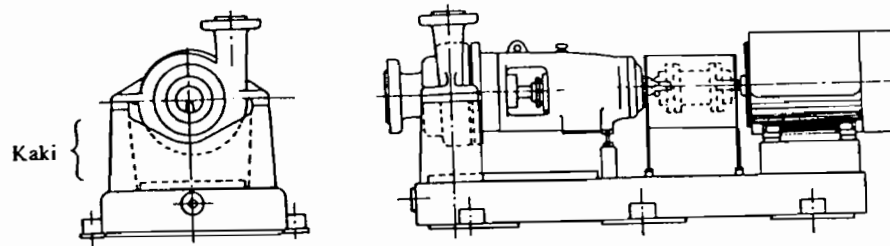


Gambar 1.11 Pompa volut jenis isapan ganda  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 80)

### g. Pompa jenis tumpuan sumbu

Pompa jenis ini mempunyai kaki yang diperpanjang sampai setinggi sumbu poros untuk menumpu rumah. Maksudnya adalah apa bila terjadi pemuaian pada rumah karena kenaikan temperatur, tinggi sumbu poros tidak berubah. Dengan demikian sumbu poros pompa akan tetap segaris dengan sumbu poros motor penggerak.





Gambar 1.12 Pompa dengan tumpuan di sumbu  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 81)

#### h. Pompa jenis khusus

Pompa yang digunakan sesuai dengan jenis fluida dan lingkungan seperti Pompa dengan motor benam (*submersible-motor*), Pompa motor berselubung, Pompa sesumbu (*inline*), Pompa memancing sendiri, Pompa proses, Pompa pasir (*slurry pump*) dan Pompa bebas sumbatan.

## BAB II

### PERANCANGAN POMPA

#### 2.1 Dasar Perancangan

Dengan data yang diberikan dalam lembaran soal diketahui:

$$\text{Tinggi tekan pompa / head } (H) = 26 \text{ m}$$

$$= 85,302 \text{ ft}$$

$$\text{Kapasitas pompa } (Q) = 60 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$= 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$$

$$= 0,5898 \text{ ft}^3/\text{det}$$

$$= 264,7022 \text{ gpm (AS)}$$

Pompa yang akan dirancang adalah pompa *slurry* yang mampu mengangkut fluida yang mengandung pasir dengan diameter kurang dari 0,3 mm sebanyak 0,0167 m<sup>3</sup>/det.

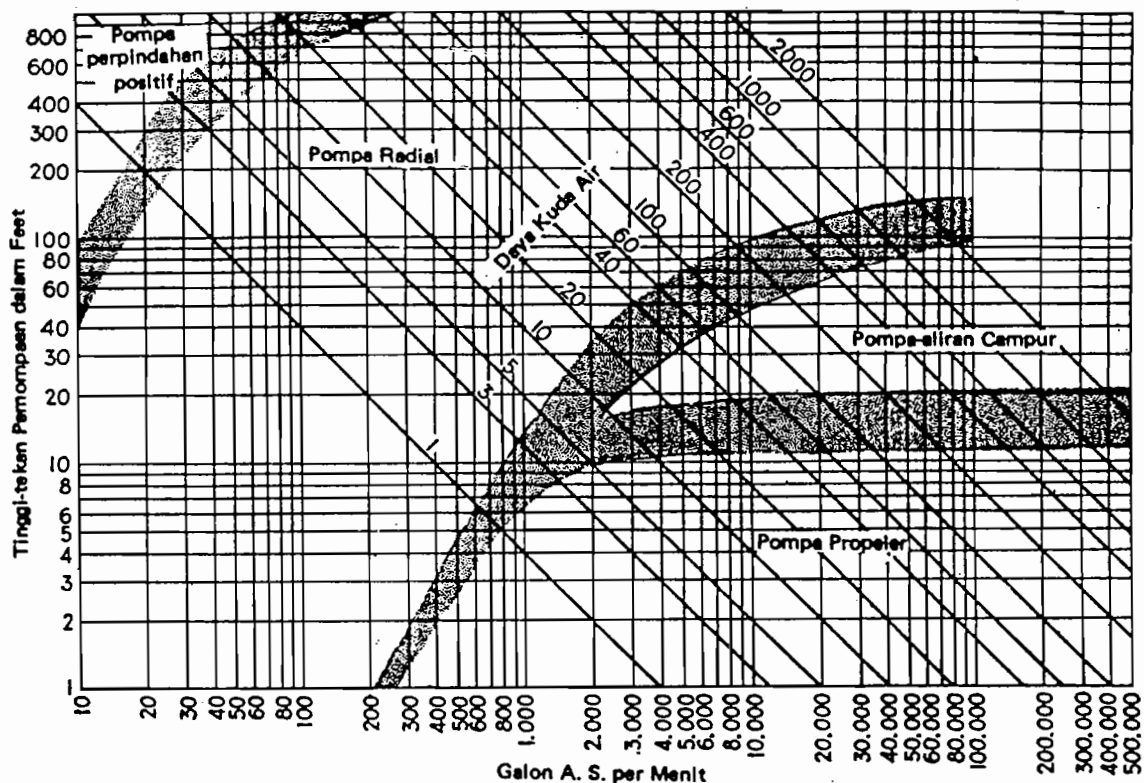
#### 2.2 Pemilihan Jenis Pompa

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

$$\text{Tinggi tekan / head } (H) = 85,302 \text{ ft}$$

Kapasitas pompa ( $Q$ ) = 264,7022 gpm (AS)

Maka jenis pompa dapat ditentukan dengan grafik dibawah ini.



Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa  
(Sumber : Austin H. Church, 1993, hal 56)

Pada perancangan ini jenis pompa yang digunakan adalah pompa radial.

## 2.3 Penentuan putaran motor dan kecepatan spesifik

### 2.3.1 Putaran motor

Pada perancangan ini dipilih motor listrik sebagai penggerak

pompa dengan spesifikasi sebagai berikut :

Putaran motor 2910 rpm, daya 15 kw dioperasikan pada tegangan listrik 200 Volt, dan frekuensi 50 Hz. (Sumber : Soeleman & Mabuchi, 1984, hal 264-265) (Lampiran).

### 2.3.2 Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan rumus :

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad 1$$

dengan :  $n_s$  = kecepatan spesifik (rpm)

$Q$  = kapasitas pompa (gpm)

$n$  = putaran poros penggerak (rpm)

$H$  = tinggi tekan pompa (ft)

Maka kecepatan spesifik pompa adalah :

$$n_s = \frac{2910 \sqrt{264,7022}}{85,302^{3/4}}$$

$$n_s = 1686,756 \text{ rpm}$$

---

<sup>1</sup> Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 49

## 2.4 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

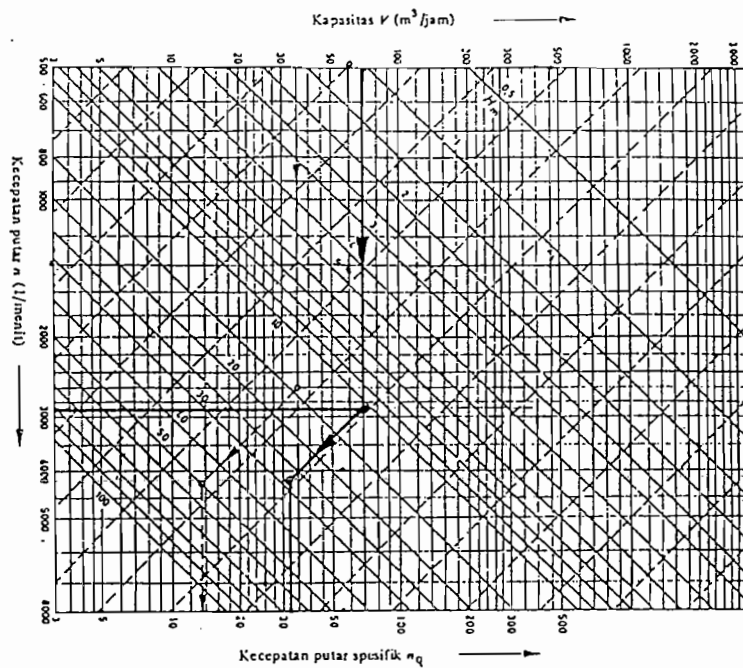
Jumlah tingkat pompa dapat ditentukan dengan rumus :

$$i = \frac{H}{H^1} \quad ^2$$

dengan :  $i$  = jumlah tingkat pompa

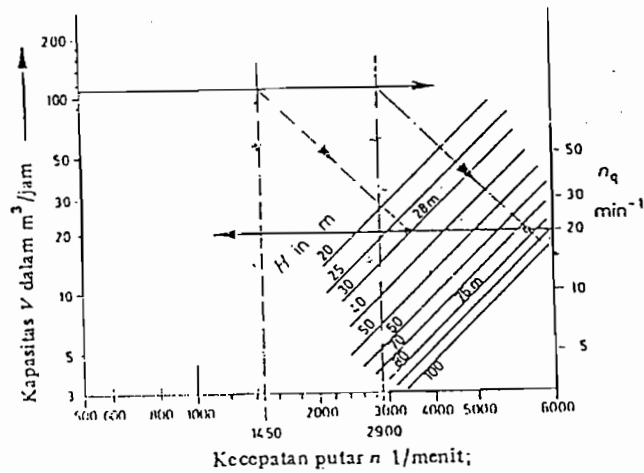
$H$  = tinggi tekan pompa (m)

$H^1$  = tinggi tekan pompa yang diperoleh dari grafik (m)



Gambar 2.2 Penentuan kecepatan spesifik  $n_q$  dari roda jalan pompa  
(Sumber : Frits dietzel, 1992, hal 251)

<sup>2</sup> Frits Dietzel, Turbin, Pumpen Und Verdichter, Cetakan ke-3, Erlangga, Jakarta, hal 252



Gambar 2.3 Penentuan jumlah tingkat pompa  
(Sumber : Frits dietzel, 1992, hal 252)

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh :

$$\text{Kapasitas pompa } (Q) = 60 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$\text{Head pompa } (H) = 26 \text{ m}$$

Dari grafik diperoleh tinggi tekan pompa adalah :

$$\text{Head pompa}^1 (H^1) = 25 \text{ m}$$

Maka jumlah tingkat pompa yang diperlukan adalah :

$$\begin{aligned} i &= \frac{H}{H^1} \\ &= \frac{26}{25} \\ &= 1,04 \end{aligned}$$

Jumlah pompa dalam perancangan ini adalah 1 tingkat.

## 2.5 Daya Pemompaan

Daya pemompaan dapat dicari dengan rumus :

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q^3$$

dengan :  $p_v$  = daya pemompaan (kw)

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

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

$H$  = tinggi tekan pompa (m)

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

Tabel 2.1 Berat jenis tanah

(Sumber : Hardiyatmo, Hary christady, Ir, M. Eng. Dea, Mekanika Tanah, 1992, Gramedia Pustaka Utama, Jakarta, hal 4)

Macam tanah	Berat jenis ( $G_s$ )
Kerikil	2,65 – 2,68
Pasir	2,65 – 2,68
Lanau tak organik	2,62 – 2,68
Lempung organik	2,58 – 2,65
Lempung tak organik	2,68 – 2,75
Humus	1,37

<sup>3</sup> Ibid, hal 242

$G_s$  adalah berat jenis (spesifik gravity) tanah sebagai perbandingan berat volume butiran padat ( $\gamma_s$ ) dengan berat volume air ( $\gamma_w$ ) pada temperatur  $4^{\circ}\text{C}$ .

$$G_s = \frac{\gamma_s}{\gamma_w} \quad 4$$

Berat air pada temperatur  $4^{\circ}\text{C}$ , dengan volume  $1 \text{ m}^3$  adalah 1000 kg.

Berat jenis air ( $\gamma_w$ ) adalah  $1000 \text{ kg/m}^3$ .

Maka berat jenis lumpur :

$$\gamma_s = G_s \times \gamma_w \quad 5$$

$$= 2,665 \times 1000$$

$$= 2665 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga daya pompa adalah :

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \quad 6$$

$$= 2665 \times 9,81 \times 26 \times 0,0167$$

$$= 11351,573 \text{ watt}$$

$$= 11,352 \text{ kw}$$

Maka besarnya daya motor penggerak :

---

<sup>4</sup> Hardiyatmo, Hary christady, Ir, M.Eng. Dea, Mekanika Tanah, 1992, Gramedia, Jakarta, hal 5

<sup>5</sup> Ibid, hal 5

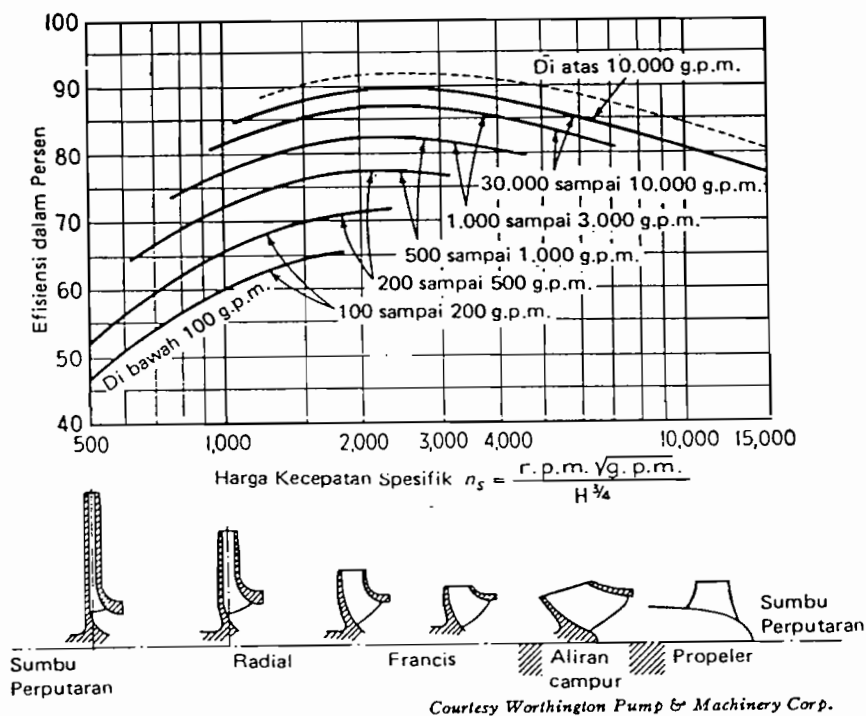
<sup>6</sup> Frits Dietzel, Turbin, Pumpen Und Verdichter, Cetakan ke-3, Erlangga, Jakarta, hal 252



$$P = \frac{P_v}{\eta_e} \quad 7$$

dengan :  $P$  = daya motor penggerak

$\eta_e$  = efisien pompa yang dapat dicari dengan grafik (gambar 2.4)



Gambar 2.4 Bentuk relatif impeler dan efisiensi bila dihubungkan dengan kecepatan spesifik.  
(Sumber : Austin, 1993, hal 63)

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Kapasitas pompa ( $Q$ ) = 264,7022 gpm (AS)

Putaran spesifik pompa ( $n_s$ ) = 1686,756 rpm

<sup>7</sup> Ibid, hal 243

Dari gambar 2.4 diperoleh efisiensi pompa  $\eta_e = 76 \%$

sehingga :

$$\begin{aligned} P &= \frac{P_v}{\eta_e} \\ &= \frac{11,352}{0,76} \\ &= 14,936 \text{ kw} \end{aligned}$$

Sehingga daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan

pompa adalah 15 kw.

## BAB III

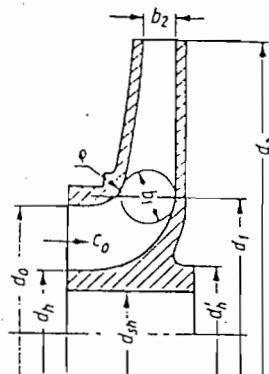
### PERANCANGAN IMPELER

#### 3.1 Pemilihan Jenis Impeler

Dari perhitungan sebelumnya diketahui putaran spesifik ( $n_s$ ) = 1686,756 rpm, maka bentuk impeler yang sesuai dapat dipilih dari gambar 2.4. Dalam perancangan ini dipilih impeler jenis radial setengah terbuka.

#### 3.2 Perhitungan Ukuran Utama Impeler

Bentuk ukuran utama impeler dapat dilihat dalam gambar 3.1



Gambar 3.1 Dimensi impeler  
(Sumber : Lazarkiewicz, 1995, hal 132)

### 3.2.1 Diameter hub (diameter leher)

Diameter leher harus lebih besar dari diameter poros impeler.

$$D_h = (1,3 - 1,4) \times D_s \quad ^8$$

Diambil diameter hub adalah :

$$D_h = 1,4 \times D_s$$

$$D_h = 1,4 \times 25$$

$$D_h = 35 \text{ mm}$$

$$D_h = 1,378 \text{ in}$$

Diameter hub bagian belakang dapat ditentukan dengan rumus :

$$D^l_h = (1,35 - 1,5) \times D_s \quad ^9$$

Diambil diameter hub adalah :

$$D^l_h = 1,5 \times D_s$$

$$D^l_h = 1,5 \times 25$$

$$D^l_h = 37,5 \text{ mm}$$

$$D^l_h = 1,476 \text{ in}$$

### 3.2.2 Diameter mata impeler

Diameter mata impeler dapat dihitung dengan rumus :

---

<sup>8</sup> Lazarkiewicz, Impeler Pump, Cetakan-1, Pergamon Press, London, hal 132

<sup>9</sup> Ibid, hal 132

$$D_0 = \left( \frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_z}{v_0} \times D_h^2 \right)^{1/2} \quad 10$$

dengan :  $Q_z$  = kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/det)

$v_0$  = kecepatan masuk impeler (ft/det)

$D_h$  = diameter hub (in)

Dalam perancangan ini pipa hisap (*suction*) dan pipa tekan (*disuction*)

adalah 3 in dan 2 in. Ukuran tersebut berdasarkan ukuran-ukuran diameter

flens standar : 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24,

30, dan 36 inci (Austin H. Church, 1993, hal 90)

$$A_s = \frac{\pi \times D_s^2}{4}$$

dengan :  $A_s$  = luas pipa sisi hisap (m<sup>2</sup>)

$D_s$  = diameter pipa hisap = 3 in = 0,0762 m

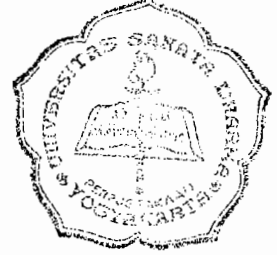
sehingga :

$$A_s = \frac{\pi \times 0,0762^2}{4}$$

$$A_s = 0,0045 \text{ m}^2$$

---

<sup>10</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 93



a. Kecepatan pada sisi hisap

$$V_s = \frac{Q}{A_s} \quad ^{11}$$

dengan :  $V_s$  = kecepatan sisi hisap (m/det)

$Q$  = kapasitas design fluida (m<sup>3</sup>/det)

sehingga :

$$V_s = \frac{0,0167}{0,0045}$$

$$V_s = 3,711 \text{ m/det}$$

$$V_s = 12,175 \text{ ft/det}$$

b. Luas sisi buang

$$A_b = \frac{\pi \times D_b^2}{4}$$

dengan :  $A_b$  = Luas pipa sisi buang (m<sup>2</sup>)

$D_b$  = Diameter pipa buang = 2 in = 0,0508 m

sehingga :

$$A_b = \frac{\pi \times 0,0508^2}{4}$$

$$A_b = 0,00202 \text{ m}^2$$

c. Kecepatan pada sisi buang

---

<sup>11</sup> Ibid, hal 108

$$V_b = \frac{Q}{A_b}$$

dengan :  $V_b$  = kecepatan sisi buang (m/det)

$Q$  = kapasitas design fluida (m<sup>3</sup>/det)

sehingga :

$$V_b = \frac{0,0167}{0,00202}$$

$$V_s = 8,267 \text{ m/det}$$

$$V_s = 27,123 \text{ ft/det}$$

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar dari kecepatan aliran sisi hisap, maka diambil  $V_o = 13 \text{ ft/det}$ .

Dengan asumsi bahwa kerugian akibat kebocoran adalah 10 % dari kapasitas pompa ( $Q$ ).

Maka kapasitas total :

$$Q_t = 0,5898 + 0,05898$$

$$Q_t = 0,64878 \text{ ft}^3/\text{det}$$

Sehingga diameter mata impeler dapat dihitung.

$$D_0 = \left( \frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,64878}{13} \times 1,378^2 \right)^{1/2}$$

$$D_0 = 4,168 \text{ in}$$

$$D_0 = 105,867 \text{ mm}$$

### 3.2.3 Diameter sisi masuk impeler

Diameter sisi masuk impeler  $D_I$  biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler  $D_0$ , agar terjadi aliran yang mulus dan turbulensi yang berlebihan dapat dihindarkan.

Maka besarnya diameter masuk impeler adalah :

$$D_I = 4,168 \text{ in}$$

$$D_I = 105,867 \text{ mm}$$

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times V_{r1} \times \varepsilon_1} \quad 12$$

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

$D_I$  = diameter sisi masuk impeler (in)

$V_{r1}$  = kecepatan sisi masuk impeler arah radial ( $\text{ft}/\text{det}$ )

$\varepsilon_1$  = faktor kontraksi

Faktor kontraksi  $\varepsilon_1$  biasanya antara 0,8 sampai 0,9. Pada perancangan ini

diambil harga kontraksi  $\varepsilon_1 = 0,85$ .

Kecepatan radial sisi masuk ( $V_{r1}$ ) biasanya lebih besar dari pada kecepatan

---

<sup>12</sup> Ibid, hal 94



sisi masuk mata impeler ( $V_o$ ), harga kecepatan radial ini adalah 5 sampai 10 % lebih besar dari harga  $V_o$ .

Jika diambil harga  $V_{r1} = 7,5\%$ , maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$V_{r1} = 0,975 + 13$$

$$V_{r1} = 13,975 \text{ ft/det}$$

$$V_{r1} = 4,259 \text{ m/det}$$

Sehingga lebar impeler sisi masuk adalah :

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

$$b_1 = \frac{144 \times 0,64878}{\pi \times 4,168 \times 13,975 \times 0,85}$$

$$b_1 = 0,601 \text{ in}$$

$$b_1 = 15,265 \text{ mm}$$

### 3.2.4 Diameter sisi keluar impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan rumus :

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \quad 13$$

dengan :  $H$  = tinggi tekan pompa (ft)

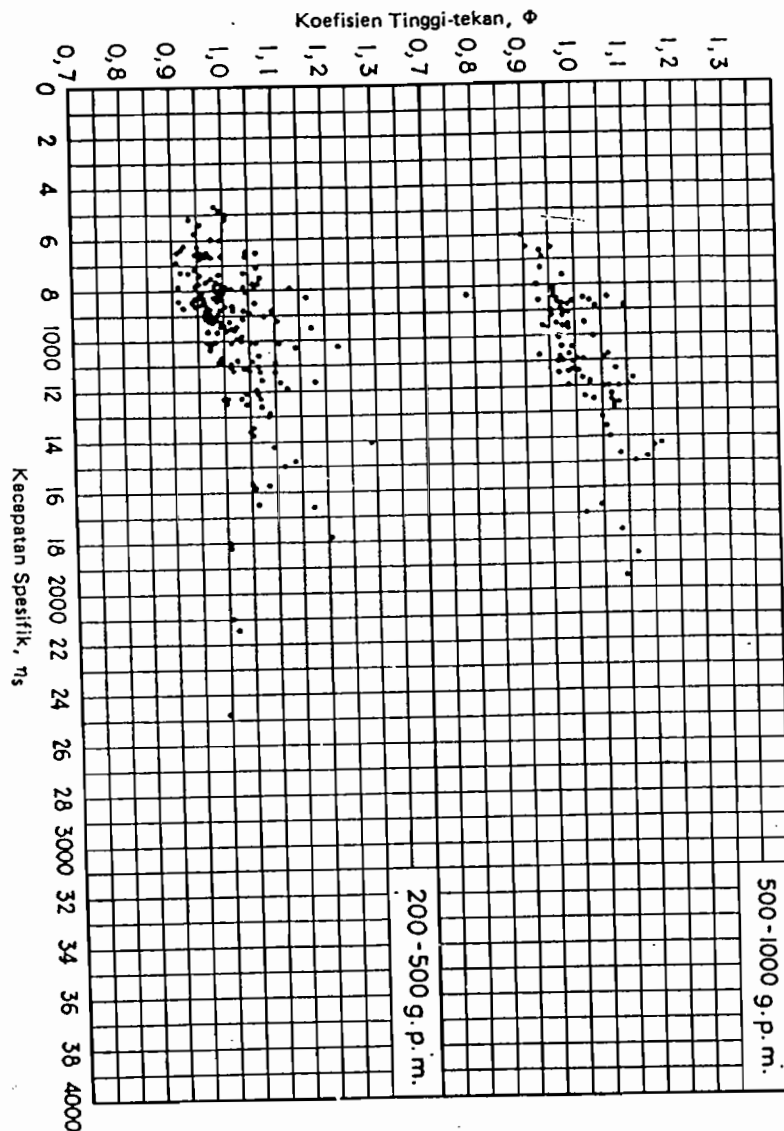
$n$  = putaran pompa (rpm)

$\Phi$  = koefisien tinggi tekan overall

---

<sup>13</sup> Ibid, hal 34

Harga koefisien tinggi tekan overall  $\Phi$  antara 0,9 sampai 1,2 dengan harga rata-rata mendekati 1. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.2



Gambar 3.2 Titik – titik koefisien tinggi tekan  $\Phi$  – kecepatan spesifik berbagai jangka kapasitas  
(Sumber : Austin H. Church, 1993, hal 102)

Dari gambar diatas dapat diambil harga koefisien tinggi tekan

overall  $\Phi = 1,1$

sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$D_2 = \frac{1840 \times 1,1 \times \sqrt{85,302}}{2910}$$

$$D_2 = 6,434 \text{ in}$$

$$D_2 = 163,424 \text{ mm}$$

### 3.2.5 Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_2 \times V_{r2} \times \varepsilon_2} \quad 14$$

dengan :  $Q$  = kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/det)

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (in)

$V_{r2}$  = kecepatan keluar aliran arah radial (ft/det)

$\varepsilon_2$  = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Kecepatan keluar radial  $V_{r2}$  biasa dibuat sama dengan atau sedikit di bawah (sampai 15 %) kecepatan masuk radial  $V_{r1}$  untuk menghindari perubahan kecepatan yang tiba-tiba.

Maka kecepatan keluar radial  $V_{r2}$  adalah :

$$V_{r2} = V_{r1} - (10\% \times V_{r1})$$

---

<sup>14</sup> Ibid, hal 98

$$V_{r2} = 13,975 - 1,3975$$

$$V_{r2} = 12,578 \text{ ft/det}$$

$$V_{r2} = 3,834 \text{ m/det}$$

Untuk mengimbangi pengurangan luas penampang laluan akibat adanya sudu pada sisi keluar, faktor  $\epsilon_2$  ini biasanya adalah antara 0,90 dan 0,95.

Dalam perancangan ini diambil harga faktor kontraksi  $\epsilon_2 = 0,90$

Maka harga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 0,64878}{\pi \times 6,434 \times 12,578 \times 0,90}$$

$$b_2 = 0,408 \text{ in}$$

$$b_2 = 10,371 \text{ mm}$$

### 3.3 Penentuan Sudut Sisi Masuk dan Sudut Sisi Keluar

Kecepatan keliling pada sisi masuk impeler dapat ditentukan dengan

rumus :

$$u_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \quad 15$$

dengan :  $r_1$  = jari-jari sisi masuk impeler (mm)

---

<sup>15</sup> Karassik, Pump Hand Book, Edisi kedua, McGraw-Hill Book Company, New York, hal 2.27

$n$  = putaran poros impeler (rpm)

Maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah :

$$u_1 = \frac{\pi \times 52,9335 \times 2910}{30 \times 1000}$$

$$u_1 = 16,131 \text{ m/det}$$

$$u_1 = 52,923 \text{ ft/det}$$

Antara kecepatan keliling sisi masuk impeler  $u_1$  dengan kecepatan radial sisi masuk impeler membentuk suatu sudut. Sudut sisi masuk  $\beta_1$  ini biasanya berkisar dari  $10^\circ$  sampai  $25^\circ$ .

Besarnya sudut sisi masuk  $\beta_1$  yang dibentuk adalah :

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{r1}}{u_1}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{4,259}{16,131}$$

$$\tan \beta_1 = 0,264$$

$$\beta_1 = 14,790^\circ$$

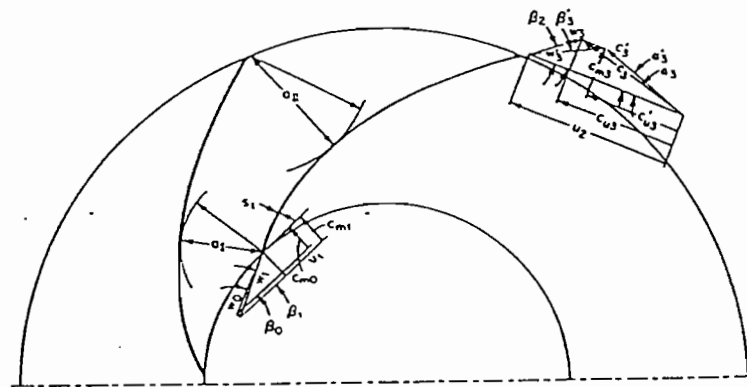
Sudut sisi masuk yang diambil adalah  $\beta_1 = 15^\circ$

Sudut sisi keluar impeler  $\beta_2$  biasanya dibuat sedikit lebih besar dari sudut masuk untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Sudut  $\beta_2$  biasanya dibuat antara  $15^\circ$  sampai dengan  $40^\circ$ .

Pada perancangan ini diambil sudut sudu sisi keluar impeler  $\beta_2 = 20^\circ$ .

### 3.4 Segitiga Kecepatan (*Triangle Velocity*)

Kecepatan fluida yang mengalir melalui impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*triangle velocity*).



Gambar 3.3 Segitiga kecepatan  
(Sumber : Igor J. Karassik, 1985, hal 2.7)

Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian yaitu :

a. Segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler

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

Telah diketahui dari perhitungan sebelumnya bahwa :

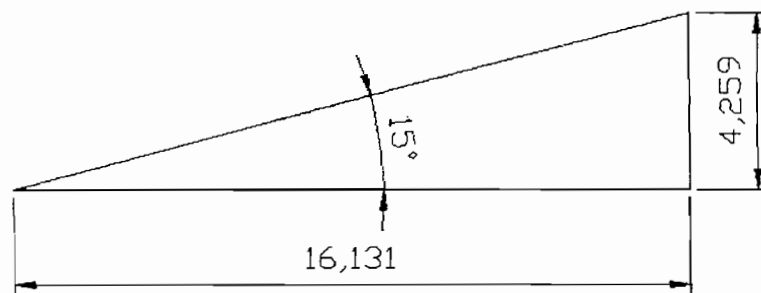
Kecepatan keliling absolut ( $u_1$ ) = 16,131 m/det

$$= 52,923 \text{ ft/det}$$

Sudut sudu sisi masuk  $\beta_1 = 15^\circ$

Kecepatan radial sisi masuk impeler ( $V_{r1}$ ) = 4,259 m/det

$$= 13,975 \text{ ft/det}$$



Gambar 3.4 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

Dengan menggunakan rumus trigonometri maka dapat dicari harga

kecepatan relatif pada sisi masuk impeler, yaitu :

$$W_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1}$$

$$W_1 = \frac{16,131}{\cos 15^\circ}$$

$$W_1 = 16,700 \text{ m/det}$$

b. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Telah diketahui dari perhitungan sebelumnya bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r2}) &= 12,5775 \text{ ft/det} \\ &= 3,834 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Sudut sudu sisi keluar impeler  $\beta_2 = 20^\circ$

Harga kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat dihitung dengan rumus :

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \times g \times H}{\psi}} \quad 16$$

dengan :  $H$  = tinggi tekan pompa (m)

$\psi$  = koefisien tinggi tekan pompa

Harga koefisien tinggi tekan pompa  $\psi$  dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$\psi = 2 \times \mu \times \eta_H \times \left( 1 - \frac{C_{m3}}{u_2} \cot \beta_2 \right) \quad 17$$

dengan :  $\mu$  = faktor slip

$\eta_H$  = efisiensi hidrolis

---

<sup>16</sup> Ibid, hal 2.25

<sup>17</sup> Ibid, hal 2.11



Harga faktor slip dapat dicari dengan menggunakan formula *stodola* :

$$\mu = 1 - \frac{\pi x \sin \beta_2}{z} \quad 18$$

dengan :  $z$  = jumlah sudu pada impeler

Sehingga harga slip  $\mu$  adalah :

$$\mu = 1 - \frac{\pi x \sin 20^\circ}{9}$$

$$\mu = 0,881$$

Harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  adalah :

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}}$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/det)

Diketahui kapasitas pompa  $Q = 0,0167$  m<sup>3</sup>/det

Maka harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  adalah :

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{0,0167^{0,25}}$$

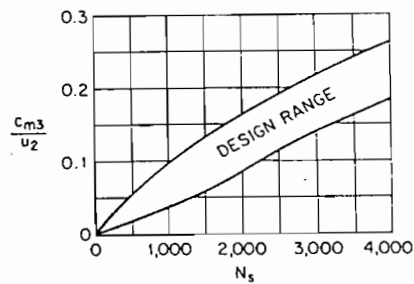
$$\eta_H = 0,802$$

Harga perbandingan antara  $\frac{C_{m3}}{U_2}$  dapat ditentukan dengan menggunakan

grafik dibawah ini :

---

<sup>18</sup> Ibid, hal 2.10



Gambar 3.5  $c_{m3} / u_2$  versus kecepatan spesifik  
(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.14)

Dari grafik diperoleh :

$$\frac{C_{m3}}{U_2} = 0,13$$

sehingga harga koefisien tinggi tekan pompa  $\psi$  adalah :

$$\psi = 2 \times 0,881 \times 0,802 \times (1 - 0,13 \cot 20^\circ)$$

$$\psi = 0,908$$

Maka harga kecepatan keluar pada sisi keluar impeler adalah :

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \times g \times H}{\psi}}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 26}{0,908}}$$

$$u_2 = 23,702 \text{ m/det}$$

$$u_2 = 77,762 \text{ ft/det}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat dicari dengan :

$$C_{m2} = \frac{C_{m3}}{u_2} \times u_2$$

Maka harga kecepatan meridian adalah :

$$C_{m2} = 0,13 \times 23,702$$

$$C_{m2} = 3,081 \text{ m/det}$$

$$C_{m2} = 10,108 \text{ ft/det}$$

kecepatan keliling absolut dapat diperoleh dengan persamaan :

$$c_{u2} = u_2 - c_{m2} \times \cot \beta_2 \quad 19$$

maka harga kecepatan keliling teoritis adalah :

$$c_{u2} = 23,702 - 3,081 \times \cot 20^\circ$$

$$c_{u2} = 15,237 \text{ m/det}$$

$$c_{u2} = 49,990 \text{ ft/det}$$

Karena adanya pengaruh faktor slip, maka besarnya kecepatan keliling

absolut yang sebenarnya diperoleh dengan persamaan :

$$c^1_{u2} = \mu \times c_{u2} \quad 20$$

Maka nilai kecepatan absolut yang sebenarnya adalah :

$$c^1_{u2} = 0,881 \times 15,237$$

---

<sup>19</sup> Ibid, hal 2.11

<sup>20</sup> Ibid, hal 2.11

$$c_{u2}^1 = 13,424 \text{ m/det}$$

$$c_{u2}^1 = 44,042 \text{ ft/det}$$

Sudut keluar absolut teoritis

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{3,081}{15,237}$$

$$\tan \alpha_2 = 0,202$$

$$\alpha_2 = 11,435^\circ$$

Sudut keluar absolut yang sebenarnya

$$\tan \alpha_2^1 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}^1}$$

$$\tan \alpha_2^1 = \frac{3,081}{13,424}$$

$$\tan \alpha_2^1 = 0,229$$

$$\alpha_2^1 = 12,898^\circ$$

Kecepatan fluida teoritis

$$c_2 = \sqrt{(c_{u2})^2 + (c_{m2})^2}$$

$$c_2 = \sqrt{(15,237)^2 + (3,081)^2}$$

$$c_2 = 15,545 \text{ m/det}$$

$$c_2 = 51,000 \text{ ft/det}$$

Kecepatan keluar fluida yang sebenarnya

$$c_2^1 = \sqrt{(c_{u2}^1)^2 + (c_{m2})^2}$$

$$c_2^1 = \sqrt{(13,424)^2 + (3,081)^2}$$

$$c_2^1 = 13,773 \text{ m/det}$$

$$c_2^1 = 45,187 \text{ ft/det}$$

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$w_2 = \sqrt{(c_{m2})^2 + (u_2 - c_{u2})^2}$$

$$w_2 = \sqrt{(3,081)^2 + (23,702 - 15,237)^2}$$

$$w_2 = 9,008 \text{ m/det}$$

$$w_2 = 29,554 \text{ ft/det}$$

Kecepatan relatif aliran fluida yang sebenarnya

$$w_2^1 = \sqrt{(c_{m2})^2 + (u_2 - c_{u2}^1)^2}$$

$$w_2^1 = \sqrt{(3,081)^2 + (23,702 - 13,424)^2}$$

$$w_2^1 = 10,730 \text{ m/det}$$

$$w_2^1 = 35,203 \text{ ft/det}$$

Sudut yang terbentuk antara kecepatan relatif  $w_2$  dengan kecepatan keliling  $u_2$ .

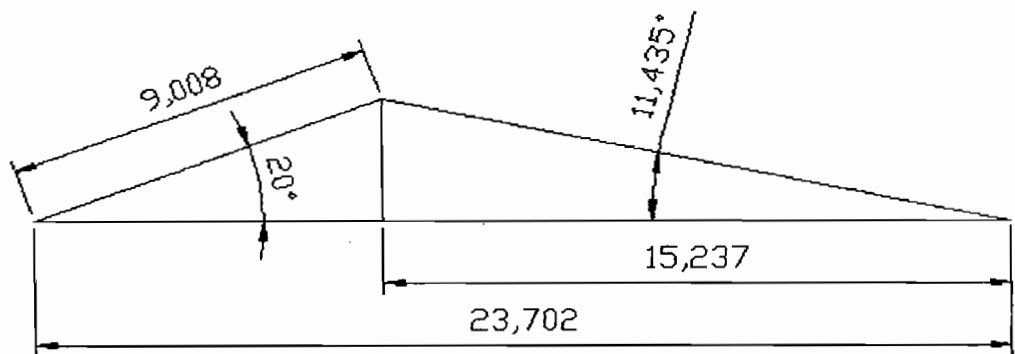
$$\sin \beta_2^1 = \frac{c_{m2}}{w_2^1}$$

$$\sin \beta_2^1 = \frac{3,081}{10,730}$$

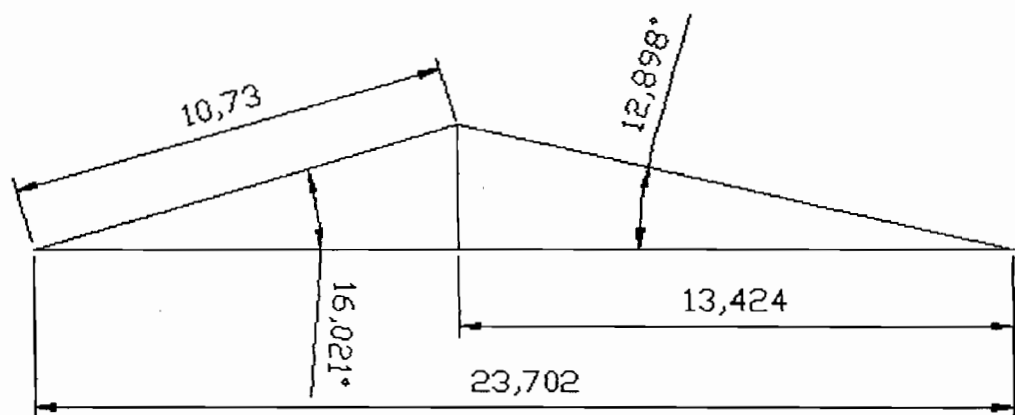
$$\sin \beta_2^1 = 0,287$$

$$\beta_2^1 = 16,021^\circ$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler.



Gambar 3.6 Segitiga kecepatan teoritis pada sisi keluar impeler



Gambar 3.7 Segitiga kecepatan yang sebenarnya pada sisi keluar impeler

### 3.5 Perancangan Sudu

#### 3.5.1 Penentuan jumlah sudu

Jumlah sudu pada impeler dapat dicari dengan persamaan :

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad ^{21}$$

dengan :  $D_2$  = diameter sisi keluar impeler (mm)

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler (mm)

$\beta_m$  = sudut rata-rata ( $^{\circ}$ )

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Diameter sisi masuk impeler ( $D_1$ ) = 105,867 mm

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 163,424 mm

Putaran poros ( $n$ ) = 2910 rpm

Besarnya sudut rata-rata  $\beta_m$  adalah :

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$\beta_m = \frac{15 + 20}{2}$$

$$\beta_m = 17,5^{\circ}$$

Maka jumlah sudu pada impeler adalah :

---

<sup>21</sup> Ibid, hal 105

$$z = 6,5 \frac{163,424 + 105,867}{163,424 - 105,867} \sin 17,5^\circ$$

$$z = 9,123$$

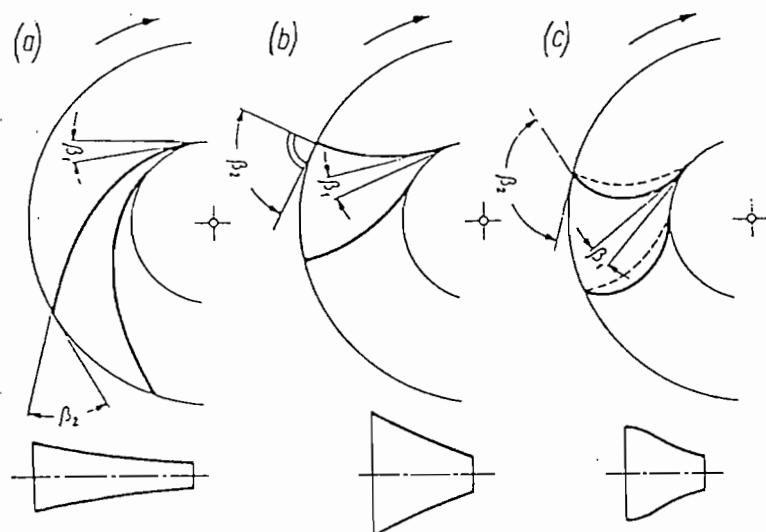
Jumlah sudu ( $z$ ) yang dipakai adalah 9.

### 3.5.2 Bentuk sudu

Berdasarkan bentuknya sudu dapat diklasifikasikan dalam 3 jenis yaitu :

- Backwards curve vanes* (sudu melengkung kebelakang) ( $\beta_2 < 90^\circ$ )
- Radial vanes ( $\beta_2 = 90^\circ$ )
- Forwards curve vanes* (sudu melengkung kedepan) ( $\beta_2 > 90^\circ$ )

Telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya,  $\beta_2 = 20^\circ$ . Maka tipe sudu yang sesuai adalah sudu tipe *backwards curve vanes*.

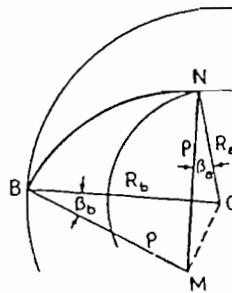


Gambar 3.8 Bentuk sudu  
(Sumber : Lazarkiewicz, 1995, hal 98)



### 3.5.3 Pelukisan sudu

Pelukisan sudu dengan menggunakan metode busur tangen (*Arcus tangen*).



Gambar 3.9 Pelukisan sudu dengan busur tangen  
(Sumber : Austin, 1993, hal 104)

Jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad 22$$

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 (  $^{\circ}$  )

Anantara jari-jari lingkaran sisi masuk impeler dengan jari-jari lingkaran

<sup>22</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 98

sisi keluar impeler dibagi menjadi lima lingkaran yang konsentris untuk melukiskan sudu.

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Jari-jari sisi masuk impeler ( $R_a$ ) = 52,9335 mm

Jari-jari sisi keluar impeler ( $R_b$ ) = 81,712 mm

Sudut sudu sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $15^\circ$

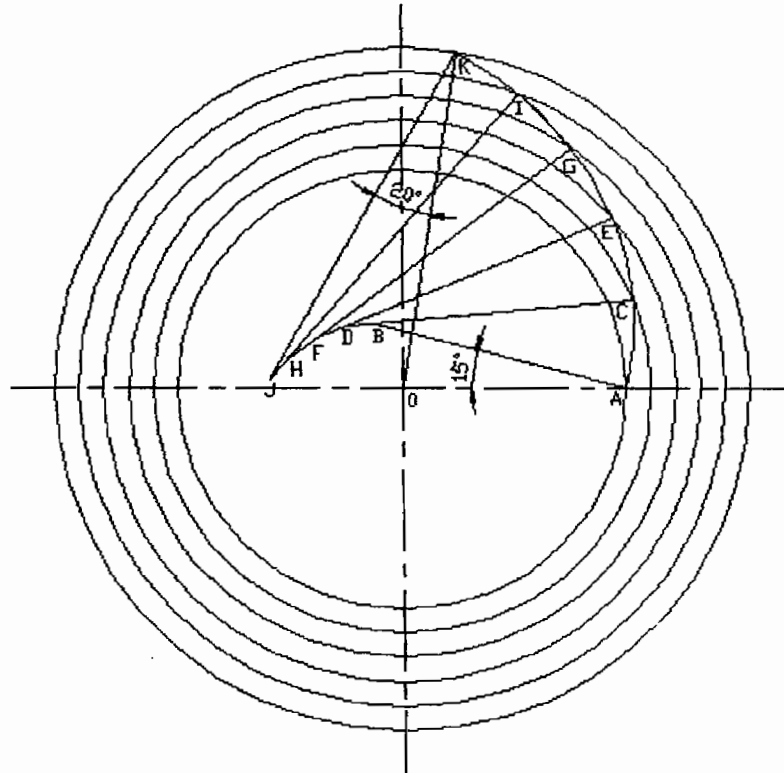
Sudut sudu sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) =  $20^\circ$

Dengan menggunakan persamaan diatas dapat dihitung harga jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran, hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 3.1

**Tabel 3.1 Jari – jari kelengkungan sudu**

Circle	$R$	$R^2$	$\beta$	$\cos \beta$	$R \cos \beta$	$R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	$\rho$ (mm)
1	52,9335	2801,955	15	0,966	51,130	5,286 5,213 5,136 5,053 4,966	642,467 708,723 774,979 841,235 907,491	60,772 67,973 75,449 83,235 91,369
b	58,6892	3444,422	16	0,961	56,416			
c	64,4449	4153,145	17	0,956	61,629			
d	70,2006	4928,124	18	0,951	66,765			
e	75,9563	5769,360	19	0,946	71,818			
2	81,7120	6676,851	20	0,940	76,784			

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan bentuk sudu seperti dibawah ini :



Gambar 3.10 Pelukisan sudu

Suatu pemeriksaan terhadap ketelitian pekerjaan yang sebenarnya dapat dilakukan dengan memeriksa apakah sudut  $OKJ$ , di mana  $J$  adalah titik pusat busur yang terakhir, sama dengan  $\beta_2$  yakni sebesar  $20^\circ$ .

#### 3.5.4 Tebal sudu dan lebar laluan

Untuk menentukan tebal sudu dapat menggunakan rumus :

$$\varepsilon = \frac{\pi \times D - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{(\pi \times D)} \quad 23$$

dengan :  $D$  = diameter lingkaran impeler (in)

$\varepsilon$  = faktor kontraksi

$z$  = jumlah sudu

$t$  = tebal sudu (in)

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

Pada sisi masuk impeler telah diketahui :

Diameter sisi masuk impeler ( $D_1$ ) = 4,168 in

Faktor kontraksi ( $\varepsilon_1$ ) = 0,85

Jumlah sudu ( $z$ ) = 9

Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $15^{\circ}$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah :

$$t_1 = \frac{(1 - \varepsilon) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z}$$

$$t_1 = \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 4,168 \times \sin 15}{9}$$

$$t_1 = 0,056 \text{ in}$$

$$t_1 = 1,434 \text{ mm}$$

---

<sup>23</sup> Ibid, hal 106

Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 3.2

Untuk menentukan lebar laluan dapat dipergunakan rumus :

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times V_r} \quad 24$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/det)

$D$  = diameter sisi masuk impeler (in)

$V_r$  = kecepatan aliran radial (ft/det)

$\varepsilon$  = faktor kontraksi

maka lebar laluan pada sisi masuk impeler adalah :

$$b_1 = \frac{144 \times 0,64878}{\pi \times 4,168 \times 13,975 \times 0,85}$$

$$b_1 = 0,601 \text{ in}$$

$$b_1 = 15,264 \text{ mm}$$

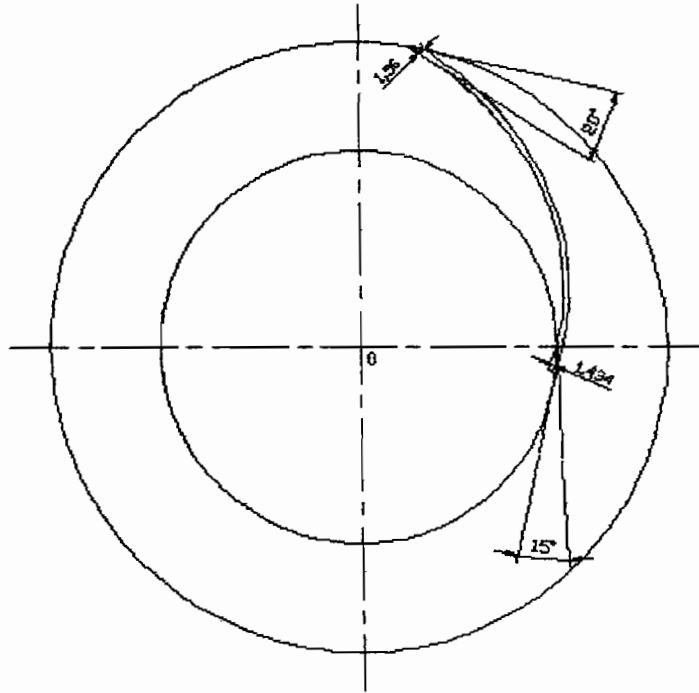
Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 3.2

**Tabel 3.2 Tebal Sudu dan Lebar Laluan**

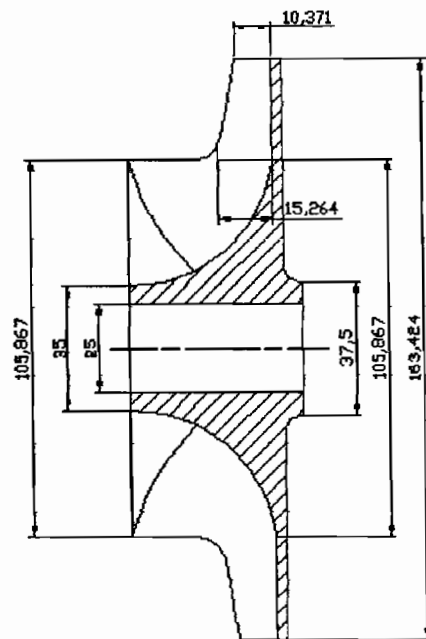
Circle	$D$	$\varepsilon$	$\beta$	$\sin \beta$	$z$	$Q$	$V_r$	$t$ (in)	$t$ (mm)	$b$ (in)	$b$ (mm)
1	4,1680	0,850	15	0,259	9	0,64878	13,9750	0,056	1,434	0,601	15,264
b	4,6212	0,864	16	0,276	9	0,64878	13,6956	0,060	1,535	0,544	13,820
c	5,0744	0,878	17	0,292	9	0,64878	13,4162	0,063	1,604	0,498	12,643
d	5,5276	0,892	18	0,309	9	0,64878	13,1368	0,064	1,635	0,459	11,667
e	5,9808	0,906	19	0,326	9	0,64878	12,8574	0,064	1,622	0,427	10,847
2	6,4340	0,920	20	0,342	9	0,64878	12,5780	0,061	1,560	0,400	10,150

<sup>24</sup> Ibid, hal 106

Dari hasil data hasil perhitungan diatas dapat digambarkan bentuk disain sudu dan penampang impeler seperti dibawah ini :



Gambar 3.11 Bentuk disain sudu



Gambar 3.12 Penampang impeler



### 3.6 Pemilihan Bahan Impeler

Pada perancangan ini, fluida yang dialirkan berupa air tawar dan air laut. Dengan melihat tabel pemilihan bahan-bahan pompa yang umum dipakai (Lampiran), maka bahan impeler yang diambil adalah baja karbon cor (SC 49) dengan kekuatan tarik  $49 \text{ kg/mm}^2$ .

## **BAB IV**

### **PERANCANGAN RUMAH POMPA**

#### **4.1 Pengertian Rumah Pompa**

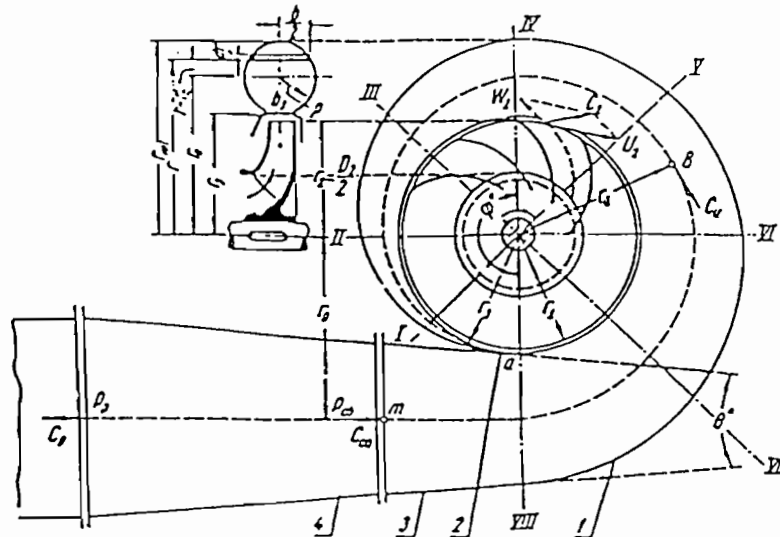
Rumah pompa adalah bagian dari pompa yang mengelilingi impeler dan tidak bergerak. Rumah pompa ini berfungsi sebagai penampung dan mengalirkan fluida dari impeler keluar melalui saluran buang. Selain itu juga berfungsi untuk mengubah tinggi tekan yang disebabkan oleh kecepatan fluida (*velocity head*)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

#### **4.2 Perhitungan Desain Rumah Pompa**

Dalam merancang rumah pompa ini, kecepatan rata – rata fluida yang mengalir dalam pompa diasumsikan sama.

Gambaran mengenai rumah keong (*volut casing*) dapat dilihat dalam gambar 4.1





Gambar 4.1 Disain rumah keong  
(Sumber : Khetagurov, hal 246)

Jari-jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$r_3 = (1,02 - 1,05) \times r_2 \quad ^{25}$$

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

Dari perhitungan sebelumnya diketahui  $r_2 = 81,712$  mm

maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times r_2 \\ &= 1,05 \times 81,712 \text{ mm} \\ &= 85,798 \text{ mm} \end{aligned}$$

<sup>25</sup> Khetagurov, Marine Auxiliary Machinery and Systems, Peace Publishers, Moscow, hal 248

lebar celah saluran volut  $b_3$  diperoleh dengan rumus :

$$b_3 = b_2 + (0,025 \times r_2) \quad 26$$

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

Dari perhitungan sebelumnya diketahui  $b_2 = 10,371$  mm

Maka lebar celah volut  $b_3$  adalah :

$$\begin{aligned} b_3 &= b_2 + (0,025 \times r_2) \\ &= 10,371 + (0,025 \times 81,712) \\ &= 12,414 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

menggunakan rumus :

$$\rho = \frac{\varphi^0}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3} \quad 27$$

dengan :  $\varphi^0$  = sudut pembagian ( $^{\circ}$ )

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

$\chi$  = konstanta

untuk mendapatkan harga konstanta  $\chi$  dipergunakan rumus :

---

<sup>26</sup> Ibid, hal 248

<sup>27</sup> Ibid, hal 248

$$\chi = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi \quad 28$$

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

$k_u$  = konstanta

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

$$k_u = C_{u2} \times r_2$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Kecepatan absolut aliran fluida ( $C_{u2}$ ) = 13,424 m/det

Jari-jari sisi keluar impeler ( $r_2$ ) = 81,712 mm

$$= 0,082 \text{ m}$$

maka harga konstanta  $k_u$  adalah :

$$k_u = C_{u2} \times r_2 \quad 29$$

$$k_u = 13,424 \times 0,082$$

$$k_u = 1,101 \text{ m}^2/\text{det}$$

Telah diketahui kapasitas pompa  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka harga konstanta

$\chi$  adalah :

---

<sup>28</sup> Ibid, hal 247

<sup>29</sup> Ibid, hal 239

$$\chi = \frac{720}{0,0167} \times 1,101 \times \pi$$

$$\chi = 149125,948 \text{ per meter}$$

$$\chi = 149,126 \text{ per milimeter.}$$

Setelah semua harga konstanta diketahui, maka harga jari – jari volut dapat dihitung. Hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1

**Tabel 4.1 Hasil perhitungan rumah volut**

Ba- gian	$\varphi^0$	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3$	$\sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$	$\rho$ ( mm )	$r_3 + \rho$ ( mm )	$r_{vol}$ ( mm )
I	10	0,067	0,134	11,507	3,392	3,459	89,257	92,716
II	45	0,302	0,604	51,781	7,196	7,498	93,296	100,793
III	90	0,604	1,207	103,561	10,176	10,780	96,578	107,358
IV	135	0,905	1,811	155,342	12,464	13,369	99,167	112,536
V	180	1,207	2,414	207,122	14,392	15,599	101,397	116,996
VI	225	1,509	3,018	258,903	16,090	17,599	103,397	120,996
VII	270	1,811	3,621	310,683	17,626	19,437	105,235	124,672
VIII	315	2,112	4,225	362,464	19,038	21,151	106,949	128,100
IX	360	2,414	4,828	414,244	20,353	22,767	108,565	131,332
X	370	2,481	4,962	425,751	20,634	23,115	108,913	132,028

### 4.3 Difuser Buang (*Discharge Diffuser*)

Difuser buang merupakan bagian rumah keong yang dihubungkan dengan saluran.

Diameter pipa buang dapat dipilih berdasarkan diameter-diameter dalam flens dan pipa yang standar 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 30, 36 inci.

Diameter pipa umumnya didasarkan pada kecepatan aliran dalam pipa yang mempunyai batas berkisar 12 sampai 40 ft/det.

Kecepatan aliran dalam pipa dapat dihitung dengan rumus :

$$v_d = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{Q}{\frac{1}{4} \times \pi \times d^2}$$

Diketahui :  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$

$$d = 2,5 \text{ in}$$

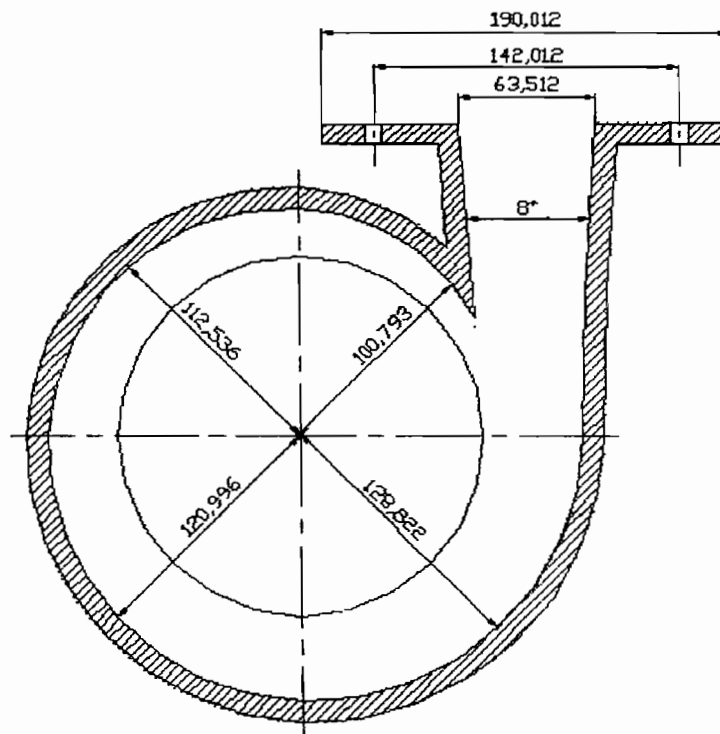
$$= 0,0635 \text{ m}$$

maka kecepatan aliran dalam pipa adalah :

$$v_d = \frac{0,0167}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0,0635^2}$$

$$= 5,273 \text{ m/det}$$

$$= 17,300 \text{ ft/det}$$



Gambar 4.2 Volut casing hasil perhitungan

#### 4.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa

Dalam pemilihan bahan pompa harus memperhatikan sifat dan kondisi fluida yang dipompa, lingkungan sekitar pemompan. Selain itu, bahan juga harus memiliki ketahanan terhadap gesekan dan korosi.

Bahan untuk rumah pompa yang sesuai dapat dipilih dalam tabel pemilihan bahan rumah pompa dan impeler. Dengan mempertimbangkan hal-hal diatas, maka bahan pompa yang dipilih adalah besi cor (FC20) dengan kekuatan tarik  $20 \text{ kg} / \text{mm}^2$ .

## BAB V

### PERENCANAAN ELEMEN PENDUKUNG

#### 5.1 Poros

##### 5.1.1 Diameter poros

Diameter poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

dengan :  $\sigma_n$  = tegangan geser bahan yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$K_t$  = faktor koreksi untuk momen puntir (1,0-1,5)

$C_b$  = faktor koreksi untuk beban lentur (1,2 - 2,3)

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

Momen puntir yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan rumus :

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

dengan :  $Pd$  = daya motor penggerak (kw)

$n$  = putaran motor penggerak pompa (rpm)

Telah diketahui :  $Pd = 15 \text{ kw}$

$$n = 2910 \text{ rpm}$$

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{15}{2910}$$

$$T = 5020,619 \text{ kg.mm}$$

Bahan poros yang digunakan adalah baja khrom nikel (SNC2), dengan kekuatan Tarik ( $\sigma_b$ ) = 85 kg/mm<sup>2</sup>.

Tegangan lentur bahan dapat ditentukan dengan rumus :

$$\sigma_n = \frac{\sigma_b}{(s_{f1} \times s_{f2})}$$

dengan mengambil : faktor keamanan  $s_{f1} = 6$

faktor keamanan  $s_{f2} = 2$

Maka tegangan lentur yang diijikan adalah :

$$\sigma_n = \frac{85}{(6 \times 2)}$$

$$\sigma_n = 7,083 \text{ kg/mm}^2$$

dengan mengambil faktor koreksi untuk momen puntir  $K_t = 1,5$  dan faktor

koreksi untuk beban lentur  $C_b = 2,0$

Maka diameter poros impeler adalah :

$$D_s = \left( \frac{5,1}{7,083} \times 1,5 \times 2,0 \times 5020,619 \right)^{1/3}$$

$$D_s = 22,135 \text{ mm}$$



Diameter poros yang dipakai setelah disesuaikan dengan diameter poros standar adalah 25 mm.

### 5.1.2 Tinjauan poros terhadap beban

Pembebanan yang terjadi oleh poros adalah beban puntir dan beban lentur. Pembebanan puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak. Beban lentur berasal dari bobot impeler yang ditumpukan poros dan gaya radial pada impeler tersebut.

Gaya radial yang dialami poros pada impeler dihitung melalui persamaan :

$$F_r = 0,433 \times Kr \times \gamma \times H \times D_2 \times b_2 \quad ^{30}$$

dengan :  $Kr$  = koefisien eksperimental berdasarkan putaran spesifik

$\gamma$  = berat jenis fluida (2665 kg/m<sup>3</sup>)

$H$  = tinggi tekan pompa (26 m)

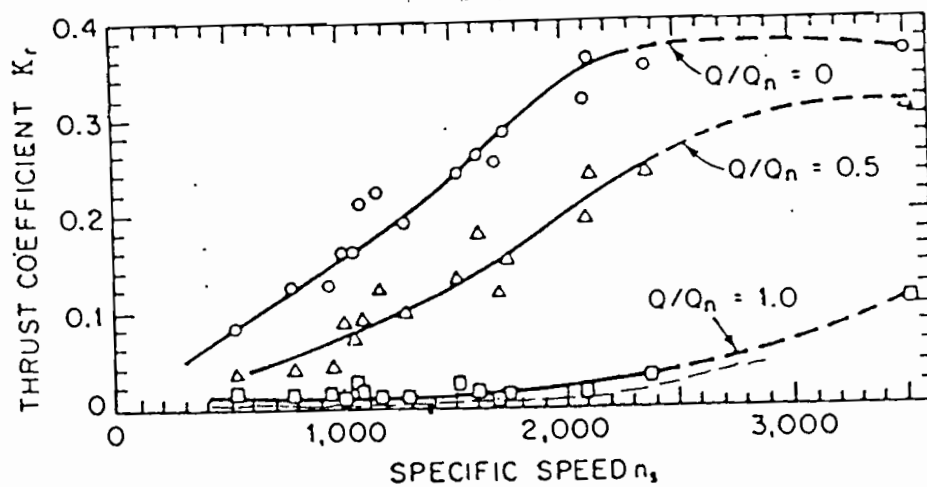
$D_2$  = diameter sisi luar impeler (0,163424 m)

$b_2$  = lebar sisi keluar impeler (0,0104 m)

Harga koefisien eksperimental  $Kr$  dapat diperoleh dengan menggunakan grafik pada gambar 5.1

---

<sup>30</sup> Karassik, Pump Hand Book, Edisi Kedua, McGraw-Hill Book Company, New York, hal 2-175



Gambar 5.1 Harga koefisien eksperimental  $k_r$   
( Sumber : Karassik, hal 2.244 )

Dari gambar 5.1 untuk putaran spesifik 1686,756 rpm didapat harga koefisien eksperimental ( $K_r$ ) = 0,06

Sehingga gaya radial pada impeler adalah :

$$F_r = 0,433 \times 0,06 \times 2665 \times 26 \times 0,163424 \times 0,0104$$

$$F_r = 3,060 \text{ kg}$$

Berat impeler dapat dihitung melalui persamaan berikut :

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

dengan :  $D_2$  = diameter sisi luar impeler (163,424mm)

$d_s$  = diameter lubang poros pada impeler (25 mm)

$b$  = lebar impeler (10,371 mm)

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

sehingga berat impeler adalah :

$$W_i = \frac{1}{4} \pi x (163,424^2 - 25^2) x 10,371 x 7,833 x 10^{-6}$$

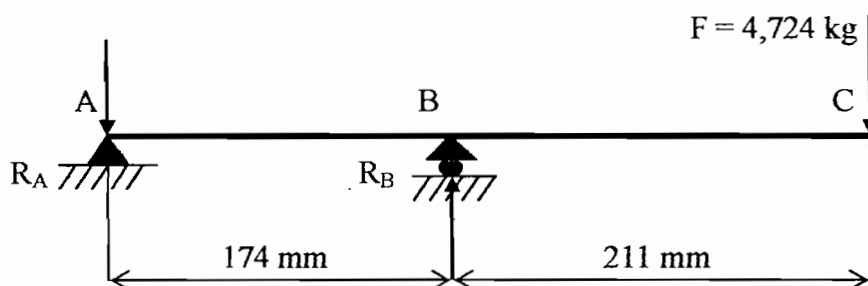
$$W_i = 1,664 \text{ kg}$$

Beban lentur yang diterima poros tiap tingkat adalah :

$$F = F_r + W_i$$

$$F = 3,060 + 1,664$$

$$F = 4,724 \text{ kg}$$



Gambar 5.2 Gaya – gaya yang dialami poros

Dari gambar diatas dapat dihitung reaksi pada tumpuan A dan B dengan

cara sebagai berikut :

$$\sum M_A = 0$$

$$(4,724 \times 385) - (R_B \times 174) = 0$$

$$R_B = 10,453 \text{ kg}$$

$$\sum P_v = 0$$

$$F + R_A - R_B = 0$$

$$R_A = 10,453 - 4,724$$

$$R_A = 5,729 \text{ kg}$$

Diasumsikan beban bergerak dari A ke C maka momen tiap tumpuan adalah :

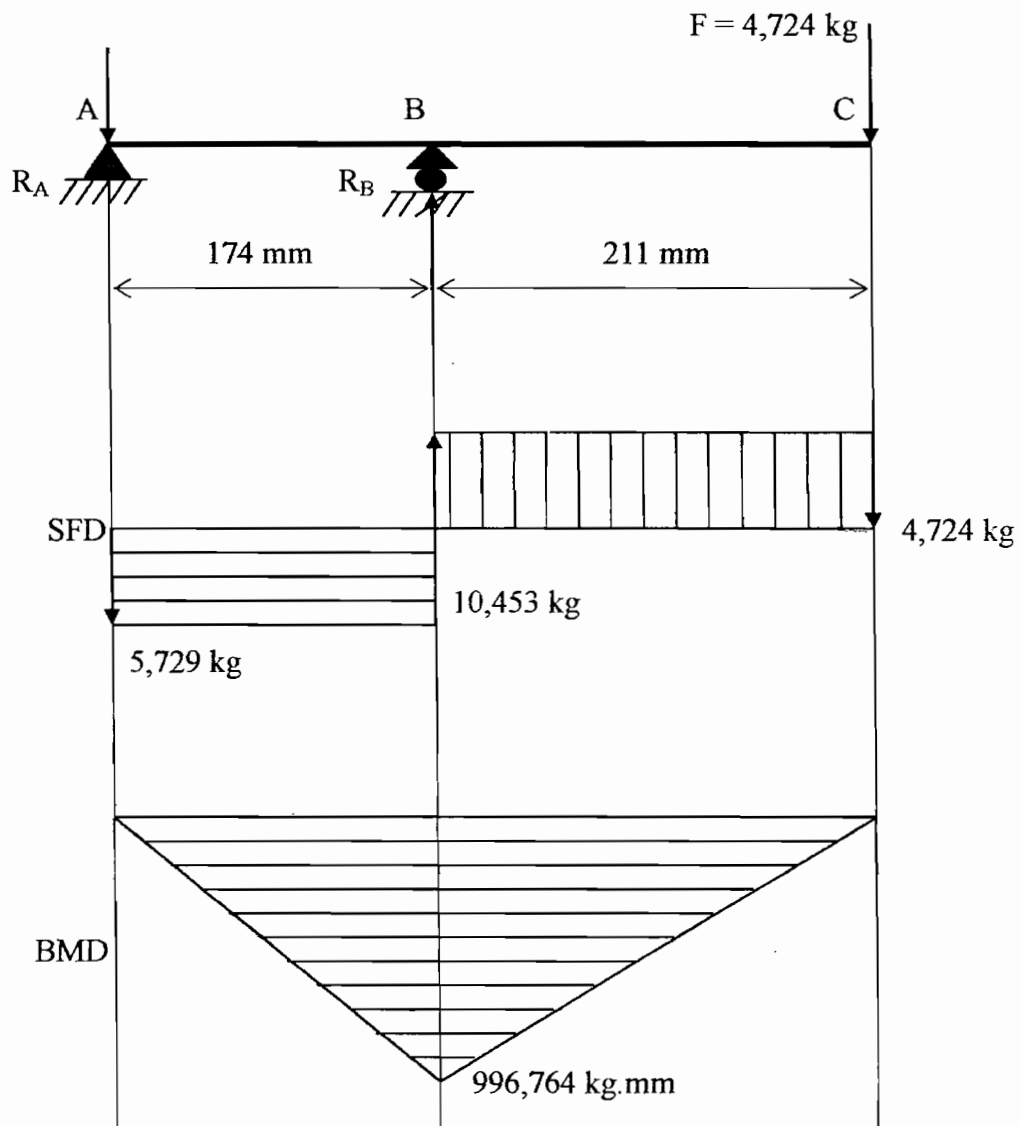
$$M_A = 0$$

$$M_B = F \times 211$$

$$M_B = 996,764 \text{ kg.mm}$$

$$M_C = 0$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan diagram gaya geser dan momen lentur seperti pada gambar 5.3



Gambar 5.3 Diagram gaya geser dan momen lentur

### 5.1.3 Tinjauan poros terhadap defleksi puntiran

Defleksi puntiran dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut

ini :

$$\theta = 584 \frac{T \cdot L}{G \cdot d_s^4} \quad 31$$

dengan :  $T$  = momen puntir (5020,619 kg.mm)

$L$  = panjang poros (385 mm)

$G$  = modulus geser ( $8,3 \times 10^3$  kg/mm<sup>2</sup>)

$d_s$  = diameter poros (30 mm)

sehingga defleksi puntiran adalah :

$$\theta = 584 \frac{5020,619 \cdot 385}{8,3 \times 10^3 \cdot 30^4}$$

$$\theta = 0,168^\circ$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,3 derajat. Sehingga hasil perhitungan diatas telah memenuhi syarat batas.

#### 5.1.4 Tinjauan poros terhadap defleksi lenturan poros

Beban lentur yang bekerja pada poros menyebabkan poros melentur, Defleksi lenturan poros dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut ini :

---

<sup>31</sup> Sularso, Kyokatsu Suga, Elemen Mesin, Cetakan ke-9, PT Pertja, Jakarta, hal 18

$$Y_{maks} = \frac{W}{3E} \left( \frac{a^3}{J_a} + \frac{a^2 l}{J_l} \right) \quad 32$$

dengan :  $W$  = beban lentur yang diterima poros (kg)

$E$  = modulus elastisitas bahan ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$a$  = jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler (mm)

$l$  = jarak pusat antar tumpuan (mm)

momen inersia dapat diketahui dengan persamaan

$$J = \frac{\pi \times d_s^4}{64}$$

dengan :  $d_s$  = diameter poros per tingkat (mm)

untuk  $d_s = 30$  mm

$$J_a = \frac{\pi \times 30^4}{64}$$

$$J_a = 39760,782 \text{ mm}^4$$

untuk  $d_s = 50$  mm

$$J_l = \frac{\pi \times 50^4}{64}$$

$$J_l = 306796,158 \text{ mm}^4$$

Diambil modulus elastisitas bahan  $E = 30000 \text{ kg}/\text{mm}^2$

Telah diketahui bahwa :

Beban lentur ( $W$ ) = 4,724 kg

---

<sup>32</sup> Lazarkiewicz, Impeler Pumps, Cetakan-1, Pergamon Press, London, hal 329

Jarak pusat antar tumpuan ( $l$ ) = 174 mm

Jarak pusat impeler dengan tumpuan ( $a$ ) = 211 mm

Maka besarnya defleksi lenturan adalah :

$$Y_{maks} = \frac{4,724}{3 \times 30000} \left( \frac{211^3}{39760,782} + \frac{211^2 \times 174}{306796,158} \right)$$

$$Y_{maks} = 0,014 \text{ mm}$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,12 mm (**Lazarkiewics, hal 329**)

sehingga hasil perhitungan diatas memenuhi syarat batas.

### 5.1.5 Tinjauan poros terhadap putaran kritis

Besarnya putaran kritis poros dapat ditentukan dengan menggunakan

persamaan :

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Y_{maks}}} \quad 33$$

dengan :  $g$  = percepatan gravitasi (9810 mm/det<sup>2</sup>)

$Y$  = defleksi lenturan maksimum (0,02 mm)

Sehingga besarnya putaran kritis adalah :

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,014}}$$

---

<sup>33</sup> Ibid, hal 331



$$N_{cr} = 7993,590 \text{ rpm}$$

kecepatan operasi poros seharusnya sedikitnya 20 % dari harga kecepatan kritis (**Austin, hal 292**).

Batas bawah putaran kritis :

$$\begin{aligned} N_{cr1} &= N_{cr} - (0,2 \times N_{cr}) \\ &= 7993,590 - (0,2 \times 7993,590) \end{aligned}$$

$$N_{cr1} = 6394,872 \text{ rpm}$$

Batas atas putaran kritis :

$$\begin{aligned} N_{cr2} &= N_{cr} + (0,2 \times N_{cr}) \\ &= 7993,590 + (0,2 \times 7993,590) \end{aligned}$$

$$N_{cr2} = 9592,308 \text{ rpm}$$

Putaran poros haruslah tidak beroperasi pada putaran 6394,872 rpm sampai 9592,308 rpm.

### 5.1.6 Tinjauan konsentrasi tegangan pada alur pasak

Dalam perancangan poros bertingkat dan alur pasak, perlu diperhatikan adanya konsentrasi tegangan.

Besarnya jari-jari fillet poros dapat dicari dengan persamaan :

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

dengan :  $D$  = diameter poros besar (mm)

$d$  = diameter poros kecil (mm)

telah diketahui bahwa :  $D = 30$  mm

$d = 25$  mm

maka jari-jari fillet poros adalah :

$$r = \frac{30 - 25}{2}$$

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

Dari tabel 5.1 dapat ditentukan alur pasak berdasarkan diameter poros.

Tabel 5.1 Ukuran pasak dan alur pasak.  
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 10)

Ukuran-ukuran utama (Satuan: mm)

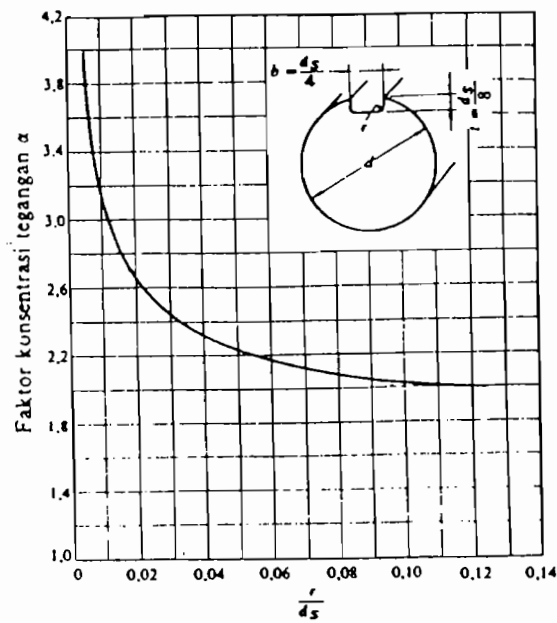
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan $b_2$	Ukuran standar $h$		$C$	$l^*$	Ukuran Standar $l_1$	Ukuran standar $l_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak luncur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak luncur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		-	8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		-	12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	-	20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		-	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		-	30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		-	38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		-	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40-0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,25-0,40	-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		-	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		-	65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		-	75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		-	110-130

\*  $l$  harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

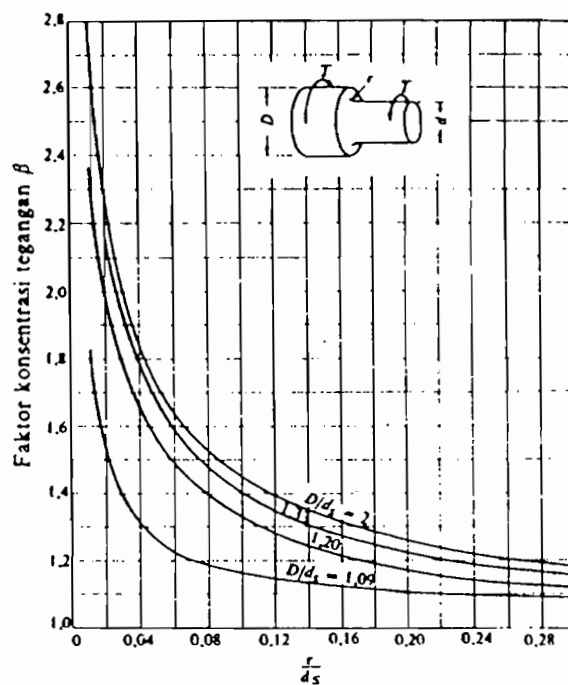
Dalam perancangan ini dipilih penampang pasak 8 x 7 x fillet 0,4.

Untuk faktor konsentrasi tegangan  $\alpha$  pada poros dengan alur pasak dan

faktor konsentrasi tegangan  $\beta$  pada poros bertangga dapat dilihat pada gambar 5.4 dan gambar 5.5



Gambar 5.4 Faktor konsentrasi tegangan  $\alpha$   
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 9)



Gambar 5.5 Faktor konsentrasi tegangan  $\beta$ .  
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 11)

Konsentrasi tegangan pada poros bertangga adalah

$$\frac{r}{d_s} = \frac{2,5}{25} = 0,1$$

$$\frac{D}{d_s} = \frac{30}{25} = 1,2$$

maka dari gambar 5.5 faktor konsentrasi tegangan  $\beta = 1,34$

Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak adalah :

$$\frac{r}{d_s} = \frac{0,4}{25} = 0,016$$

maka dari gambar 5.4 faktor konsentrasi tegangan  $\alpha = 2,7$

syarat yang harus dipenuhi adalah  $\alpha > \beta$

maka :  $2,7 > 1,34$  (aman).

Tegangan geser dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\tau = \frac{5,1 \times T}{d_s^3} \quad 34$$

dengan :  $T =$  momen puntir poros (5020,619 kg.mm)

$d_s =$  diameter poros (25 mm)

maka tegangan geser adalah :

$$\tau = \frac{5,1 \times 5020,619}{25^3}$$

$$\tau = 1,639 \text{ kg/mm}^2$$

---

<sup>34</sup> Sularso, Kyokatsu Suga, Elemen Mesin, Cetakan ke-9, PT Pertja, Jakarta, hal 7

poros tersebut harus memenuhi syarat :

$$\frac{\tau_a \cdot Sf_2}{\alpha} < \tau \cdot C_b \cdot K_t \quad 35$$

dengan :  $\tau_a$  = tegangan geser yang diijinkan (7,083 kg/mm<sup>2</sup>)

$Sf_2$  = faktor keamanan (2)

$\alpha$  = faktor konsentrasi tegangan (2,7)

$\tau$  = tegangan geser (1,639 kg/mm<sup>2</sup>)

$C_b$  = faktor lenturan (2)

$K_t$  = faktor koreksi tumbukan (1,5)

Sehingga :

$$\frac{7,083 \cdot 1,5}{2,7} < 1,639 \cdot 2 \cdot 1,5$$

$$3,935 < 4,917$$

Hasil perhitungan diatas memenuhi syarat.

## 5.2 Pengimbang Gaya Aksial

Pada impeler isapan tunggal akan mengalami dorongan aksial yang disebabkan oleh gaya-gaya yang bekerja pada impeler yang diakibatkan oleh adanya perubahan momentum fluida yang memasuki

---

<sup>35</sup> Ibid, hal 12

impeler.

Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menuju sisi isap pompa. Fluida yang keluar dari impeler tekanannya lebih tinggi daripada tekanan pada sisi hisap. Akibat perbedaan tekanan tersebut menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap.

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat diperoleh dengan persamaan :

$$P_T - P_O = \frac{3}{4} \times \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \times \gamma \quad 36$$

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

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

$u_1$  = kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (m/det)

$u_2$  = kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (m/det)

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

$g$  = percepatan gravitasi ( $\text{m/det}^2$ )

Telah diketahui bahwa :

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler ( $u_1$ ) = 16,131 m/det

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler ( $u_2$ ) = 23,702 m/det

Berat jenis fluida yang dialirkan ( $\gamma$ ) = 2665  $\text{kg/m}^3$

---

<sup>36</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 156

Percepatan gravitasi ( $g$ ) = 9,81 m/det<sup>2</sup>

Sehingga perbedaan tekanan fluida yang terjadi adalah :

$$P_T - P_O = \frac{3}{4} \times \frac{23,702^2 - 16,131^2}{2 \times 9,81} \times 2665$$

$$P_T - P_O = 30722,442 \text{ kg/m}^2$$

Antara bidang lingkaran  $D_O$  dan  $D_H$  terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke sisi hisap.

Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_a = (P_T - P_O) \times \frac{\pi}{4} \times (D_O^2 - D_H^2) \quad 37$$

dengan :  $D_O$  = diameter mata impeler (m)

$D_H$  = diameter hub (m)

Telah diketahui bahwa :

Diameter mata impeler ( $D_O$ ) = 0,105867 m

Diameter hub ( $D_H$ ) = 0,035 m

Sehingga ;

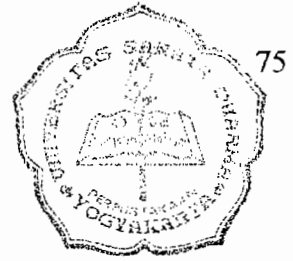
$$F_a = 30722,442 \times \frac{\pi}{4} \times (0,105867^2 - 0,035^2)$$

$$F_a = 240,757 \text{ kg}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan

---

<sup>37</sup> Ibid, hal 156



masuk  $V_0$ , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbedaan

momentum dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_0 \quad 38$$

dengan :  $V_0$  = kecepatan fluida masuk impeler (m/det)

$w$  = berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/det)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/det<sup>2</sup>)

Berat fluida  $w = Q \times \gamma_{slurry}$

$$= 0,0167 \times 2665$$

$$w = 44,506 \text{ kg}$$

Telah diketahui :

Kecepatan fluida masuk impeler ( $V_0$ ) = 42,651 m/det

Sehingga :

$$F_m = \frac{44,506}{9,81} \times 42,651$$

$$F_m = 193,499 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya aksial yang berbeda arahnya dapat ditentukan resultan

gaya aksial yang bekerja pada impeler, yaitu :

$$Fa_{resultan} = F_a - F_m$$

---

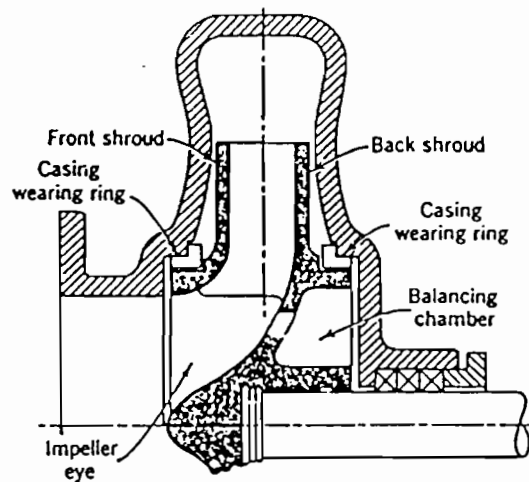
<sup>38</sup> Ibid, hal 155



$$F_{a_{resultan}} = 240,757 - 193,499$$

$$F_{a_{resultan}} = 47,258 \text{ kg}$$

Resultan gaya aksial ini berusaha untuk menggerakkan impeler dan poros menuju sisi isap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler diperlukan elemen pengimbang yang prinsipnya membuat tekanan di depan dan di belakang impeler sama. Salah satu cara untuk mengimbangkan gaya geser aksial dengan menurunkan gaya geser melalui peredam dengan lubang pengimbang.



Gambar 5.6 Impeler hisapan tunggal dengan ruang dan lubang pengimbang.

(Sumber : A. J. Stepanoff, 1957, hal 20)

Cara ini menggunakan impeler yang mempergunakan cincin penyekat di dinding belakang impelernya untuk membentuk ruang pengimbang. Ruang

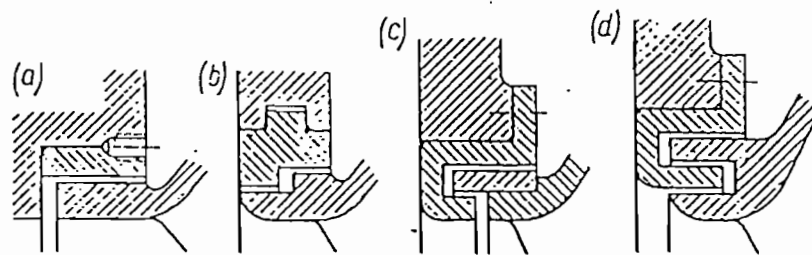
ini dihubungkan dengan sisi isap impeler oleh lubang pengimbang. Jumlah lubang pengimbang antara 4 sampai dengan 8 dan diameternya antara 7 sampai dengan 30 mm tergantung ukuran impelernya. (Lazarkiewicz, hal 349).

Dalam perancangan ini diambil jumlah lubang 8 dan diameter lubang diambil 10 mm.

### 5.3 Cincin Penahan Aus (*Wearing Ring*)

Air yang telah dibuang dari mata impeler adalah tekanan yang lebih tinggi daripada air yang masih ada di mata (*eye*) impeler. Karena harus ada celah antara impeler yang sedang berputar dengan rumah yang diam (*stasioner*), sebagian air yang telah dikeluarkan dari impeler akan kembali (bocor) ke arah sisi hisap.

Untuk mengurangi jumlah kebocoran ini, pompa dipasang cincin penahan aus yang mempunyai celah yang kecil, satu dipasang pada impeler dan yang satu lagi dipasang pada rumah pompa.



Gambar 5.7 Berbagai bentuk cincin penahan aus  
(Sumber : Lazarkiewicz, hal 308)

Untuk cincin yang berdiameter 6 inci atau di bawahnya, celahnya dibuat berukuran 0,01 inci (Austin, hal 92).

Diameter cincin penahan aus sekitar 4,092 inci sesuai dengan ukuran diameter sisi masuk impeler, sehingga celahnya adalah 0,01 inci.

Panjang cincin dapat diambil antara  $\frac{11}{16}$  in sampai dengan  $1\frac{1}{16}$  in. (A. J. Stepanoff, hal 186).

Dalam perancangan ini dipakai 2 buah cincin penahan aus dengan panjang 17,463 mm, tebal 3 mm dan celah 0,254 mm. Bahan cincin penahan aus dari besi cor kelabu (FC20) dengan kekuatan tarik 20 kg/mm<sup>2</sup>.

#### 5.4 Kotak Paking (*Stuffing Box*)

Tebal paking dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } s = 2\sqrt{d} \quad (\text{J.Stolk hal 523})$$

dengan :  $d$  = diameter poros letak kotak paking

Telah diketahui :

Diameter poros letak kotak paking ( $d$ ) = 30 mm

maka :

$$s = 2\sqrt{30}$$

$$s = 10,954 \text{ mm}$$

Panjang paking dapat ditentukan dengan persamaan :

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

diambil  $h = 6s$  untuk perapat sampai 32 bar tekanan lebih. (J.Stolk, hal

523)

Sehingga panjang paking adalah :

$$h = 6 \times 10,954$$

$$h = 65,724 \text{ mm}$$

Jarak diantara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan

menggunakan persamaan :

$$h_1 = 3 \times s$$

Sehingga jarak diantara penekan paking dengan kotak paking adalah :

$$h_1 = 3 \times 10,954$$

$$h_1 = 32,862 \text{ mm}$$

Untuk menekan paking dibutuhkan gaya yang besarnya dapat ditentukan

dengan menggunakan persamaan :

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times p \times a \quad ^{39}$$

dengan :  $D$  = diameter kotak paking (mm)

$d$  = diameter poros (mm)

$p$  = tekanan lebih ( $\text{kg/mm}^2$ )

$a$  = faktor jenis paking

Diameter kotak paking :

$$D = d + 2s$$

Telah diketahui :  $d = 30 \text{ mm}$

$$s = 10,954 \text{ mm}$$

maka :

$$D = 30 + 2 \times 10,954$$

---

<sup>39</sup> J. Stolk, Elemen Mesin, Cetakan ketiga 1933, hal 526

$$D = 51,908 \text{ mm}$$

Tekanan lebih ( $p$ ) = 32 bar

$$= 0,326 \text{ kg/mm}^2$$

Faktor jenis paking tergantung pada jenis paking,  $a = 1$  untuk manset yang tidak perlu ditekan dan  $a = 3$  untuk cincin paking yang perlu dipres.

(J.Stolk, hal 527).

Diambil  $a = 3$

Sehingga gaya pada penekan paking adalah :

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (51,908^2 - 30^2) \times 0,326 \times 3$$

$$F_p = 1378,344 \text{ kg}$$

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

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

$$F_b = \frac{1378,344}{2}$$

$$F_b = 689,172 \text{ kg}$$

Baut yang dipergunakan untuk menekan paking dengan ukuran M8 yang berdiameter  $d_B = 8 \text{ mm}$ .

Tebal flens penekan paking adalah :

$$t_p = 1,25 \times d_B \quad ^{40}$$

$$t_p = 1,25 \times 8$$

$$t_p = 10 \text{ mm}$$

## 5.5 Kopling

Kopling tetap berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), dimana sumbu kedua poros tersebut terletak pada satu garis lurus pada sumbunya. Kopling yang akan dipergunakan dalam perancangan ini adalah kopling flens kaku.

Telah diketahui :

Diameter letak kopling  $D = 35 \text{ mm}$

Momen puntir yang terjadi pada poros  $T = 5020,619 \text{ kg.mm}$

Sehingga ukuran kopling flens dapat dilihat pada Tabel 5.2

---

<sup>40</sup> Ibid, hal 523

Tabel 5.2 Ukuran kopling flens (JIS B 1451-1962)  
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 31)

(Satuan: mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	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

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

Dari tabel 5.2 ukuran kopling flens standar adalah :

$$C = 63 \text{ mm}$$

$$B = 100 \text{ mm}$$

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

$$n = 4$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

Tegangan geser flens dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_F = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \quad 41$$

Sehingga tegangan geser flens adalah :

<sup>41</sup> Sularso, Kyokatsu Suga, Elemen Mesin, Cetakan ke-9, PT Pertja, Jakarta, hal 34



$$\tau_F = \frac{2 \times 5020,619}{\pi \times 63^2 \times 18}$$

$$\tau_F = 0,045 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan flens adalah besi cor kelabu dengan tipe standar JIS G 5501 (FC35) dengan kekuatan tarik  $\sigma_B$  adalah  $35 \text{ kg/mm}^2$ . Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens  $\tau_{Fa}$  dapat dihitung dengan persamaan :

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_B}{Sf_F \times K_F}$$

dengan :  $\sigma_B$  = kekuatan tarik bahan flens ( $35 \text{ kg/mm}^2$ )

$Sf_F$  = faktor keamanan bahan flens (diambil 6)

$K_F$  = faktor koreksi beban (diambil 2)

Sehingga :

$$\tau_{Fa} = \frac{35}{6 \times 2}$$

$$\tau_{Fa} = 2,917 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser flens ( $\tau_F$ ) yang terjadi lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens ( $\tau_{Fa}$ ) sehingga hasil perancangan flens tersebut memenuhi syarat.

Tegangan yang terjadi pada setiap baut dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_B = \frac{8 \times T}{\pi \times d_b^2 \times n_e \times B} \quad 42$$

dengan :  $T$  = Momen puntir yang terjadi pada poros (5020,619 kg.mm)

$d_b$  = diameter baut (10 mm)

$n_e$  = jumlah baut efektif (50% dari  $n$  yaitu 2)

$B$  = diameter pusat lingkaran baut (100 mm)

Sehingga :

$$\tau_B = \frac{8 \times 5020,619}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 100}$$

$$\tau_B = 0,639 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan baut adalah baja karbon dengan tipe standar JIS G 3201 (S20C)

dengan kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) 40 kg/mm<sup>2</sup>.

Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan baut  $\tau_{Ba}$  dapat dihitung dengan

persamaan :

$$\tau_{Ba} = \frac{\sigma_B}{Sf_B \times K_B}$$

dengan :  $\sigma_B$  = kekuatan tarik bahan baut (40 kg/mm<sup>2</sup>)

$Sf_B$  = faktor keamanan bahan baut (diambil 6)

$K_B$  = faktor koreksi beban (diambil 2)

Sehingga :

---

<sup>42</sup> Ibid, hal 34

$$\tau_{Ba} = \frac{40}{6 \times 2}$$

$$\tau_{Ba} = 3,333 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser baut ( $\tau_B$ ) yang terjadi lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan untuk bahan baut ( $\tau_{Ba}$ ) sehingga hasil perancangan baut tersebut memenuhi syarat.

## 5.6 Perhitungan Pasak

Gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$F_t = \frac{T}{(d_s/2)} \quad 43$$

dengan :  $T$  = Momen puntir yang terjadi pada poros (5020,619 kg.mm)

$d_s$  = diameter poros (25 mm)

Sehingga gaya tangensial yang bekerja pada poros adalah :

$$F_t = \frac{5020,619}{(25/2)}$$

$$F_t = 401,649 \text{ kg}$$

Bahan pasak adalah baja karbon dengan tipe standar JIS G 4501 (S45C)

dengan kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) 58 kg/mm<sup>2</sup>.

---

<sup>43</sup> Ibid, hal 25

Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan pasak ( $\tau_{ka}$ ) dapat dihitung

dengan persamaan :

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

dengan :  $\sigma_B$  = kekuatan tarik bahan pasak (58 kg/mm<sup>2</sup>)

$Sf_1$  = faktor keamanan (diambil 6)

$Sf_2$  = faktor keamanan (diambil 2)

Sehingga :

$$\tau_{ka} = \frac{58}{6 \times 2}$$

$$\tau_{ka} = 4,833 \text{ kg / mm}^2$$

Dari tabel 5.1 dapat ditentukan alur pasak berdasarkan diameter poros.

Dalam perancangan ini dipilih penampang pasak 8 x 7 x fillet 0,4

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

Kedalaman alur pasak pada naf  $t_2 = 3,3 \text{ mm}$

Akibat adanya gaya geser tangensial yang bekerja pada poros, maka

panjang pasak dapat ditentukan dengan persamaan :

$$L_1 = \frac{F_t}{b \times \tau_{ka}} \quad 44$$

dengan :  $F_t$  = gaya tangensial pada permukaan poros (401,649 kg)

---

<sup>44</sup> Ibid, hal 25

$b$  = lebar pasak (8 mm)

$\tau_{ka}$  = tegangan geser yang diijinkan (4,833 kg/mm<sup>2</sup>)

sehingga :

$$L_1 = \frac{401,649}{8 \times 4,833}$$

$$L_1 = 10,388$$

Selain tegangan geser yang bekerja pada permukaan poros, pasak juga dipengaruhi oleh tekanan permukaan, maka panjang pasak dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$L_2 = \frac{F_t}{P_a \times (t_1 \text{ atau } t_2)}$$

dengan :  $P_a$  = tekanan permukaan yang diijinkan ( $P_a = 8 \text{ kg/mm}^2$  untuk poros dengan diameter kecil )

$F_t$  = gaya tangensial pada permukaan poros (401,649 kg)

$t_1$  = kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1 = 4 \text{ mm}$ )

Sehingga :

$$L_2 = \frac{401,649}{8 \times 4}$$

$$L_2 = 12,551 \text{ mm}$$

Pada perancangan ini panjang pasak ( $L$ ) diambil dari panjang pasak standar berdasarkan tabel 5.1 yaitu  $L = 25 \text{ mm}$ .

Lebar pasak sebaiknya 25-35 ( % ) dari diameter poros (Sularso, hal 27)

$$\frac{b}{d_s} = \frac{8}{25} = 0,32$$

hasilnya memenuhi syarat.

Panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros

(antara 0,75 sampai 1,5  $d_s$ ) (Sularso, hal 27)

$$\frac{L}{d_s} = \frac{25}{25} = 1$$

hasilnya memenuhi syarat.

## 5.7 Bantalan Gelinding

Perhitungan beban ekuivalen dinamis ( $P_r$ ) yang bekerja pada bantalan dapat

ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad 45$$

dengan :  $X$  = faktor beban radial

$V$  = faktor konstruksi bantalan

$F_r$  = gaya radial (kg)

$Y$  = faktor beban aksial

$F_a$  = gaya aksial (kg)

---

<sup>45</sup> Ibid, hal 135

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Gaya radial ( $F_r$ ) = 4,724 kg

Gaya aksial ( $F_a$ ) = 47,258 kg

Tabel 5.3 Ukuran utama bantalan gelinding  
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 143)

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	$d$	$D$	$B$	$r$	nominal dinamis spesifik $C$ (kg)	nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Berdasarkan diameter poros lubang bantalan ( $d$ ) = 45 mm, maka dari tabel

5.3

Dapat diketahui :

Nomor bantalan = 6009 (jenis terbuka)

Kapasitas dinamis  $C = 1640$  kg

Kapasitas statis  $C_0 = 1320$  kg

Sehingga perbandingan antara gaya aksial ( $F_a$ ) dengan kapasitas statis ( $C_0$ )

adalah :

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{47,258}{1320}$$
$$= 0,036$$

dari hasil perhitungan  $\frac{F_a}{C_0} = 0,036$  diatas, maka dari tabel 5.4



Tabel 5.4 Faktor-faktor  $V$ ,  $X$ ,  $Y$ , dan  $X_0$ ,  $Y_0$ .  
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 135)

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pd cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				$e$	Baris tunggal		Baris ganda			
			$F_d/VF_r > e$	$F_d/VF_r > e$	$F_d/VF_r \leq e$	$F_d/VF_r > e$	$X$	$Y$		$X_0$	$Y_0$				
			$V$		$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$		$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Bantalan bola alur dalam	$F_d C_o = 0,014$ =0,028 =0,056 =0,084 =0,11 =0,17 =0,28 =0,42 =0,56	1	1,2	0,56	1,55	1	0	0,56	1,55	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44	0,6	0,5	0,6	0,5	
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$ =25° =30° =35° =40°	1	1,2	0,43	1,00	1	0,78	0,63	1,24	0,57 0,68 0,80 0,95 1,14	0,42 0,38 0,33 0,29 0,26	1	0,66 0,58 0,52		

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

Dapat diketahui :

Faktor konstruksi bantalan ( $V$ ) = 1

Faktor beban radial ( $X$ ) = 0,56

Faktor beban aksial ( $Y$ ) = 1,91

Sehingga besarnya beban ekivalen adalah :

$$P_r = 0,56 \times 1 \times 4,724 + 1,91 \times 47,258$$

$$P_r = 92,908 \text{ kg}$$

Umur nominal bantalan mempunyai batasan umur, tergantung jenis permesinannya.

Bantalan untuk permesinan serta umurnya dapat dilihat pada tabel 5.5

Tabel 5.5 Bantalan untuk permesinan serta umurnya.  
(Sumber : Sularso, Kyokatsu Suga, 1997, hal 137)

Umur $L_h$		2000-4000 (jam)	5000-15000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
Faktor beban $f_w$		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 pemurni 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	

Dari tabel 5.5 diketahui umur bantalan untuk permesinan yang pemakaiannya terus – menerus adalah 20000 – 30000 (jam).

Umur nominal  $L_h$  untuk bantalan bola dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$L_h = 500 \times f_h^3 \quad 46$$

dengan :  $f_h$  = faktor umur bantalan

Sebelum mencari umur nominal bantalan terlebih dahulu harus mencari

faktor kecepatan  $f_n$  untuk bantalan bola dan faktor umur bantalan  $f_h$ .

Faktor kecepatan  $f_n$  untuk bantalan bola dapat dicari dengan persamaan :

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \quad 47$$

dengan :  $n$  = putaran poros (rpm)

Telah diketahui putaran poros ( $n$ ) = 2910 rpm

Sehingga faktor kecepatan  $f_n$  untuk bantalan bola adalah :

$$f_n = \left( \frac{33,3}{2910} \right)^{1/3}$$

$$f_n = 0,225$$

Faktor umur bantalan  $f_h$  dapat dicari dengan persamaan :

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

dengan :  $f_n$  = faktor kecepatan bantalan bola (0,225)

$C$  = kapasitas dinamis (1640 kg)

---

<sup>46</sup> Ibid, hal 136

<sup>47</sup> Ibid, hal 136

$P =$  beban ekivalen (92,908 kg)

Sehingga faktor umur bantalan  $f_h$  adalah :

$$f_h = 0,225 \times \frac{1640}{92,908}$$

$$f_h = 3,972$$

Sehingga umur bantalan bola adalah :

$$L_h = 500 \times 3,972^3$$

$$L_h = 31324,905 \text{ jam}$$

## **BAB VI**

### **KARAKTERISTIK POMPA**

Karakteristik pompa bertujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang berhubungan dengan :

\*Kapasitas dengan head

\*Kapasitas dengan daya

\*Kapasitas dengan efisiensi pompa

Hasilnya ditunjukkan dalam bentuk grafik dengan data yang diambil dari asumsi serta perhitungan sebelumnya.

#### **6.1 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head**

##### **6.1.1 Head Euler's ( $H_{tc}$ )**

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dengan mengabaikan semua kerugian – kerugian yang ada.

Besarnya Head Euler's dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$H_{\infty} = \frac{U_2}{g} x \left[ U_2 - \frac{Q_{\infty} x \cot.\beta_2}{D_2 x \pi x b_2} \right] \quad 48$$

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

$d_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

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

$Q_{\infty}$  = kapasitas pompa teoritis ( $m^3/det$ )

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

$g$  = percepatan gravitasi ( $9,81 m/det^2$ )

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 23,702 m/det

Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 0,163424 m

Lebar pada sisi keluar impeler ( $b_2$ ) = 0,0104 m

Kapasitas pompa teoritis ( $Q_{\infty}$ ) = 1,1Q

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

Sehingga besarnya Head Euler's adalah :

$$H_{\infty} = \frac{23,702}{9,81} x \left[ 23,702 - \frac{1,1Q x \cot.20^{\circ}}{0,163424 x \pi x 0,0104} \right]$$

$$H_{\infty} = 57,267 - 1367,499Q$$

---

<sup>48</sup> Fritz Dietzel, Turbin Pompa dan Kompresor, Erlangga, Jakarta, 1993, hal 311

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

$$H_{t\infty} = 57,267 - 1367,499 ( 0 )$$

$$H_{t\infty} = 57,267 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka

$$H_{t\infty} = 57,267 - 1367,499 ( 0,0167 )$$

$$H_{t\infty} = 34,430 \text{ m}$$

### 6.1.2 Head teoritis ( $H_t$ )

Head teoritis merupakan head yang telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran yang belum dimasukkan pada asumsi ideal Head Euler's.

Head teoritis dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_t = \eta_{\infty} \cdot H_{t\infty} \quad 49$$

dengan :  $\eta_{\infty}$  = koefisien sirkulasi aliran

$$H_{t\infty} = \text{Head Euler's}$$

Harga koefisien aliran ( $\eta_{\infty}$ ) memiliki batas harga antara 0,6 sampai 0,8

(Khetagurov, hal 231).

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran ( $\eta_{\infty}$ ) = 0,8

---

<sup>49</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 33

Sehingga besarnya Head teoritis adalah :

$$H_t = 0,8.(57,267 - 1367,499.Q)$$

$$H_t = 45,8136 - 1093,999Q$$

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

$$H_t = 45,8136 - 1093,999(0)$$

$$H_t = 45,8136 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka

$$H_t = 45,8136 - 1093,999(0,0167)$$

$$H_t = 27,544 \text{ m}$$

### 6.1.3 Head aktual ( $H_{akt}$ )

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

Head aktual dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_{akt} = H_t - h_h \quad ^{50}$$

dengan :  $H_t$  = head teoritis (m)

---

<sup>50</sup> Khetagurov, Marine Auxiliary Machinery and Systims, Peace Publishers, Moscow, hal 266





$h_h =$  kerugian hidrolis (m)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$

Head aktual ( $H_{akt}$ ) = 26 m

Head teoritis ( $H_t$ ) = 27,544 m

maka kerugian hidrolis dapat ditentukan, yakni :

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

$$h_h = 27,544 - 26$$

$$h_h = 1,544 \text{ m}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian gesekan, kerugian kejut dan kerugian turbulensi dapat dicari dengan rumus :

$$h_h = h_s + h_{FD} \quad ^{51}$$

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

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

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

---

<sup>51</sup> Ibid, hal 266

$$\begin{aligned}
 h_s = h_{FD} &= 0,5 \times h_n \\
 &= 0,5 \times 1,544 \\
 &= 0,772 \text{ m}
 \end{aligned}$$

kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$h_{FD} = K \cdot Q^2 \quad ^{52}$$

dengan :  $K$  = koefisien gesekan

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

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka harga koefisien  $K$  dapat ditentukan yaitu :

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{h_{FD}}{Q^2} \\
 K &= \frac{0,772}{0,0167^2} \\
 K &= 2768,116
 \end{aligned}$$

Sehingga untuk harga kapasitas  $Q$  sembarangan, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan :

$$h_{FD} = 2768,116 \cdot Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dicari dengan

---

<sup>52</sup> Stepanoff, 1965, hal 164

menggunakan persamaan :

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2.g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times K_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad 53$$

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

$K_{2cu}$  = koefisien sirkulasi aliran

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

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

$d_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

$d_3$  = diameter dasar rumah volut (m)

$Q_n$  = kapasitas normal pompa (m<sup>3</sup>/det)

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 16,131 m/det

Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 23,702 m/det

Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 0,163424 m

Diameter dasar rumah volut ( $d_3$ ) = 0,171596 m

Koefisien sirkulasi aliran ( $K_{2cu}$ ) = 0,8

---

<sup>53</sup> Khetagurov, Marine Auxiliary Machinery and Systems, Peace Publishers, Moscow, hal 267

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai 0,8 (Khetagurov, hal 268). Diambil harga koefisien kerugian kejut ( $K_{sh}$ ) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka kapasitas normal adalah :

$$0,772 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[ 16,131^2 + \left( 23,702 \times 0,8 \times \frac{0,163424}{0,171596} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,0167}{Q_n} \right]^2$$

$$0,772 = 20,919 \times \left[ 1 - \frac{0,0167}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[ 1 - \frac{0,0167}{Q_n} \right]^2 = 0,0369$$

$$\left[ 1 - \frac{0,0167}{Q_n} \right] = 0,1921$$

$$Q_n = \frac{0,0167}{1 - 0,1921}$$

$$Q_n = 0,0207 \text{ m}^3/\text{det}$$

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

$$h_s = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[ 16,131^2 + \left( 23,702 \times 0,8 \times \frac{0,163424}{0,171596} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{0,0207} \right]^2$$

$$h_s = 20,919 \times \left[ 1 - \frac{Q}{0,0207} \right]^2$$

$$h_s = 20,919 - 2021,159Q + 48820,276Q^2$$

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

$$h_s = 20,919 - 2021,159(0) + 48820,276(0)^2$$

$$h_s = 20,919 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka

$$h_s = 20,919 - 2021,159(0,0167) + 48820,276(0,0167)^2$$

$$h_s = 0,781 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke

persamaan :

$$h_h = h_s + h_{FD} \text{ , maka}$$

$$h_h = 20,919 - 2021,159Q + 48820,276Q^2 + 2768,116Q^2$$

$$h_h = 20,919 - 2021,159Q + 51588,392Q^2$$

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

$$h_h = 20,919 - 2021,159(0) + 51588,392(0)^2$$

$$h_h = 20,919 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka

$$h_h = 20,919 - 2021,159(0,0167) + 51588,392(0,0167)^2$$

$$h_h = 1,553 \text{ m}$$

Dari persamaan :

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

$$H_{akt} = (45,8136 - 1093,999Q) - (20,919 - 2021,159Q + 51588,392Q^2)$$

$$H_{akt} = 24,8946 + 927,16Q - 51588,392Q^2$$

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

$$H_{akt} = 24,8946 + 927,16(0) - 51588,392(0)^2$$

$$H_{akt} = 24,8946 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,0167 \text{ m}^3/\text{det}$ , maka

$$H_{akt} = 24,8946 + 927,16(0,0167) - 51588,392(0,0167)^2$$

$$H_{akt} = 26 \text{ m}$$

Head aktual hasil perhitungan diatas sesuai dengan head yang telah ditentukan dalam persoalan.

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan

head, yaitu :

$$H_{\infty} = 57,267 - 1367,499.Q$$

$$H_t = 45,8136 - 1093,999.Q$$

$$h_{fD} = 2768,116.Q^2$$

$$h_s = 20,919 - 2021,159Q + 48820,276Q^2$$

$$h_h = 20,919 - 2021,159Q + 51588,392Q^2$$

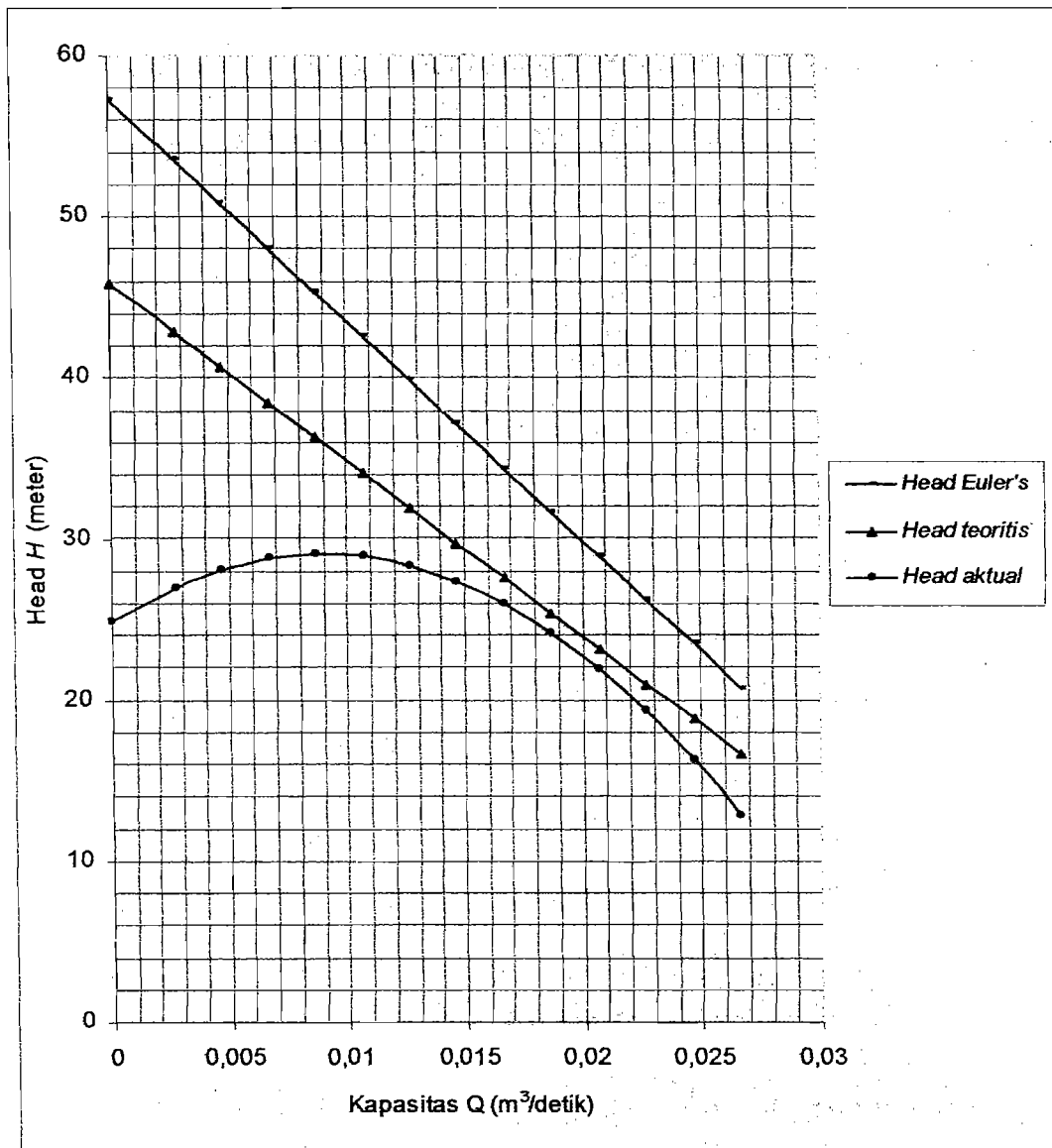
$$H_{akt} = 24,8946 + 927,16Q - 51588,392Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas  $Q$  sembarang.

Hasilnya dapat dilihat dalam tabel 6.1

Tabel 6.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

$Q$ (m <sup>3</sup> /detik)	$H_{vs}$ (meter)	$H_t$ (meter)	$h_{FD}$ (meter)	$h_s$ (meter)	$h_h$ (meter)	$H_{akt}$ (meter)
0,0000	57,2670	45,8136	0,00000	20,9190	20,9190	24,8946
0,0027	53,5748	42,8598	0,02018	15,8178	15,8380	27,0219
0,0047	50,8398	40,6718	0,06115	12,4980	12,5591	28,1127
0,0067	48,1048	38,4838	0,12426	9,5688	9,6930	28,7908
0,0087	45,3698	36,2958	0,20952	7,0301	7,2396	29,0562
0,0107	42,6348	34,1078	0,31692	4,8820	5,1990	28,9089
0,0127	39,8998	31,9198	0,44647	3,1245	3,5710	28,3488
0,0147	37,1648	29,7318	0,59816	1,7575	2,3557	27,3761
0,0167	34,4298	27,5438	0,77200	0,7811	1,5531	25,9907
0,0187	31,6948	25,3558	0,96798	0,1953	1,1633	24,1925
0,0207	28,9598	23,1678	1,18611	0,0000	1,1861	21,9817
0,0227	26,2248	20,9798	1,42638	0,1953	1,6217	19,3581
0,0247	23,4898	18,7918	1,68880	0,7811	2,4699	16,3219
0,0267	20,7548	16,6038	1,97336	1,7575	3,7309	12,8729



Gambar 6.1 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head



## 6.2 Karakteristik Pompa Hubungan Daya dan Efisiensi terhadap Kapasitas

Daya kuda rem dari daya kuda penggerak pompa digunakan di dalam mesin untuk mengatasi daya kuda fluida, kebocoran, gesekan cakra, kerugian-kerugian hidraulik (gesekan dan turbulensi), dan rugi-rugi mekanis.

Daya kuda rem pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$b.hp = f.hp + hp.L + hp.DF + hp.HY + hp.M \quad 54$$

dengan :  $b.hp$  = daya kuda rem

$f.hp$  = daya kuda fluida

$hp.L$  = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp.DF$  = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

$hp.HY$  = daya kuda untuk mengatasi rugi-rugi hidraulik

$hp.M$  = daya kuda untuk mengatasi rugi-rugi mekanis

### 6.2.1 Daya kuda fluida ( $f.hp$ )

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan :

---

<sup>54</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 35

$$f.hp = \frac{Q \times \gamma \times H}{75} \quad 55$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa ( $m^3/det$ )

$\gamma$  = berat jenis fluida ( $kg/m^3$ )

$H$  = head pompa (m)

Fluida dalam perancangan ini adalah *slurry*

Telah diketahui :

Berat jenis *slurry* ( $\gamma_s$ ) =  $2665 \text{ kg/m}^3$

Head ( $H$ ) =  $26 \text{ m}$

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$f.hp = \frac{Q \times 2665 \times 26}{75}$$

$$f.hp = 923,867.Q$$

### 6.2.2 Daya kuda untuk mengatasi kebocoran ( $hp_L$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan

dengan persamaan :

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_L \times \gamma}{75} \quad 56$$

dengan :  $Q_L$  = kapasitas kebocoran pompa ( $m^3/det$ )

---

<sup>55</sup> Lazarkiewicz, Impeler Pumps, Cetakan-1, Pergamon Press, London, hal 20

<sup>56</sup> Ibid, hal 35

$H_t$  = head teoritis (m)

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

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

Head teoritis ( $H_t$ )

$$H_t = 45,8136 - 1093,999Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$hp_{.L} = \frac{0,1Q \times (45,8136 - 1093,999Q) \times 2665}{75}$$

$$hp_{.L} = 162,791Q - 3887,343Q^2$$

### 6.2.3 Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakera ( $hp_{.DF}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakera untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan persamaan :

$$hp_{.DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \quad 57$$

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

$n$  = putaran poros pompa (rpm)

---

<sup>57</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 126

Telah diketahui dalam perhitungan sebelumnya :

Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 6,434 in

Putaran poros pompa ( $n$ ) = 2910 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan

cakra adalah :

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{6,434}{12}\right)^{4,83} \times 2910^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$hp_{DF} = 0,358 \text{ hp}$$

$$= 0,267 \text{ hp (metric)}$$

#### 6.2.4 Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis ( $hp_{HY}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk

harga kapasitas sembarang dinyatakan dengan rumus :

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \quad 58$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa ( $m^3/det$ )

$Q_L$  = kapasitas kebocoran pompa ( $m^3/det$ )

$\gamma$  = berat jenis fluida ( $kg/m^3$ )

$h_h$  = kerugian hidrolis (m)

---

<sup>58</sup> Stepanoff, Centrifugal and Axial Pumps, hal 198

Telah diketahui dalam perhitungan sebelumnya :

Kapasitas kebocoran pompa ( $Q_L$ ) = 0,1Q

Berat jenis fluida ( $\gamma$ ) = 2665 kg/m<sup>3</sup>

Kerugian hidrolis ( $h_h$ ) = 20,919 - 2021,159Q + 51588,392Q<sup>2</sup>

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$hp_{HY} = \frac{(Q+0,1Q) \times 2665 \times (20,919 - 2021,159Q + 51588,392Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 817,654Q - 79000,368Q^2 + 2016417,891Q^3$$

#### 6.2.5 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, 1993, hal 32)

Diambil 4% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,04 \cdot b \cdot hp$$

#### 6.2.6 Daya kuda rem ( $b \cdot hp$ )

Daya kuda rem pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

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

$$b \cdot hp = 923,867Q + (162,791Q - 3887,343Q^2) + (0,267) + (817,654Q -$$

$$79000,368Q^2 + 2016417,891Q^3) + 0,04.b, hp$$

$$0,96.b.hp = 0,267 + 1904,312Q - 82887,711Q^2 + 2016417,891Q^3$$

$$b.hp = 0,278 + 1983,658Q - 86341,366Q^2 + 2100435,303Q^3$$

### 6.2.7 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 :

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \quad 59$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut :

$$f.hp = 923,867.Q$$

$$hp.L = 162,791Q - 3887,343Q^2$$

$$hp.DF = 0,267 hp$$

$$hp.HY = 817,654Q - 79000,368Q^2 + 2016417,891Q^3$$

$$b.hp = 0,278 + 1983,658Q - 86341,366Q^2 + 2100435,303Q^3$$

---

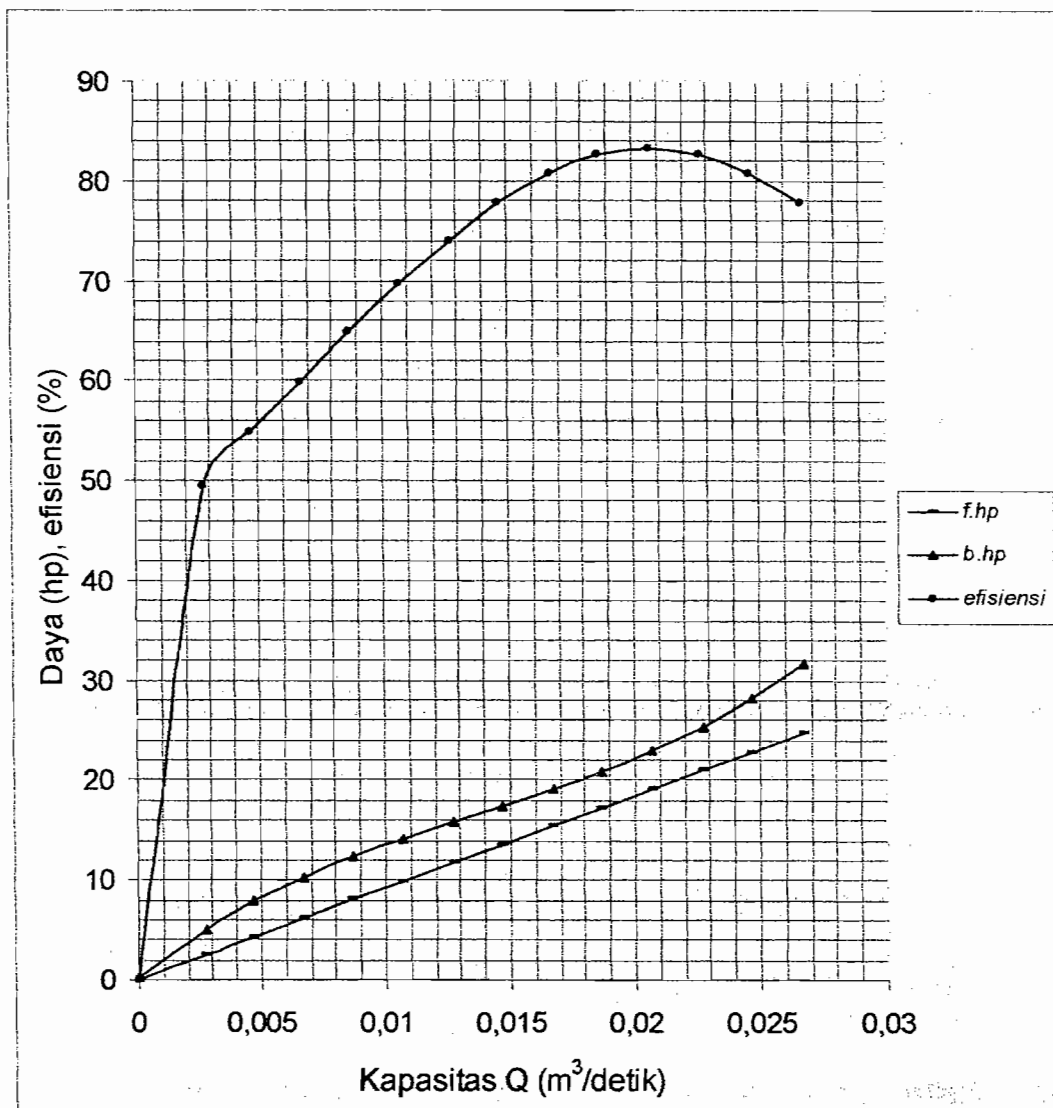
<sup>59</sup> Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, hal 36

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

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 6.2 dan dari tabel 6.2 dapat digambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 6.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

$Q$ (m <sup>3</sup> /detik)	$f, hp$ (hp)	$hp.L$ (hp)	$hp.HY$ (hp)	$b, hp$ (hp)	$\eta_{op}$ (%)
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,2780	0,0000
0,0027	2,4944	0,4112	1,6714	5,0458	49,4361
0,0047	4,3422	0,6792	2,3072	7,9120	54,8810
0,0067	6,1899	0,9162	2,5384	10,3244	59,9543
0,0087	8,0376	1,1220	2,4619	12,3838	64,9046
0,0107	9,8854	1,2968	2,1743	14,1910	69,6593
0,0127	11,7331	1,4405	1,7726	15,8470	74,0402
0,0147	13,5808	1,5530	1,3535	17,4523	77,8167
0,0167	15,4286	1,6345	1,0138	19,1080	80,7439
0,0187	17,2763	1,6848	0,8503	20,9149	82,6030
0,0207	19,1240	1,7041	0,9597	22,9736	83,2435
0,0227	20,9718	1,6922	1,4389	25,3852	82,6143
0,0247	22,8195	1,6493	2,3846	28,2503	80,7763
0,0267	24,6672	1,5753	3,8936	31,6698	77,8889



Gambar 6.2 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi.



## BAB VII

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

Dalam perancangan *slurry pump* dengan kapasitas  $60 \text{ m}^3/\text{jam}$  dan head 26 m ini, dapat diambil kesimpulan dengan data-data sebagai berikut :

#### 1. Impeler

Impeler yang digunakan adalah impeler setengah terbuka jenis aliran radial, dengan spesifikasi :

Diameter sisi masuk impeler : 105,867 mm

Lebar sisi masuk impeler : 15,264 mm

Diameter sisi keluar impeler : 163,424 mm

Lebar sisi keluar impeler : 10,371 mm

Jumlah sudu : 9 buah

Bahan : baja karbon cor (SC49)

#### 2. Rumah keong (*volut casing*)

Jari-jari lidah volut : 85,798 mm

Lebar celah saluran volut : 12,414 mm

Bahan : besi cor (FC20)

3. Poros

Diameter terbesar : 45 mm

Diameter terkecil : 25 mm

Panjang poros : 501 mm

Bahan : baja khrom nikel (SNC2)

4. Bantalan

Bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding radial jenis terbuka dengan bola baris tunggal alur dalam.

5. Kopling

Kopling yang digunakan adalah kopling tetap dengan jenis flens kaku, bahan yang digunakan adalah besi cor kelabu (FC35).

6. Motor penggerak

Motor listrik penggerak pompa dengan spesifikasi :

Keluaran/daya : 15 kW

Jumlah kutub : 2 buah

Putaran motor : 2910 rpm

Tegangan listrik : 200 Volt

Frekuensi : 50 Hz

#### 7. Efisiensi

Efisiensi akhir dari perancangan ini adalah 80,7439 %.

## DAFTAR PUSTAKA

- Church, Austin H, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, - Erlangga, Jakarta, 1990.
- Dietzel, Fritz, *Turbin, Pompa dan Kompresor*, - Erlangga, Jakarta, 1993.
- Karassik, I.J ; W.C. Krutzsch, W.H. Fraser, J.P. Messina, *Pump Handbook*,  
second. Ed., Mc Grow Hill Book Co, 1986
- Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Machinery and Systems*, Peace Publisher,  
Moscow
- Lazarkiewicz Stephen and Trokolanski Adam T, *Impeller Pumps*, Pergamon  
Press, London, 1986
- Stolk. Jac, *Elemen Konstruksi Bangun Mesin*, - edisi ke 21. – Erlangga, Jakarta,  
1993
- Sularso dan Suga, K., *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, - cet. 8,  
Pradnya Paramita, Jakarta, 1994
- Sularso dan Haruo Tahara, *Pompa dan Kompresor*, - cet. 7. – Pradnya Paramita,  
Jakarta, 1994
- Sato, *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, - cet. 6, - Pradnya Paramita,  
Jakarta, 1994

# LAMPIRAN

Tabel 1.1 Nilai karakteristik standar motor tipe tahan percikan, tipe kurungan, tiga fasa, tegangan rendah (200 V, 50/60 Hz)  
(Sumber : Soeleman & Mabuchi, 1984, hal 264-265)

Kekuatan (KW)	Hal-hal Jumlah kutub	Frekuensi	50 Hz												60 Hz												Motor GD <sup>2</sup>  (kg-m <sup>2</sup> )		
			Kecepatan perputaran beban penuh (rpm)	Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya			Kecepatan perputaran beban penuh (rpm)	Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya			
				Kopel beban penuh (kg-m)	Kopel asut (%)	Kopel pengung- g (%)	Kopel perce- patan (%)	Arus nominal (A)	Arus asut (A)	50% beban (%)	75% baban (%)	100% beban (%)	50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)		Kopel beban penuh (kg-m)	Kopel asut (%)	Kopel pengun- g (%)	Kopel perce- patan (%)	Arus nominal (A)	Arus asut (A)	50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)	50% beban (%)		75% beban (%)	100% beban (%)
0,75	2	2.890	0,253	295	310	240	3,3	20	75	78	79	63	85	83	3.470	0,210	250	295	220	3,1	19	77	80	80	71	82	88	0,0041	
	4	1.420	0,515	325	290	275	3,8	18	73	77	78	54	67	76	1.700	0,43	285	270	250	3,3	17	79	81	81	62	75	82	0,0085	
	6	910	0,762	235	254	220	3,8	19	70	75	76	53	66	75	1.130	0,641	210	240	200	3,5	17	74	78	78	60	73	80	0,0216	
	8	700	1,01	200	240	200	4,2	16	74	77	77	49	58	67	845	0,865	150	230	170	4,0	14	77	78	79	46	58	67	0,0391	
1,5	2	2.910	0,50	280	335	245	6,0	41	82	84	85	71	82	87	3.480	0,42	240	290	210	5,8	37	83	85	85	79	87	91	0,0105	
	4	1.430	1,02	315	290	275	6,8	35	79	82	82	61	74	80	1.720	0,85	265	265	243	6,2	31	83	84	84	70	81	86	0,0175	
	6	940	1,55	250	220	210	7,2	26	82	84	83	53	66	75	1.120	1,30	185	200	175	6,5	26	82	84	83	61	74	80	0,0391	
	8	700	2,09	220	230	200	8,2	27	79	82	82	44	57	65	845	1,73	160	180	150	7,5	23	82	84	83	51	63	71	0,0685	
2,20	2	2.870	0,747	350	330	270	8,2	49	84	85	86	85	94	92	3.440	0,63	270	295	225	8,2	43	84	85	85	90	93	94	0,0190	
	4	1.430	1,50	290	320	275	9,5	50	79	82	82	63	75	82	1.720	1,25	235	270	230	8,8	45	84	85	85	74	84	88	0,0330	
	6	945	2,27	255	255	230	10,0	45	81	84	84	57	70	78	1.130	1,90	200	230	195	9,2	40	84	85	85	65	77	82	0,0685	
	8	710	3,02	230	240	210	11,5	42	80	83	84	45	57	66	850	2,52	190	200	170	10,0	37	83	85	85	52	64	72	0,121	
3,7	2	2.900	1,25	300	345	260	14,5	78	86	86	85	86	92	94	3.480	1,04	230	310	215	13,5	67	86	86	85	91	94	95	0,0269	
	4	1.440	2,51	300	290	265	14,5	80	85	86	85	68	79	85	1.720	2,10	250	260	230	14,0	70	86	87	87	77	96	89	0,0540	
	6	945	3,81	250	250	225	15,5	70	86	87	87	60	72	82	1.130	3,19	200	220	190	14,5	62	87	88	87	71	81	85	0,121	
	8	710	5,07	195	185	170	19,0	75	84	86	86	44	58	67	850	4,24	150	160	140	16,0	65	87	88	87	54	67	71	0,161	

Lanjutan

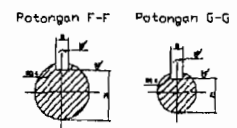
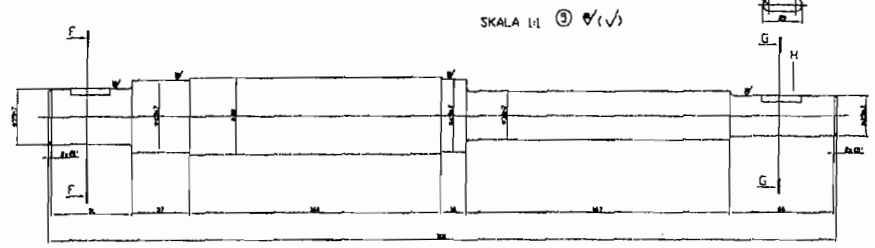
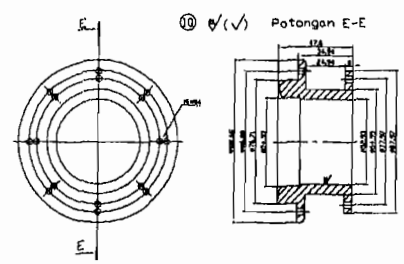
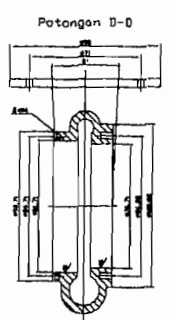
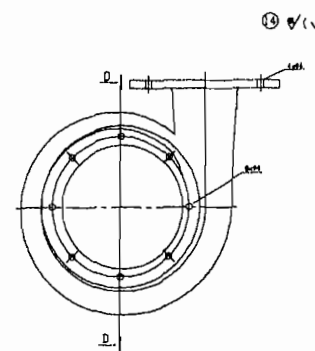
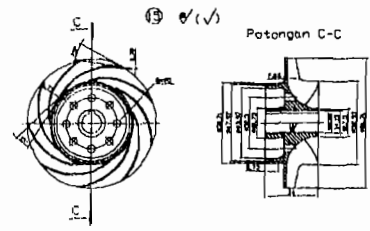
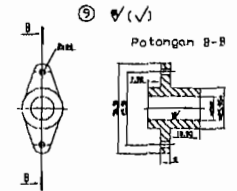
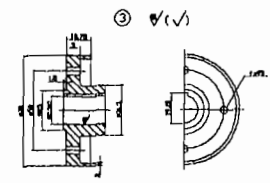
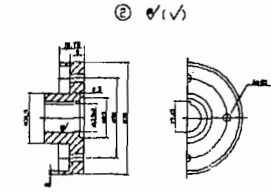
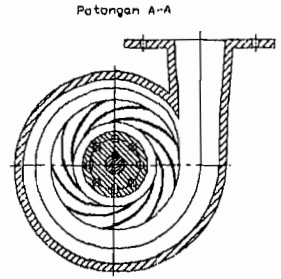
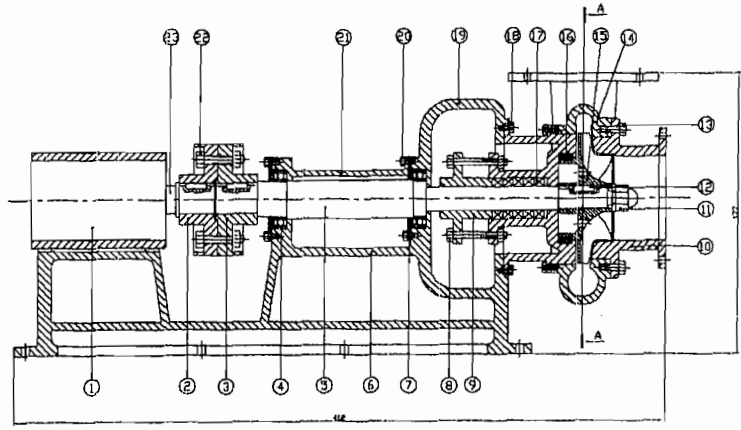
5,5	2	2.900	1,85	250	300	220	19,5	120	89	90	90	81	88	91	3.490	1,54	200	260	185	19,0	105	89	90	90	89	92	93	0,0576
	4	1.440	3,72	265	300	255	23,0	130	87	89	89	62	75	79	1.730	3,10	210	260	210	21,0	115	90	91	91	73	82	86	0,0910
	6	955	5,6	250	230	225	22,0	100	89	90	89	63	75	80	1.150	4,63	200	220	190	21,0	85	90	91	90	72	80	83	0,161
	8	710	7,50	190	270	210	23,0	110	87	88	88	62	74	80	860	6,25	160	230	175	22,0	95	89	90	89	66	77	81	0,415
7,5	2	2.900	2,52	240	300	215	26,0	164	91	92	91	88	91	92	3.500	2,08	190	270	180	25,0	141	91	92	91	91	94	94	0,0706
	4	1.440	5,03	275	270	245	29,0	160	89	90	90	68	78	83	1.730	4,18	220	240	220	27,0	140	91	92	91	77	86	88	0,113
	6	960	7,53	235	265	225	30,0	150	90	91	90	64	75	81	1.150	6,30	185	230	185	29,0	130	91	91	90	72	80	84	0,415
	8	710	10,2	180	240	190	31,0	142	88	89	89	61	72	78	860	8,50	140	190	150	30,0	123	89	90	90	69	79	83	0,516
11	2	2.910	3,68	230	250	190	39,0	197	92	93	92	85	90	91	3.490	3,07	180	210	160	38,0	172	92	92	91	89	92	92	0,146
	4	1.440	7,45	260	280	240	42,0	250	88	89	89	72	82	85	1.730	6,20	235	255	220	40,0	220	89	90	90	78	86	89	0,283
	6	960	11,0	250	280	240	45,0	245	89	91	90	60	72	78	1.150	9,23	185	255	200	42,0	205	91	92	91	72	81	85	0,516
	8	715	15,0	180	200	165	52,0	220	87	89	88	55	66	72	860	12,5	130	170	135	48,0	164	89	90	89	63	73	78	1,04
15	2	2.910	5,02	180	220	160	54,0	250	90	91	90	84	88	89	3.480	4,20	165	190	145	52,9	220	89	90	90	89	91	91	0,24
	4	1.440	10,1	220	260	215	54,0	295	90	91	90	81	87	89	1.720	8,49	180	220	180	52,9	250	91	91	90	86	90	91	0,42
	6	965	15,1	200	230	195	60,0	280	88	89	89	66	77	81	1.160	12,6	160	200	160	57,9	240	89	90	89	74	82	84	0,96
	8	720	20,3	160	200	160	67,4	260	87	88	88	56	67	73	865	16,9	160	200	160	65,0	260	89	90	90	56	68	74	1,2
18,5	2	2.910	6,19	200	230	170	65,2	310	91	91	91	84	88	90	3.490	5,16	175	200	150	65,2	270	89	90	90	89	91	91	0,28
	4	1.450	12,4	230	260	220	65,2	340	91	91	90	84	89	91	1.730	10,4	190	220	185	64,5	300	91	91	90	87	91	92	0,45
	6	965	18,7	200	230	195	74,0	340	88	89	88	68	78	82	1.160	15,5	160	200	160	70,6	300	89	90	89	75	82	85	1,2
	8	720	25,0	180	220	180	80,2	340	89	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	65	75	79	1,7

Tabel L.2 Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai.  
(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 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 SCS12 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.





No	Part Name	Material	Quantity	Unit	Remarks
01	Impeller	ST37			
02	Impeller Nut	ST37			
03	Impeller Bolt	ST37			
04	Impeller Washer	ST37			
05	Impeller Lock Washer	ST37			
06	Impeller Seal	ST37			
07	Impeller Seal Ring	ST37			
08	Impeller Seal Gasket	ST37			
09	Impeller Seal O-ring	ST37			
10	Impeller Seal Ring	ST37			
11	Impeller Seal Gasket	ST37			
12	Impeller Seal O-ring	ST37			
13	Impeller Seal Ring	ST37			
14	Impeller Seal Gasket	ST37			
15	Impeller Seal O-ring	ST37			
16	Impeller Seal Ring	ST37			
17	Impeller Seal Gasket	ST37			
18	Impeller Seal O-ring	ST37			
19	Impeller Seal Ring	ST37			
20	Impeller Seal Gasket	ST37			
21	Impeller Seal O-ring	ST37			
22	Impeller Seal Ring	ST37			
23	Impeller Seal Gasket	ST37			

SKALA	1:1	Disiplin	Kejuruteraan
JADUAL	1:1	NOI	1982/1979
TIMBALAN	1:1	NOI	1982/1979
TEKNIK MESIN	USD	SLURRY PUMP	1 A0