

# 40 M<sup>3</sup>/HOUR CENTRIFUGAL PUMP

## TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan  
mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh:

**Yonatan Danang Hermawan**

**NIM : 995214154**

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA**

**2005**

**TUGAS AKHIR**  
**40 M<sup>3</sup>/HOUR CENTRIFUGAL PUMP**

Yang dipersiapkan dan disusun oleh:

NAMA : Yonatan Danang Hermawan

NIM : 995214154

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji  
pada tanggal, 28 Januari 2005

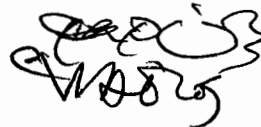
Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Dr. Ir. H. Indarto, DEA

Anggota Dewan Penguji



Ir. PK. Purwadi, M.T

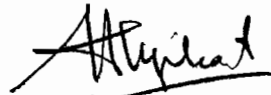
Pembimbing Kedua



Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.



Budi Setyahandana, S.T., M.T



Budi Sugiharto, S.T., M.T

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

Yogyakarta,

Fakultas Teknik ... Februari 2005

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta,

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., M.Sc.

## **PERNYATAAN**

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

Yogyakarta, Januari 2005

Yonatan DH



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

No: 390 / FT / USD / TM / Februari 2004

NAMA : Yonani Danang Hermawan  
NPM : 090057123109120154  
Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
Judul TGA :

Merancang sebuah pompa yang mempunyai kemampuan untuk menghasilkan dan head sebesar 1,65 M dan kapasitas 140 M<sup>3</sup>/jam. Pompa akan dioperasikan oleh mesin listrik yang mempunyai putaran 1480 rpm

Tanggal diundi : 21 Februari 2004

Pendamping II

Yogyakarta, 25 Februari 2004  
Pendamping I

Ir. FA. Rusli Sambada, M.T.

Dr. Ir. H. Indarto, DE.A.

## HALAMAN PERSEMBAHAN

*Tugas Akhir ini saya persembahkan untuk:*

1. *Tuhan Yesus Kristus selalu memberikan kekuatan dan mengabulkan doa-doaku*
2. *Ayah dan Bundaku tercinta yang selalu mendoakan dan memberikan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.*
3. *Kakakku Novita dan Yohana serta adikku Ester dan Yohanes yang selalu memberikan dorongan dalam menyelesaikan Studiku.*
4. *Eyang Putri Jati yang selalu memberi dorongan selama studiku.*
5. *Wahyu Ari M yang selalu mendukung dan menyayangiku dengan tulus.*
6. *My Blue Sepa (Super'73) banyak hal yang kulalui bersamamu .*

### **MOTTO:**

*-Man Propose, God Dispose*

*-Segala perkara dapat kutanggung di dalam DIA yang memberi kekuatan kepadaku (Filipi 4:13)*

*-Karena Ia tahu jalan hidupku, seandainya Ia menguji aku,aku akan timbul seperti emas (Ayub 23:10)*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh untuk memperoleh gelar sarjana teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis banyak mendapatkan bantuan yang berupa dorongan, motivasi, bimbingan, sarana, meteri sehingga dapat terselesaikannya tugas akhir ini. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan ini, antara lain :

1. Romo Dr. Paul Suparno, S.J, M.Sc. selaku Rektor Universitas Santa Dharma Yogyakarta.
2. Romo Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., M.Sc. selaku dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Yosep Agung Cahyanta, S.T, M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak Dr. Ir. H. Indarto, DEA selaku dosen pembimbing utama tugas akhir.
5. Bapak Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T. selaku dosen pembimbing kedua tugas akhir.
6. Bapak. Yosep Agung Cahyanta, S.T, M.T selaku dosen pembimbing akademik.

7. Segenap dosen dan karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
8. Keluarga Om Marcos dan Bulik Heni dengan Noel dan Josua di Depok yang selalu mendoakan dan selalu memberi dorongan selama studiku.
9. Teman – temanku : Ardo, Teguh, Tanto, Reddy, Ari, Dhanis, Bayu yang telah banyak membantu sarana dan prasarana selama studiku di Universitas Sanata Dharma ini.
10. Teman – temanku : Robert, Tridarto, Wiwid, Agus, Yayung, Yanto, Topo, Eka, Didik, Wawan, Ricky, Budi, Nita, Pherie dan semuanya
11. Teman-teman pemuda GKJ Boyolali : mbak Epil, mbak Ninik, mas Noeg, mas Soes, Widhi, Yusak, Ari LB, Emon, Wiwin, Anik, Natan, Arif, Wanda
12. Teman – teman semuanya yang tidak dapat kusebutkan.

Dalam penulisan ini masih banyak kekurangan, kekeliruan dan jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu penulis mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun demi kemajuan yang akan datang.

Semoga penulisan tugas akhir ini dapat memberikan tambahan wawasan dan pengetahuan yang berguna bagi semua pembaca khususnya mengenai ilmu pengetahuan dalam bidang pompa.

Yogyakarta, Januari 2005

Penulis.

## INTISARI

Pompa merupakan mesin yang dipakai untuk mengalirkan zat cair dari daerah bertekanan rendah ke daerah yang bertekanan tinggi. Cara kerja dari pada pompa yaitu menghasilkan perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi tekan dari impeler pompa.

Suatu pompa radial biasanya terdiri dari satu impeler atau lebih yang dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi oleh sebuah rumah (*casing*). Fluida memasuki impeler secara aksial didekat poros dan mempunyai energi, yaitu energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan padanya oleh sudu-sudu. Setelah fluida meninggalkan impeler pada kecepatan relatif tinggi, fluida dikumpulkan didalam volute atau dari laluan difuser yang mengkonversi energi kinetik menjadi energi tekan. Hal ini tentu saja diikuti dengan pengurangan kecepatan. Sesudah konversi diselesaikan, fluida kemudian dikeluarkan dari mesin tersebut.

Pompa yang dirancang ini adalah pompa jenis radial yang terdiri dari dua tingkat dengan kapasitas ( $Q$ ) = 40 m<sup>3</sup>/jam dan head pemompaan ( $H$ ) = 65 m dan putaran motor listrik sebagai penggerak ( $n$ ) = 1480 rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah impeler jenis tertutup dengan bahan perunggu dan jumlah sudu impelernya 5 buah.

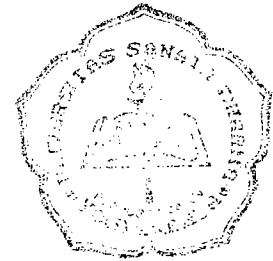


## ABSTRACT

Pump is a machine that can be used to run fluid from a place that has low pressure to the higher pressure. The working principle of pump is to make different pressure between suction side and discharge side of pump impeller.

A radial pump commonly consists of one impeller or more that put on run shaft and covered with casing. Fluids enter the impeller in axial way near shaft and have energy, that is kinetic energy and also potential energy. This energy will impact the blade. After fluids leave impeller in relative high velocity, and then fluids are collected in volute or passing diffuser, which will converting the kinetic energy, becomes pressure energy. Of course, this action will be followed by velocity reduce. After conversion is finish, then fluid is flew out from this machine.

The designing pump is a radial pump that is consisted of two stages with capacity ( $Q$ ) = 40 m<sup>3</sup>/hour, pumping head ( $H$ ) = 65 m, and input rotation from a electromotor ( $n$ ) = 1480 rpm. The impeller that is used is closed using bronze cast and the amount of impeller blade is 5 PCs.



## DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Halaman Pengesahan.....	ii
Halaman Soal .....	iii
Halaman Pernyataan.....	iv
Halaman Persembahan.....	v
Kata Pengantar .....	vi
Intisari.....	viii
Abstract .....	ix
Daftar Isi.....	x
Daftar Gambar.....	xiv
Daftar Tabel.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Pengertian Pompa .....	1
1.2. Klasifikasi Pompa .....	1
1.3. Prinsip Kerja Pompa .....	3
BAB II DASAR PERENCANAAN POMPA.....	6
2.1. Perancangan Pompa.....	6
2.2. Penentuan Jenis Pompa .....	6
2.2.1. Poros Mendatar Dan Poros Tegak.....	6
2.2.2. Pemilihan Pompa Menurut Kondisi Pemasangan.....	7
2.3. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa .....	8
2.3.1. Kecepatan Spesifik.....	9
2.4. Perhitungan Daya Pompa.....	10
2.5. Pelayanan Pompa .....	12
BAB III PERANCANGAN IMPELER.....	13
3.1. Tinjauan Umum .....	13
3.2. Perhitungan Utama Impeler .....	16
3.2.1. Perhitungan Diameter Poros .....	18
3.2.2. Diameter Hub.....	21

3.2.3. Diameter Mata Impeler .....	22
3.2.4. Diameter Sisi Masuk Impeler .....	24
3.2.5. Lebar Impeler Sisi Masuk .....	25
3.2.6. Diameter Sisi Keluar Impeler .....	26
3.2.7. Lebar Sisi Keluar Impeler .....	28
3.3. Penentuan Jumlah Sudu .....	29
3.4. Segitiga Kecepatan.....	32
3.4.1 Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler.....	33
3.4.2 Segitiga Kecepatan Pada Sisi Keluar Impeler.....	35
BAB IV PERANCANGAN SUDU .....	42
4.1. Bentuk Sudu .....	42
4.2. Pemilihan Bentuk Sudu.....	43
4.3. Pelukisan Sudu .....	43
4.4. Tebal Sudu .....	46
4.5. Lebar Lajuan.....	49
4.6. Pemilihan Bahan Impeler .....	50
BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA .....	52
5.1. Dasar Perancangan .....	52
5.2. Perancangan Rumah Pompa.....	55
5.3. Nosel Buang ( <i>Dhiscarge Nozzle</i> ).....	59
5.4. Pemilihan Bahan Pompa .....	61
BAB VI PERANCANGAN POROS DAN PASAK.....	62
6.1. Macam-Macam Poros .....	62
6.2. Perhitungan Beban .....	63
6.2.1. Gaya Radial Oleh Impeler.....	63
6.3. Bobot Impeler.....	65
6.4. Perhitungan Momen Poros.....	66
6.5. Diameter Poros.....	68
6.5.1. Konsentrasi Tegangan Poros.....	69
6.5.2. Defleksi Puntiran ( $\theta$ ).....	73
6.5.3. Defleksi Lenturan Poros.....	74

6.5.4. Putaran Kritis .....	74
6.6. Macam-Macam Pasak .....	77
6.7. Tata Perencanaan Pasak .....	77
6.7.1. Gaya Tangensial.....	77
6.7.2. Gaya Geser .....	78
6.7.3. Tekanan Permukaan.....	79
<b>BAB VII PERHITUNGAN BANTALAN.....</b>	<b>81</b>
7.1 Klasifikasi Bantalan .....	81
7.2. Gaya Aksial .....	82
7.3. Umur Nominal Bantala A .....	88
7.4. Umur Nominal Bantala B.....	92
<b>BAB VIII ELEMEN PENDUKUNG.....</b>	<b>94</b>
8.1 Kotak Paking (Stuffing Box).....	94
8.2. Cincin Penahan Keausan.....	96
8.3. Pemancingan .....	97
8.4. Baut Dan Mur Pompa.....	97
8.5. Kopling.....	99
<b>BAB IX KARAKTERISTIK POMPA.....</b>	<b>103</b>
9.1 Pendahuluan .....	103
9.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head.....	103
9.2.1. Head Euler's.....	103
9.2.2. Head Teoritis.....	105
9.2.3. Head Aktual .....	105
9.3 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Daya, Efisiensi.	112
9.3.1. Daya Kuda Fluida.....	112
9.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran.....	113
9.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakera .....	114
9.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis .....	115
9.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis.....	116
9.3.6. Daya Kuda Rem .....	116
9.3.7. Efisiensi Pompa.....	116

BAB X KESIMPULAN DAN PENUTUP .....	119
DAFTAR PUSTAKA .....	122
LAMPIRAN.....	123

## DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 1.1 Bagian Aliran fluida Didalam Pompa Sentrifugal .....	4
Gambar 1.2 Pompa Volut .....	5
Gambar 1.3 Pompa Divuser.....	5
Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa .....	8
Gambar 2.2 Efisiensi Pompa .....	10
Gambar 2.2 Pelayanan Pompa .....	10
Gambar 3.1 Bentuk Impeler .....	13
Gambar 3.2 Dimensi Impeler .....	17
Gambar 3.3 Titik – Titik Koefisien Tinggi Tekan $\phi$ - Tinggi Tekan Untuk Berbagai Kapasitas .....	27
Gambar 3.4 Sudut Sisi Keluar Impeler Versus Kecepatan Spesifik.. .....	31
Gambar 3.5 Segitiga Kecepatan Pada Impeler .....	33
Gambar 3.6 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler .....	34
Gambar 3.7 $C_{m2}/U_2$ Versus Kecepatan Spesifik .....	37
Gambar 3.8 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler .....	56
Gambar 4.1 Pelukisan Sudu Dengan Busur Tangen .....	44
Gambar 4.2 Pelukisan Sudu .....	46
Gambar 4.3 Segitiga Kecepatan Pada Impeler.....	48
Gambar 4.4 Bentuk Lebar Lalan .....	50
Gambar 5.1 Rumah Spiral .....	53
Gambar 5.2 Tiga Desain Rumah Pompa .....	54

Gambar 5.3 Posisi Konvensional Flens Buang .....	55
Gambar 5.4 Desain Rumah Keong .....	56
Gambar 6.1 Harga Koefisien Eksperimental $K_r$ .....	64
Gambar 6.2 Reaksi – Reaksi Pada Bantalan A dan Bantalan B .....	66
Gambar 6.3 Diagram Gaya Geser Dan Diagram Momen Lengkung .....	68
Gambar 6. 4 Faktor Konsentrasi tegangan $\beta$ .....	71
Gambat 6.5 Faktor Konsentrasi tegangan $\alpha$ .....	72
Gambat 7.1 Bagian Leher Impeler .....	83
Gambar 7.2 Mengkompensir Gaya Geser Aksial Dengan Paking Ganda Dan Lubang Pengimbang .....	86
Gambar 7.3 Macam – Macam Jenis Bantalan Gelinding .....	87
Gambar 8.1 Kotak Paking .....	94
Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan .....	96
Gambar 8.3 Kopling Flens .....	100
Gambar 9.1 Grafik Hubungan Antara Kapasitas Dengan Head Dan Rugi – Rugi .....	111
Gambar 9.2 Grafik Hubungan Antara Kapasitas Dengan Daya Dan Efisiensi .....	118

## DAFTAR TABEL

	halaman
Tabel 4.1. Jari-jari Kelengkungan Sudu .....	45
Tabel 4.2. Tebal Kelengkungan Sudu.....	48
Tabel 4.3. Lebar Lалан.....	49
Tabel 4.4. Pemilihan Bahan Impeler.....	51
Tabel 5.1. Hasil Perhitungan Rumah Volut.....	59
Tabel 7.1. Faktor Keandalan Bantalan.....	91
Tabel 9.1. Hubungan Antara Kapasitas Dan Head.....	110
Tabel 9.2. Hubungan Antara Kapasitas Dengan Daya, Efisiensi.....	110



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Pengertian Pompa**

Pompa adalah suatu mesin kerja fluida yang berguna untuk memberikan tenaga tambah aliran. Tambahan tenaga dapat digunakan untuk mengangkat fluida tak mampu mampat (*incompressible fluid*) dari permukaan yang rendah ke permukaan yang tinggi, atau untuk mengalirkan fluida tak mampu mampat dari daerah tekanan rendah ke suatu daerah tekanan tinggi. Jika pompa dioperasikan maka akan terdapat perbedaan tekanan diantara bidang hisap dan bidang tekan pada elemen penggerak. Elemen penggerak ini bisa berupa piston atau impeler.

### **1.2 Klasifikasi Pompa**

Berdasar cara pembangkitan tekanannya, pompa dikelompokkan dalam dua bagian besar :

1. Pompa Perpindahan Positif (*Positive Displacement Pump*)

Suatu gerakan dari rotor atau piston yang mengakibatkan tekanan hampa (*vaccum pressure*) pada bagian hisap (*suction*) dan tekanan positif (*positive pressure*) pada bagian tekan (*discharge*) sehingga dapat mengalirkan atau menaikan fluida. Jadi pembangkitan tekanannya dengan pengecilan volume.

Yang termasuk pompa perpindahan positif :

a. Pompa Torak (*Reciprocating Pump*)

Pompa ini menghasilkan tekanan melalui gerakan torak secara linier. Pompa torak dilengkapi dengan katub sisi masuk dan keluar yang berfungsi untuk mengatur aliran fluida pada kamar kerja

b. Pompa putar (*Rotary Pump*)

Pompa ini menghasilkan tekanan melalui kombinasi putaran, menghisap dan menekan. Bagian-bagian pompa terdiri dari bagian yang diam dan bagian yang berputar. Fluida yang masuk diperangkap oleh bagian-bagian yang membawanya ke sisi keluar. Dalam hal ini fluida dikeluarkan di bawah tekanan ke jalur pipa.

2. Pompa Dinamis (*Dinamic Pump*)

Pembangkitan kekuatannya diperoleh dengan mengubah energi kinetik ke energi tekanan. Dalam hal ini proses perpindahan tenaga di dalam sudu-sudu, roda jalan atau impeller akibat dari pembelokan aliran fluida.

Yang termasuk pompa dinamis :

a. Pompa Sentrifugal

Pompa ini menaikkan fluida dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi karena adanya gaya sentrifugal. Pompa ini

terdiri dari bagian-bagian yang berputar antara lain : impeler yang terpasang pada poros yang berputar.

b. Pompa Aliran Campur

Tinggi tekanan yang dihasilkan pada jenis impeler ini sebagian disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian lagi oleh tolakan impeler. Jadi aliran buangnya sebagian aksial dan sebagian radial.

c. Pompa Propeler

Pompa ini bekerja secara aksial, jadi tidak ada gaya sentrifugal yang dikenakan pada fluida. Praktis semua tinggi tekan yang dihasilkan adalah akibat tolakan sudu-sudu, aliran hampir seluruhnya aksial.

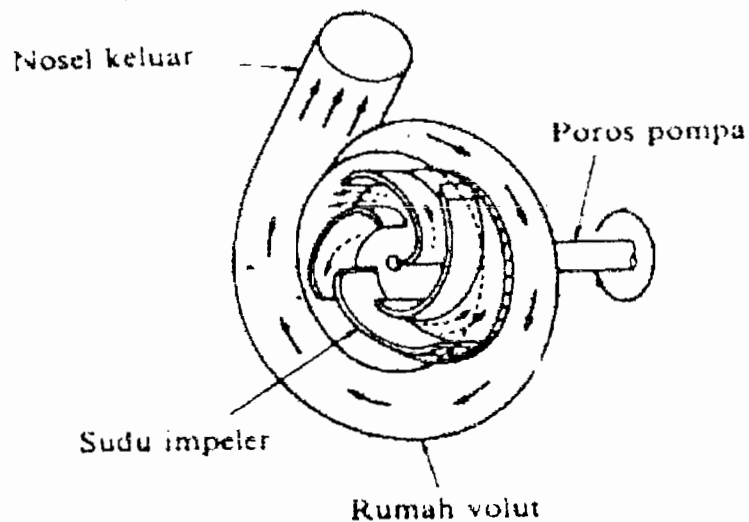
### 1.3 Prinsip Kerja Pompa

Dalam tugas akhir ini akan dirancang sebuah pompa yang mempunyai kemampuan untuk menghasilkan :

- Kapasitas pompa (Q) = 40 m<sup>3</sup>/jam
- Head pompa (H) = 65 m
- Putaran pompa (n) = 1480 rpm

Perancangan pompa akan dipilih jenis pompa dinamis, dalam hal ini pemilihan pompa akan dibahas lebih lanjut dalam bab selanjutnya. Termasuk dalam pompa dinamis diantaranya adalah pompa sentrifugal. Pada pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi

energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekanan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu. Daya dari motor listrik diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeler didalam zat cair. Maka zat cair atau fluida yang ada di dalam impeler, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka fluida mengalir dari tengah impeler dan keluar melalui saluran diantara sudu-sudu. Jadi impeler pompa berfungsi memberikan kerja kepada fluida sehingga energi yang dikandung fluida menjadi bertambah besar.



**Gambar 1.1** Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal

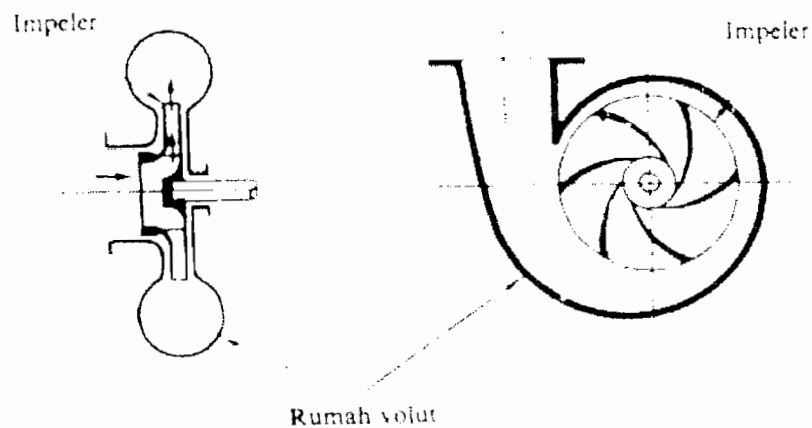
( sumber : Sularso & H Tahara, 1996 hal 4)

Zat cair yang keluar dari impeler ditampung oleh saluran berbentuk spiral (*volut*) di sekeliling impeler dan disalurkan keluar pompa melalui nosel buang.

Pompa sentrifugal dapat digolongkan lebih lanjut menjadi :

1. Pompa volut

Aliran yang keluar diantara celah-celah impeler ditampung di dalam rumah spiral (*volut*), yang selanjutnya akan menyalurkan ke nosel keluar seperti terlihat pada gambar di bawah ini :

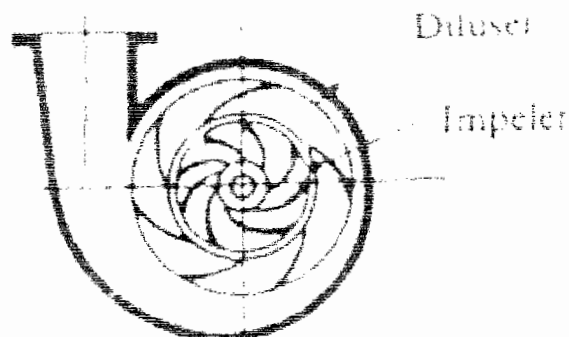


**Gambar 1.2 Pompa volut**

( sumber : Sularso & H Tahara, 1996 hal: 7)

2. Pompa diffuser

Diffuser dipasang mengelilingi impeler yang bertujuan untuk mengurangi kecepatan aliran fluida seperti terlihat pada gambar dibawah ini :



**Gambar 1.3 Pompa diffuser**

( sumber : Sularso & H Tahara, 1996 hal 8)

## **BAB II**

### **DASAR PERANCANGAN POMPA**

#### **2.1 Perancangan Pompa**

Pada perancangan pompa ini dilaksanakan berdasarkan ketentuan soal, yaitu merancang sebuah pompa yang mempunyai data-data seperti yang tersebut dibawah ini :

$$\begin{aligned}\text{Kapasitas pompa (Q)} &= 40 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 0,011 \text{ m}^3/\text{detik} \\ &= 176,132 \text{ gpm (AS)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Head pompa (H)} &= 65 \text{ m} \\ &= 213,255 \text{ feet}\end{aligned}$$

$$\text{Putaran pompa (n)} = 1480 \text{ rpm}$$

Pompa ini direncanakan untuk melayani keperluan air bersih didalam gedung bertingkat.

#### **2.2 Penentuan Jenis Pompa**

Dalam beberapa hal untuk kapasitas dan head total pompa yang diperlukan terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih, maka perlu diambil langkah-langkah sebagai berikut dalam pemilihan jenis pompa.

##### **2.2.1 Poros Mendatar dan Poros Tegak**

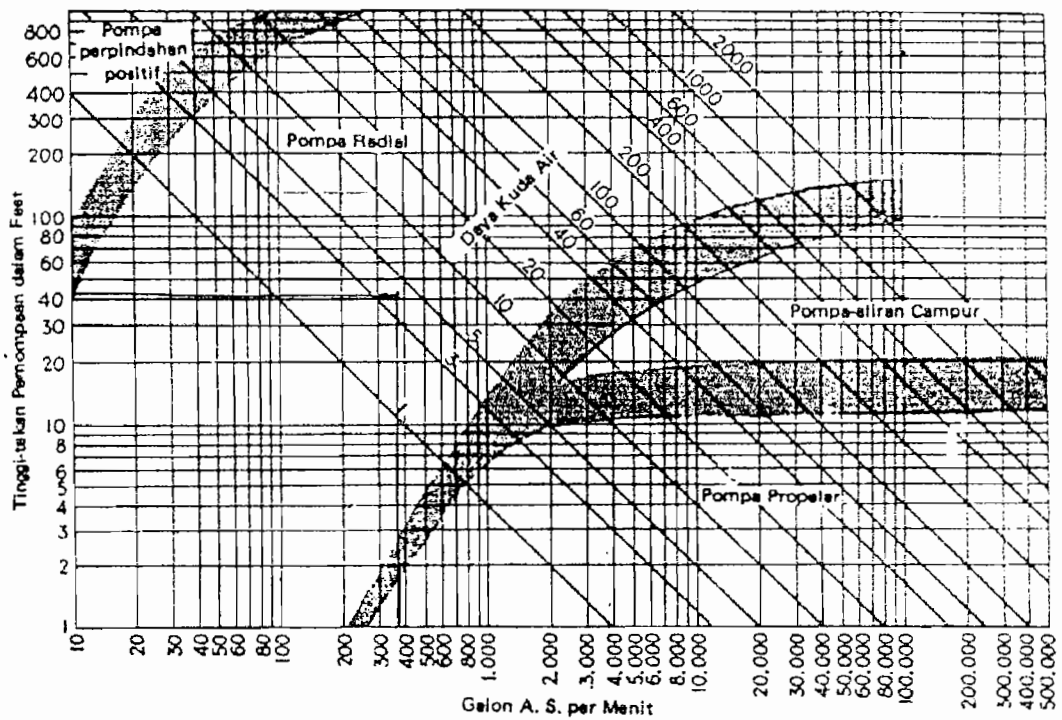
Didalam pemilihan pompa berdasarkan atas pertimbangan hal berikut :

1. Jika tidak ada pembatasan – pembatasan pada kondisi penghisapan dan operasi pompa kecil atau sedang, maka pompa poros mendatar adalah lebih ekonomis.
2. Jika head hisap statis cukup besar atau pompa harus bekerja secara otomatis maka pompa berporos tegak adalah lebih sesuai.
3. Jika harus sering dibongkar pasang maka pompa berporos mendatar lebih menguntungkan.

#### 2.2.2 Pemilihan Jenis Pompa Menurut Kondisi Pemasangan

Untuk mengetahui jenis pompa yang akan digunakan sesuai dengan kebutuhan, dalam hal ini untuk melayani pompa air bersih, maka dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dibawah ini, dengan data-data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\text{Kapasitas pompa (Q)} &= 0,011 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 176,132 \text{ gpm} \\ \text{Head pompa (H)} &= 65 \text{ m} \\ &= 213,252 \text{ ft}\end{aligned}$$



Gambar 2.1 grafik penentuan jenis pompa

( Sumber : Austin H, Church, 1986, hal 56)

Jadi sesuai dengan grafik yang ditunjukkan, pompa yang digunakan untuk melayani kebutuhan air bersih adalah pompa jenis radial (pompa sentrifugal)

### 2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Apakah suatu pompa radial harus dibuat 1 atau bertingkat banyak dapat ditunjukkan oleh perhitungan pertama dari kecepatan spesifik. Bila harga  $n_s$  lebih kecil 10 (dengan satuan metris) maka pompa harus dibuat bertingkat banyak (lebih dari satu), bila tidak demikian maka efisiensi pompa akan berkurang (Friez Dietzel, 1993 hal 262)



### 2.3.1 Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik adalah kecepatan dalam putaran per menit pada mana suatu akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil agar dapat memberikan kapasitas teruji (rating) sebesar 1 gpm pada tinggi-tekan total sebesar 1 ft. (Austin H Church, 1990 hal 48)

Kecepatan spesifik dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.1)$$

(Austin H Church, 1990 hal 49)

dengan  $n_s$  = kecepatan spesifik (menit<sup>-1</sup>)

$n$  = putaran pompa (rpm)

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

$H$  = head pompa (m)

Maka kecepatan spesifik :

$$\begin{aligned} n_s &= \frac{1480\sqrt{0,011}}{65^{3/4}} \\ &= 6,78 \text{ menit}^{-1} \end{aligned}$$

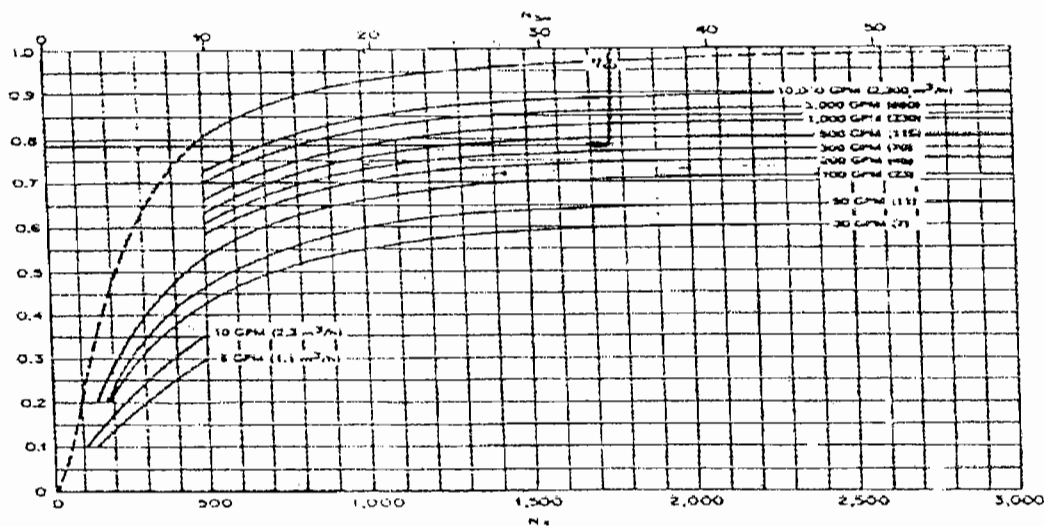
Dari perhitungan diatas didapat harga  $n_s$  kurang dari 10, sedangkan menurut persyaratan perancangan harga  $n_s$  yang paling kecil adalah 10 (Frietz Dietzel, 1993 hal 250). Sehingga pompa harus dibuat bertingkat lebih dari satu. Untuk itu kapasitas pompa  $Q$  disemua tingkat adalah sama bila jumlah tingkatnya  $I$  maka tiap kenaikan adalah  $H/I$  (Frietz Dietzel, 1993 : 258).

Untuk pompa dua tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{1480 \sqrt{0,011}}{32,5^{3/4}}$$

$$= 11,4 \text{ menit}^{-1}$$

Perhitungan di atas telah memenuhi syarat yaitu kecepatan spesifiknya lebih dari 10. Dari grafik gambar 2.2 dapat diketahui harga efisiensi pompa adalah  $\eta_c = 60\%$ . Dengan demikian maka perancangan pompa ini dibuat dua tingkat.



Gambar 2.2 Efisiensi pompa

(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.13)

## 2.4 Perhitungan Daya Pompa

Tinggi kenaikan pompa (H) mempunyai pengaruh terhadap besarnya ukuran pompa dan mesin penggeraknya, maka daya pemompaan harus diberikan kepada sebuah pompa yang akan beroperasi

### 2.4.1 Daya kuda fluida

Daya kuda fluida ( $P_v$ ) dalam hal ini air bersih, adalah daya dari pompa sentrifugal yang bisa digunakan dan dipindahkan ke fluida.

Daya kuda fluida dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \quad (2.2)$$

**(Fritz Dietzel, 1993 hal 242)**

dengan :

$P_v$	= Daya kuda air	(kW)
$\gamma$	= Kerapatan air	(1000 kg/m <sup>3</sup> )
$g$	= Kecepatan gravitasi	(9,81 m/s <sup>2</sup> )
$H$	= Head pompa	(65 m)
$Q$	= Kapasitas pompa	(0,011 m <sup>3</sup> /s)

Maka :

$$\begin{aligned} P_v &= 1000 \times 9,81 \times 65 \times 0,011 \\ &= 7014,15 \text{ W} \\ &= 7,014 \text{ kW} \\ &= 9,54 \text{ HP} \approx 10 \text{ HP} \end{aligned}$$

Untuk menggerakkan pompa dengan daya  $P_v$  maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut.

Besarnya daya motor penggerak dapat ditentukan dengan rumus :

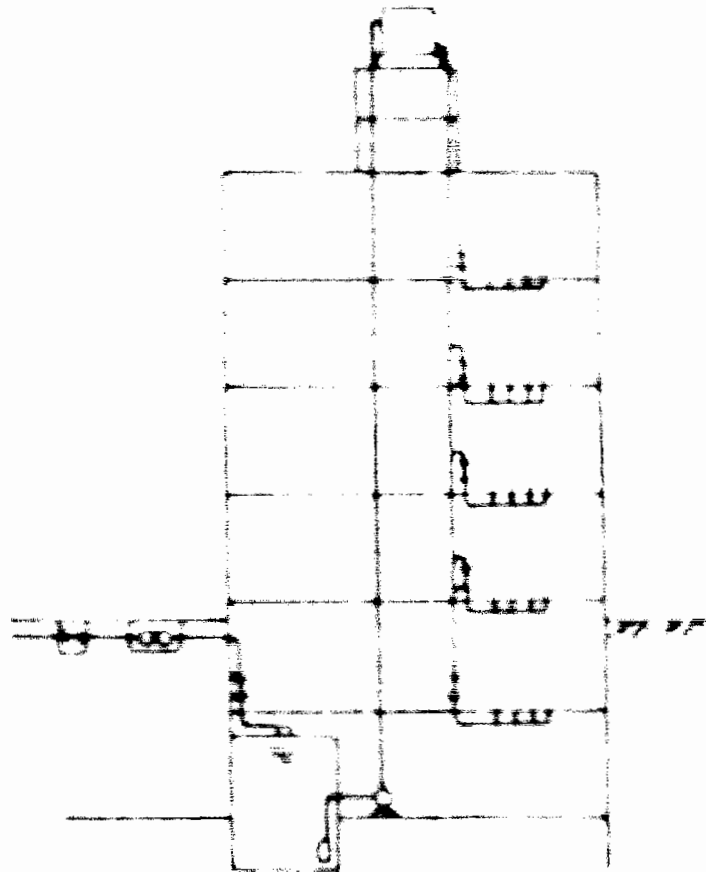
$$P = \frac{P_v}{\eta_c} \text{ IIP} \quad (2.3)$$

**(Fritz Dietzel, 1993 hal 243)**

$$P = \frac{10}{0,6} = 16 \text{ HP} \approx 11 \text{ kW}$$

## 2.5 Pelayanan Pompa

Pada perancangan ini, pompa akan digunakan untuk melayani kebutuhan air bersih di dalam gedung. Cara yang dipakai adalah dengan memakai tangki yang dipasang dipuncak gedung atau diatas menara air. Dari tangki ini air dibagikan ke baerbagai titik. Sumber air ini dapat berasal dari perusahaan air minum atau dari sumur. Air dari sumber ditampung di sebuah reservoir terlebih dahulu kemudian dipompa ke tangki atas. Pada umumnya pompa yang dipakai dioperasikan secara otomatis. Pompa menyala bila permukaan air surut sampai betas terendah, dan mati bila air mencapai batas maksimum didalam tangki.



**Gambar 2.3 Pelayanan pompa**  
( sumber : Sularso & H Tahara, 1996, hal 68)

## BAB III

### PERANCANGAN IMPELER

#### 3.1 Tinjauan Umum

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

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

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler adalah sebagai berikut :

a. Impeler radial

Impeler jenis ini merupakan impeler jenis konvensional dan secara praktis dipakai pada semua pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik antara 500 rpm sampai dengan 3000 rpm. Perbandingan diameter buang (*discharge*) dengan diameter mata sisi masuk (*inlet eye diameter*) adalah 2. Impeler ini dapat dipakai untuk tinggi tekan menengah dan tinggi tekan besar diatas 150 ft.

b. Impeler jenis francis

Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan yang lebih rendah, serta dengan pembuangan radial dan isapan aksial. Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil daripada jenis radial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai dengan 4500 rpm. Sudut sudu sisi masuk berkurang (mengecil) sesuai dengan jari-jari untuk menjamin agar fluida dapat masuk secara mulus.

c. Impeler jenis aliran campur

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini sebagian disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian disebabkan oleh tekanan impeler.

Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata kira-kira sama dengan diameter mata sisi masuk (meskipun dapat lebih kecil). Daerah kecepatan spesifik antara 4500 sampai dengan 8000 rpm.

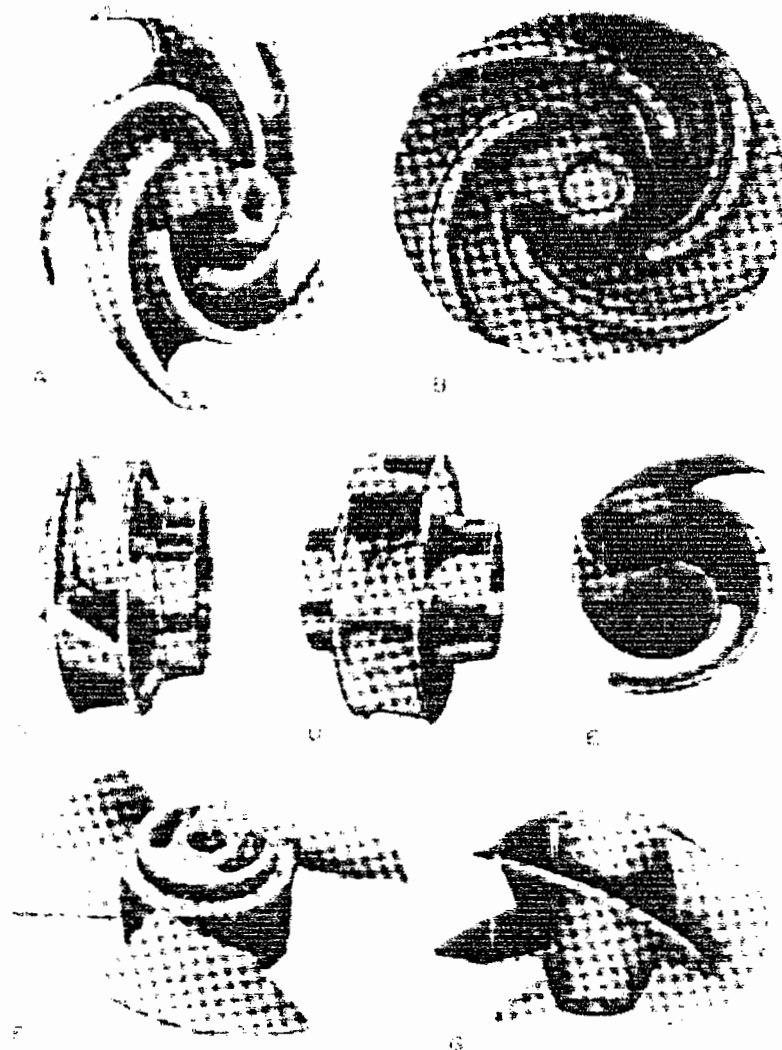
d. Impeler jenis propeler

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini disebabkan oleh tekanan sudu-sudu dan aliran keseluruhan arahnya aksial. Daerah kecepatan spesifik pada impeler jenis ini paling tinggi yakni diatas 8000 rpm. Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan rendah (3 sampai dengan 40 ft) putaran rendah (200 sampai dengan 1800 rpm) dan kapasitas besar.

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

Berbagai jenis impeler dapat dilihat pada gambar (3.1). Impeler terbuka (gambar A ) mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka (gambar B) mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup (gambar C dan D) mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk menutup aliran cairannya. Unit isapan tunggal atau isapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi, jenis isapan D cairan masuk dari kedua sisi. Gambar E, F, dan G adalah desain untuk bahan kertas, jenis propeler dan jenis aliran campur

Dalam perancangan ini fluida yang dipompakan adalah air bersih, maka jenis impeler yang dipergunakan adalah jenis tertutup.



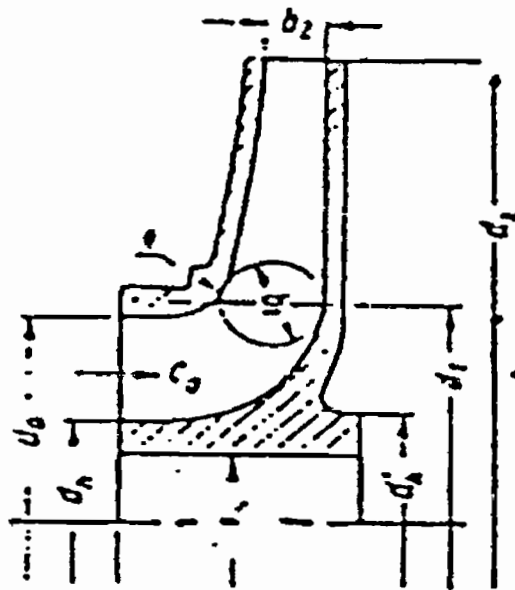
**Gambar 3.1 Bentuk impeler**

(sumber : Hicks, 1996 : hal 19)

### 3.2 Perhitungan Ukuran Utama Impeler

Pada perancangan impeler ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proporsional. Bentuk ukuran impeler dapat dilihat seperti pada gambar 3.2





**Gambar 3.2 Dimensi Impeler**  
(sumber: Lazarkiewez, 1965, hal 132)

Keterangan :

$D_s$  = diameter poros

$D_o$  = diameter mata impeler

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler

$D_h$  = diameter hub bagian depan

$D_h'$  = diameter hub bagian belakang

$b_1$  = lebar sisi masuk

$b_2$  = lebar sisi keluar

### 3.2.1 Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus

$$D_s = \left( \frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3} \text{ mm} \quad (3.1)$$

(Sularso, 1997, hal 8)

Dengan :

$\sigma_a$  = 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 diterima oleh poros ( $\text{kg.mm}$ )

Faktor koreksi untuk momen puntir  $K_t$  yang dianjurkan ASME dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus 1,0 – 1,5 jika sedikit kejutan atau tumbukan, dan 1,5 – 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan yang besar.

Faktor koreksi beban lentur  $C_b$  harganya antara 1,2 sampai 2,3. Apabila diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka  $C_b$  diambil = 1,0.

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan rumus

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n} \quad (3.2)$$

(Sularso, 1997, hal 8)

Dengan :

$P_d$  = daya motor penggerak (kW)

$n$  = putaran motr penggerak pompa ( $\text{rpm}$ )

Dalam bab II telah dihitung bahwa :

$$\text{Daya motor (Pd)} = 11 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran motor penggerak (n)} = 1480 \text{ rpm}$$

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{11}{1480} \\ &= 7239.18 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Diambil bahan poros adalah S 35 C.

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan ( $\sigma_B$ ) = 52 kg/mm<sup>2</sup>.

Untuk menghindari beban lebih yang diterima pada poros maka diperlukan faktor keamanan. Sehingga tegangan geser bahan dapat ditentukan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \text{ kg/mm}^2 \quad (3.3)$$

(Sularso, 1997, hal 8)

dengan :

$S_{f1}$  : faktor keamanan 1

$S_{f2}$  : faktor keamanan 2

Tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$  (kg/mm<sup>2</sup>) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Dalam perancangan ini  $\tau_a$  dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% kekuatan tarik  $\tau_B$  (kg/mm<sup>2</sup>). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik  $\tau_B$ , sesuai dengan standar ASME.

Untuk harga 18% ini faktor keamanan diambil sebesar  $1/0,18 = 5,6$ . bahan 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa, dan baja paduan. Faktor ini dinyatakan dengan  $S_{f1}$ .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan harus diperhatikan. Untuk memasukan pengaruh-pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil faktor yang dinyatakan sebagai  $S_{f2}$  dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{52}{6 \times 2} \\ &= 4,33 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Untuk menentukan diameter poros impeler, diambil faktor koreksi untuk momen puntir  $K_t = 1,5$  dan faktor koreksi untuk tumbukan  $C_b = 2,0$ . maka diameter poros impeler

$$\begin{aligned}D_s &= \left( \frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 2,0 \times 7239,18 \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 30,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

Untuk menyambung poros dengan impeler digunakan pasak dengan kedalaman alur pasak ditambahkan diameter poros hasil perhitungan diatas.

Diambil pasak dengan ukuran penampang  $8 \times 7$  (dari tabel ukuran pasak ).

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

Maka diameter poros menjadi :

$$D_s = D_{s_{hitungan}} + (t_1 \times 2)$$

$$= 30,25 + (4,0 \times 2)$$

$$= 38,25 \text{ mm}$$

Diameter impeler poros harus disesuaikan dengan diameter poros standar, pada tempat dimana akan dipasang bantalan gelinding, dipilih salah satu diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding, dan agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta maka besarnya diameter poros impeler  $D_s = 45 \text{ mm}$ .

### 3.2.2. Diameter Hub

Diameter hub adalah setelah diameter poros impeler sudah ditentukan maka diameter leher atau diameter hub dihitung berdasarkan perbandingannya dengan diameter poros yaitu sebesar 1,3 sampai dengan 1,4 kali lebih besar dari diameter poros impeler, sedangkan untuk diameter hub bagian belakang 1,35 sampai dengan 1,5 kali diameter poros, sehingga perhitungan diameter hub bagian depan dan belakang :

Diameter hub bagian depan

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

$$= 1,4 \times 45$$

$$= 63 \text{ mm}$$

$$= 2,48 \text{ in}$$

Diameter hub bagian belakang

$$D_h' = 1,5 \times D_s$$

$$\begin{aligned}
 &= 1,5 \times 45 \\
 &= 67,5 \text{ mm} \\
 &= 2,7 \text{ in}
 \end{aligned}$$

### 3.2.3. Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat dihitung dengan rumus

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tz}}{V_o} + D_h^2} \text{ in} \quad (3.4)$$

(Austin H Church, 1990, hal 93)

dengan :

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

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

$D_h$  = diameter hub (in)

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

Kebocoran pompa besarnya kira-kira 2 % sampai dengan 10 % kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan.

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil :

Diameter pipa flens = 3 inchi

$$= 0.0762 \text{ meter}$$

Luas penampang pipa hisap adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times (0,0762)^2 \\ &= 4,56.10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

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

$$Q = A \times V$$

Dengan :

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

A = luas penampang pipa (m<sup>2</sup>)

V = kecepatan aliran dalam pipa (m/detik)

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,011}{4,56.10^{-3}} \\ &= 2,4 \text{ m/detik} \\ &= 7,874 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Didalam saluran sisi hisap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 sampai dengan 18 ft/detik. Kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan persyaratan.

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar daripada kecepatan aliran sisi hisap, maka diambil :

Kecepatan  $V_0 = 10$  ft/detik

Kerugian kebocoran = 10%

Maka kapasitas total :

$$\begin{aligned} Q_{tz} &= 0,486 \times (100 + \text{kebocoran})\% \\ &= 0,486 \times 1,1 \text{ ft}^3/\text{detik} \\ &= 0,54 \text{ ft}^3/\text{detik} \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung diameter mata impeler, yaitu :

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,54}{10} + 2,48^2} \\ &= 4,03 \text{ in} \\ &= 102,4 \text{ mm} \approx 105 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.2.4. Diameter Sisi Masuk Impeler

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

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} D_1 &= D_o \\ D_1 &= 105 \text{ mm} \\ &= 4,13 \text{ in} \end{aligned}$$



### 3.2.5. Lebar Impeler Sisi Masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times V_{r1} \times \varepsilon_1} \text{ in} \quad (3.5)$$

(Austin H Church, 1990, hal 94)

dengan :

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

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

V<sub>1</sub> : kecepatan sisi masuk impeler (in)

ε<sub>1</sub> : faktor kontraksi

faktor kontraksi ε<sub>1</sub> biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9. diambil harga faktor kontraksi ε<sub>1</sub> = 0,80.

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar dari pada kecepatan V<sub>o</sub>, kira-kira 5% sampai dengan 10% dari harga V<sub>o</sub>.

Diambil V<sub>r1</sub> = 7,5%. maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 1,075 \times V_o \\ &= 1,075 \times 10 \\ &= 10,75 \text{ ft/detik} \\ &= 3,27 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

sehingga lebar impeler sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,54}{\pi \times 4,13 \times 10,75 \times 0,80} \\ &= 0,71 \text{ in} \end{aligned}$$



$$= 18,03 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}$$

### 3.2.6. Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan rumus :

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \text{ in} \quad (3.6)$$

(Austin H Church, 1990, hal 94)

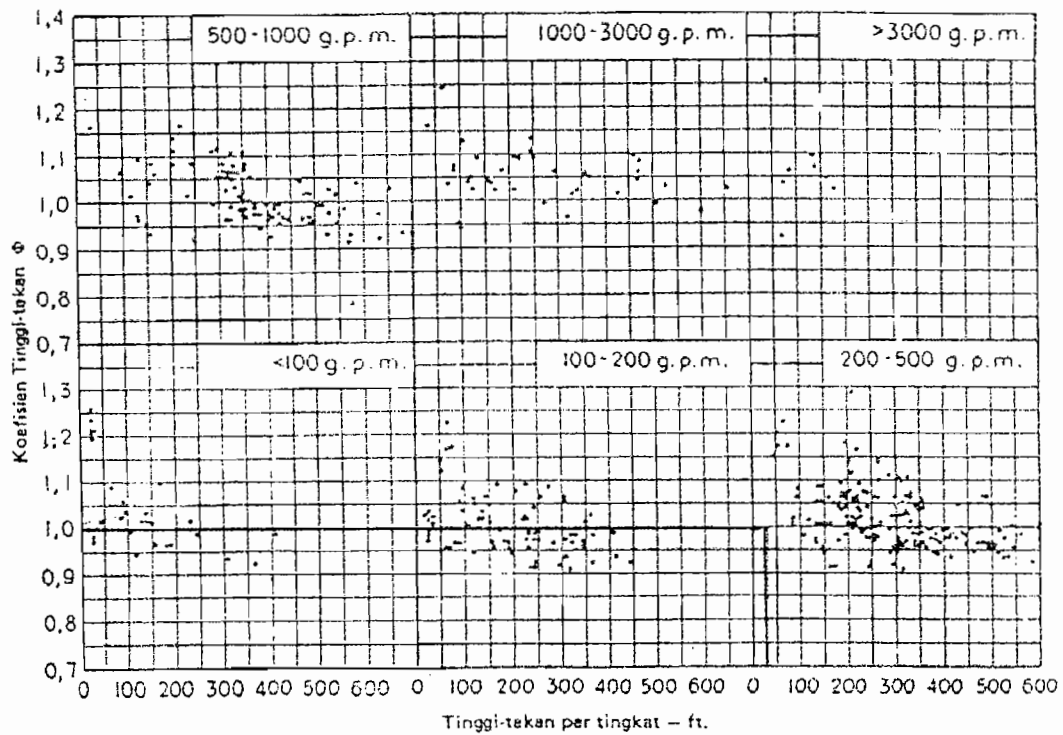
Dengan :

H : tinggi tekana pompa (ft)

$\Phi$  : koefisien tinggi tekan overal

n : putaran pompa (rpm)

Harga koefisien tinggi tekanan overall  $\Phi$  antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata-rata mendekati satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.3



**Gambar 3.3 titik-titik koefisien tinggi tekan  $\Phi$  - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas**  
(sumber : Austin, 1990, hal 97)

Dari gambar tersebut dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall  $\Phi$   
= 0,9

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$D_2 = \frac{1840 \times 0,90 \times \sqrt{213,255}}{1480}$$

$$= 16,34 \text{ in}$$

$$= 415,036 \text{ mm} \approx 415 \text{ mm}$$

### 3.2.7. Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{V_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2} \text{ in} \quad (3.7)$$

(Austin H Church, 1990, hal 98)

dengan :

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

V<sub>r2</sub> : kecepatan aliran keluar arah radial (ft/detik)

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

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

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

Dalam perancangan ini diambil

Faktor koreksi ε<sub>2</sub> = 0,90

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial } V_{r2} &= V_{r1} - (15\% \times V_{r1}) \\ &= 10,75 - (15\% \times 10,75) \\ &= 9,1375 \text{ ft/detik} \\ &= 2,785 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{144 \times 0,54}{9,1375 \times 16,34 \times \pi \times 0,90} \text{ in} \\ &= 0,2 \text{ in} \end{aligned}$$

$$= 5,081 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}$$

### 3.3 Penentuan Jumlah Sudu

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

$$u_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \text{ m/detik} \quad (3.8)$$

(Austin H Church, 1990, hal 98)

Dengan :

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

$n$  = putaran poros impeler (rpm)

telah diketahui bahwa

diameter sisi masuk impeler ( $d_1$ ) = 105 mm

jari-jari sisi masuk impeler ( $r_1$ ) = 52,5 mm

putaran poros impeler ( $n$ ) = 1480 rpm

maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah :

$$u_1 = \frac{\pi \times 52,5 \times 1480}{30 \times 1000} \text{ m/detik}$$

$$= 8,14 \text{ m/detik}$$

$$= 26,71 \text{ ft/detik}$$

kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$V_{r1} = 3,27 \text{ m/detik}$$

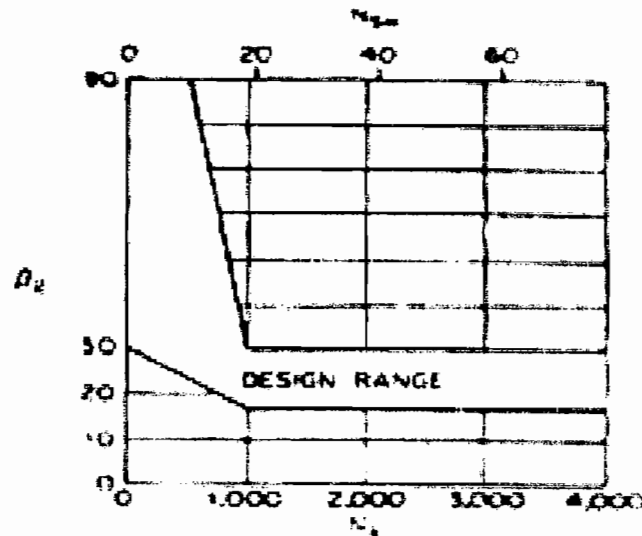
$$= 10,75 \text{ ft/detik}$$

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

$$\begin{aligned}\tan \beta_1 &= \frac{V_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{3,27}{8,14} \\ &= 0,402 \\ \beta_1 &= 21,89^\circ\end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung – ujung sudu, harga  $\tan \beta_1$  dapat diperbesar. Batasan harga  $\beta_1$  antara  $10^\circ$  sampai dengan  $25^\circ$ . (**Austin H Church, 1990, hal 94**) maka diambil harga  $\beta_1 = 22^\circ$ .

Pada saat keluar impeler, sudut sudu sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dibuat lebih besar dari pada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan agar mendapatkan laluan yang mulus dan kontinyu. Harga sudut sudu sisi keluar biasanya antara  $15^\circ$  sampai dengan  $40^\circ$ . Harga sudut sudu sisi keluar impeler  $\beta_2$  juga dapat dilihat dalam sebuah grafik (gambar 3.4)



## 2.4 Sudut impeler sisi tekan vs putara

**Gambar 3.4 Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik**

(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.14)

Dalam perancangan ini diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah  $\beta_2 = 30^\circ$

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

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (3.9)$$

(Austin H Church, 1990, hal 105)

dengan :

$D_2$  : diameter sisi keluar impeler (mm)

$D_1$  : diameter sisi masuk impeler (mm)

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

Besarnya sudu rata-rata  $\beta_m$  adalah :

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

$$= \frac{22 + 30}{2}$$

$$= 26^\circ$$

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

$$z = 6,5 \times \frac{415 + 105}{415 - 105} \times \sin 26^\circ$$

$$= 4,78 \approx 5 \text{ sudu}$$

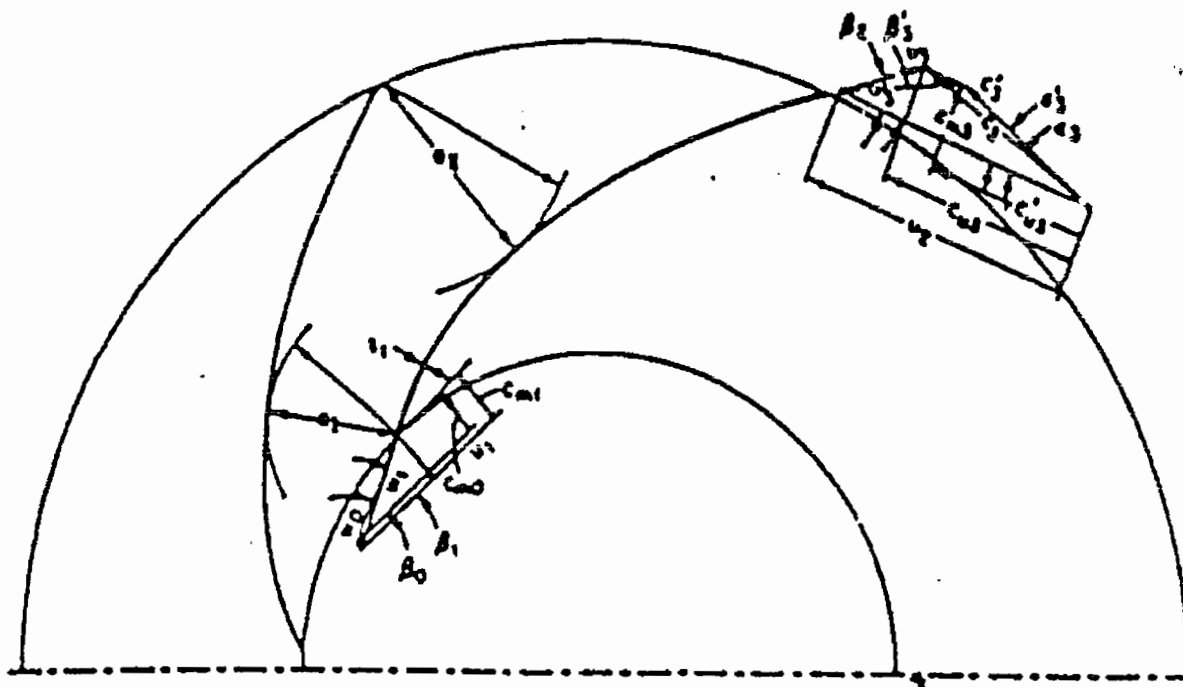
Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah. Jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah sesuai dengan persyaratan.

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

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

- a. segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler
- b. segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler





Gambar 3. 5. segitiga kecepatan pada impeler

(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.14)

keterangan :

$C$  : kecepatan absolut fluida (m/detik)

$U$  : kecepatan keliling (m/detik)

$W$  : kecepatan relatif fluida (m/detik)

$\beta$  : sudut antara kecepatan relatif  $W$  dengan kecepatan keliling  $U$  ( $^{\circ}$ )

$\alpha$  : sudut antara kecepatan absolut  $C$  dengan kecepatan keliling  $U$  ( $^{\circ}$ )

### 3.4.1. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler

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

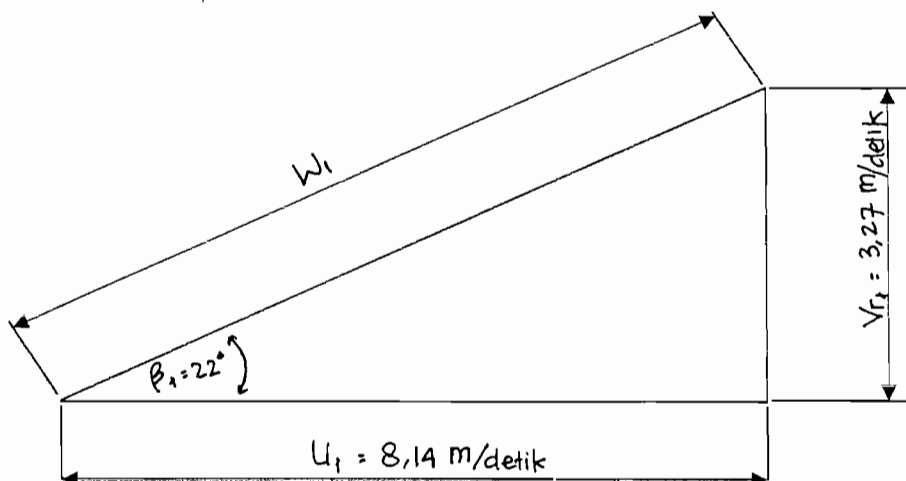
Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling } (U_1) &= 8,14 \text{ m/detik} \\ &= 26,71 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk } (\beta_1) = 22^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 3,27 \text{ m/ detik} \\ &= 10,75 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

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



Gambar 3. 6. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{8,14}{\cos 22^\circ} \\ &= 8,78 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

### 3.4.2. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Telah diketahui bahwa :

Kecepatan radial sisi keluar impeler ( $V_{r2}$ ) = 2,785 m/detik

= 9,1375 ft/detik

Sudut sudu sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) = 30°

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\psi}} \text{ m/detik} \quad (3.10)$$

(Karassik, 1976, hal 2.11)

dengan :

H : tinggi tekanan pompa (meter)

$\psi$  : koefisien tinggi tekanan pompa

Harga koefisien tekan  $\psi$  dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$\psi = 2 \times \mu \times \eta_{H1} \times \left( 1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \cot \beta_2 \right) \quad (3.11)$$

(Karassik, 1976, hal 2.11)

dengan :

$\mu$  : faktor slip (slid ring)

$\eta_H$  : efisiensi hidrolis

Harga faktor slip (slip ring)  $\mu$  dicari dengan rumus stodola, yaitu :

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{\dots} \quad (3.12)$$

(Karassik, 1976, hal 2.10)

dengan :

$z$  = jumlah sudu pada impeler

Sehingga harga slip ring  $\mu$  adalah :

$$\begin{aligned}\mu &= 1 - \frac{\pi \sin 30}{5} \\ &= 0,686\end{aligned}$$

Harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  adalah :

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}} \quad (3.13)$$

(Karassik, 1976, hal 2.10)

dengan :

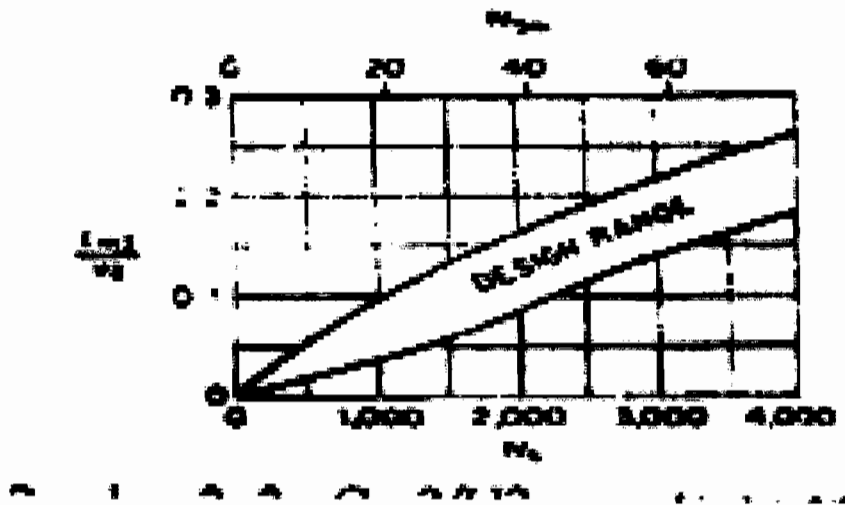
$Q$  = kapasitas pompa ( $m^3/detik$ )

Telah diketahui bahwa kapasitas teoritis pompa  $Q_{tz} = 0,012 m^3/detik$ , maka harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  adalah :

$$\begin{aligned}\eta_H &= 1 - \frac{0,071}{0,012^{0,25}} \\ &= 0,785\end{aligned}$$

Harga perbandingan  $\frac{C_{m2}}{U_2}$  dapat ditentukan dengan menggunakan grafik (gambar

3.7)



Gambar 3.7  $C_{m2}/U_2$  vs kecepatan spesifik

(Sumber : Karassik, 1976 : 2.14)

Dari gambar 3.7 dapat ditentukan bahwa harga perbandingan  $\frac{C_{m2}}{U_2}$ , yaitu :

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,05$$

Sehingga dapat dicari koefisien tinggi tekan pompa  $\psi$ , yaitu :

$$\begin{aligned} \psi &= 2 \times 0,686 \times 0,781 \times (1 - 0,05 \cot 30) \\ &= 0,886 \end{aligned}$$

maka harga kecepatan keliling pada sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} U_2 &= \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 65}{0,886}} \\ &= 37,94 \text{ m/detik} \\ &= 124,475 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan :

$$C_{m2} = \frac{C_{m2}}{U_2} \times U_2 \text{ m/detik} \quad (3.14)$$

Maka harga kecepatan meridional adalah :

$$\begin{aligned} C_{m2} &= 0,05 \times 37,94 \\ &= 1,897 \text{ m/detik} \\ &= 6,223 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan keliling pada sisi keluar impeler tanpa adanya faktor slip (kecepatan keliling teoritis) diperoleh dengan persamaan :

$$C_{112} = U_2 - C_{m2} \cot \beta_2 \quad (3.15)$$

**(Karassik, 1976, hal 2.10)**

Maka harga kecepatan keliling teoritis adalah :

$$\begin{aligned} C_{112} &= 37,94 - 1,897 \cot 30 \\ &= 34,65 \text{ m/detik} \\ &= 113,681 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler yang sebenarnya dipengaruhi adanya faktor slip, maka besarnya kecepatan keliling absolut yang sebenarnya diperoleh dengan persamaan :

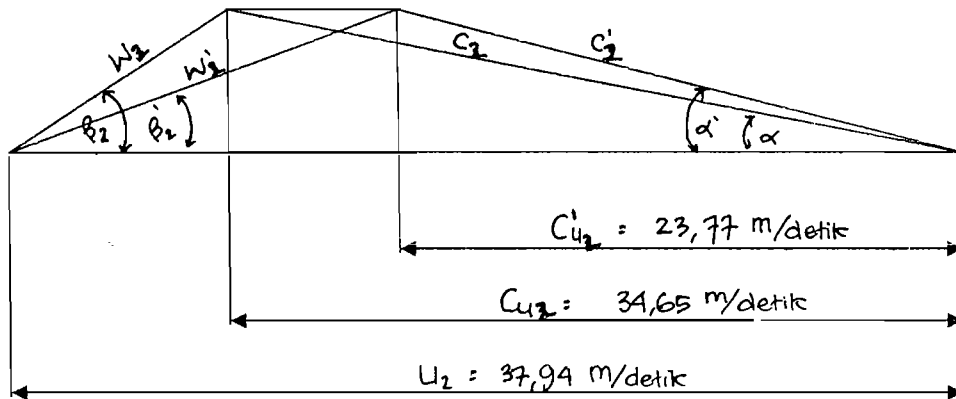
$$C'_{u2} = \mu \times C_{112} \text{ m/detik} \quad (3.16)$$

**(Karassik, 1976, hal 2.10)**

Maka nilai kecepatan keliling absolut yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} C'_{u2} &= 0,686 \times 34,65 \\ &= 23,77 \text{ m/detik} \\ &= 77,98 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler (gambar 3.8)



Gambar 3.8 segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Sudut keluar absolut teoritis

$$\begin{aligned}\tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \\ &= \frac{1,897}{34,65} \\ &= 0,0547 \\ \alpha_2 &= 3,13^\circ\end{aligned}$$

Sudut keluar absolut yang sebenarnya

$$\begin{aligned}\tan \alpha'_2 &= \frac{C_{m2}}{C'_{u2}} \\ &= \frac{1,897}{23,77} \\ &= 0,0798 \\ \alpha_2 &= 4,56^\circ\end{aligned}$$

Kecepatan keluar fluida teoritis

$$C_{u2} = \sqrt{(C'^2_{u2} + C^2_{m2})}$$

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{34,65^2 + 1,897^2} \\
 &= 34,7 \text{ m/detik} \\
 &= 113,845 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan keluar fluida sebenarnya

$$\begin{aligned}
 C'_2 &= \sqrt{(C'^2_{u2} + C^2_{m2})} \\
 &= \sqrt{(23,77^2 + 1,897^2)} \\
 &= 23,85 \text{ m/detik} \\
 &= 78,248 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \sqrt{(C^2_{m2} + (U_2 - C_{u2})^2)} \\
 &= \sqrt{(1,897^2 + (37,94 - 34,65)^2)} \\
 &= 3,798 \text{ m/detik} \\
 &= 12,46 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}
 W'_2 &= \sqrt{(C^2_{m2} + (U_2 - C'_{u2})^2)} \\
 &= \sqrt{(1,897^2 + (37,94 - 23,77)^2)} \\
 &= 13,99 \text{ m/detik} \\
 &= 45,899 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$



Sudut terbentuk antara kecepatan relatif  $W_2'$  dengan kecepatan keliling  $U_2$

$$\sin \beta'_2 = \frac{C_{m2}}{W_2'}$$

$$= \frac{1,897}{13,99}$$

$$= 0,136$$

$$\beta'_2 = 7,8^\circ$$

## BAB IV

### PERANCANGAN SUDU

#### 4.1 Bentuk Sudu

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

*a. Backward Curve Vanes*

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

*b. Radial Vanes*

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

*c. Forward Curve Vanes*

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

## 4.2 Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . Didalam perancangan ini harga sudut keluar  $\beta_2$  telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya pada bab III, yaitu  $\beta_2 = 30^\circ$ . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

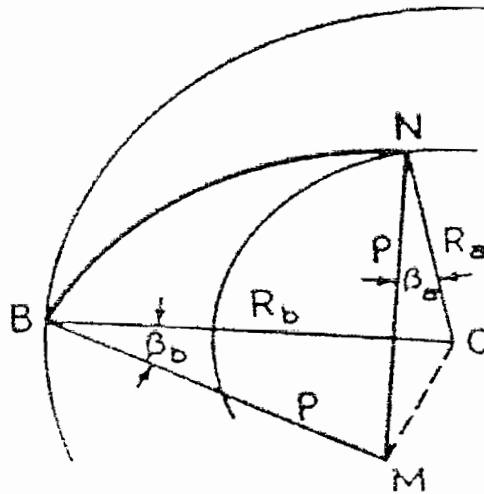
## 4.3 Pelukisan Sudu

Antara ujung sudu sisi masuk dengan ujung sudu sisi keluar memiliki kecepatan relatif cairan, kecepatan radial, dan kecepatan absolut. Bila kedua ujung-ujung sudu tersebut dapat dilukiskan menjadi sebuah kurva terhadap jari-jari impeler dengan harga diantara kedua ujung-ujung sudu tersebut yang telah diketahui.

Dalam pelukisan sudu terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen (arkus tangen) dan metode koordinat polar (**Austin H Church, 1990 hal 98**)

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

Untuk perancangan sudu ini dipergunakan metode busur tangen atau metode arkus tangen seperti yang digambarkan pada gambar 4.1



**Gambar 4.1** Pelukisan sudu dengan busur tangen

(sumber : Austin, 1990 hal 104)

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

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad (4.1)$$

(Austin H Church, 1990 hal 98)

dengan :

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

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

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

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

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

Telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler ( $R_1$ ) = 52,5 mm

Jari-jari sisi keluar impeler ( $R_2$ ) = 207,5 mm

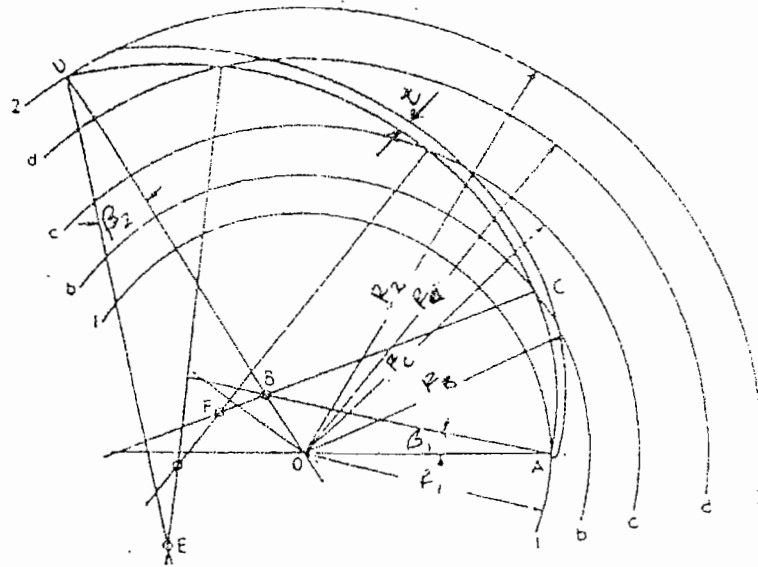
Sudut sudu sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) = 22°

Sudut sudu sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) = 30°

Dengan menggunakan rumus 4.1 diatas dapat dihitung harga jari-jari kelengkungan busur pada setiap lingkaran, hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 4.1

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkar an	R (mm)	$R^2$ (mm)	$\beta$ (°)	$\text{Cos}\beta$	$R\text{cos}\beta$ (mm)	$R_b\text{cos}\beta - R_u\text{cos}\beta$ (mm)	$R_b^2 - R_u^2$ (mm <sup>2</sup> )	$\rho$ (mm)
1	52,5	2756,25	22	0,927	48,67			
						27,82	4216	75.78
B	83,5	6972,25	23,6	0,916	76,49			
						27,02	6138	113.57
C	114,5	13110,25	25,2	0,905	103,62			
						26,28	8060	153.36
D	145,5	21170,25	26,8	0,893	129,93			
						25,36	9982	196.82
E	176,5	31152,25	28,4	0,880	155,32			
						24,55	11904	242.432
2	207,5	43056,25	30	0,866	179,7			



Gambar 4.2 Pelukisan sudu

Untuk memeriksa ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur sudu terakhir harus sama dengan sudut ( $\beta_2$ ) yaitu  $30^\circ$ .

#### 4.4 Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu pada impeler dapat dipergunakan rumus :

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times d} \quad (4.2)$$

(Austin H Church, 1990 hal 106)

dengan :

$d$  = diameter lingkaran impeler (mm)

$\varepsilon$  = faktor kontraksi

$z$  = jumlah sudu

$t$  = tebal sudu

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

Pada sisi masuk telah diketahui :

Diameter sisi masuk ( $d_1$ ) = 105 mm

Faktor kontraksi ( $\varepsilon$ ) = 0,80

Sudu sisi masuk impeler =  $22^{\circ}$

Maka tebal sudu pada masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1)\pi \times d_1 \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,80)\pi \times 105 \sin 22}{5} \\ &= 4,94 \text{ mm} \\ &= 0,194 \text{ in} \end{aligned}$$

Sedangkan pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

Diameter sisi keluar ( $d_2$ ) = 415 mm

Faktor kontraksi ( $\varepsilon$ ) = 0,90

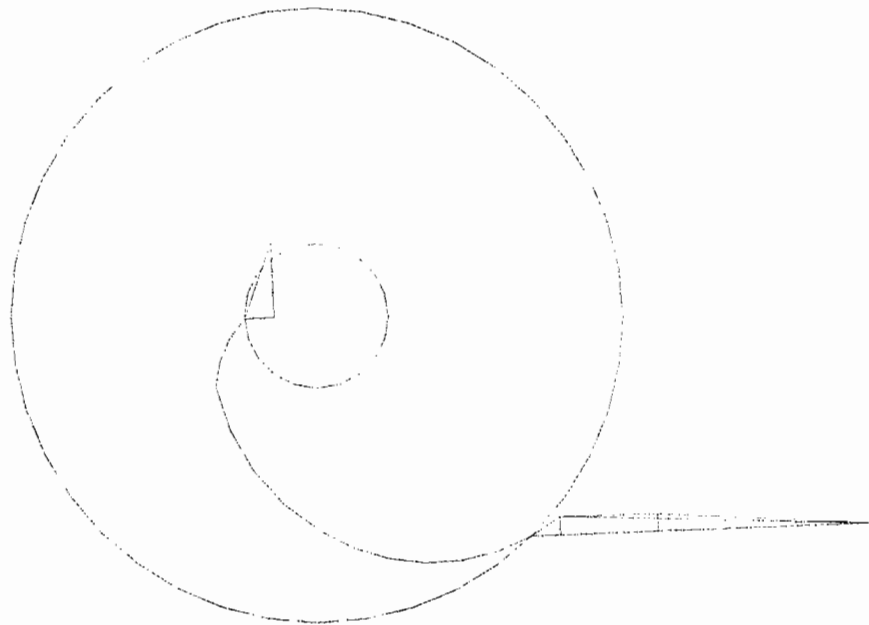
Jumlah sudu ( $z$ ) = 5

Sudu sisi masuk impeler ( $\beta_2$ ) =  $30^{\circ}$

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{(1 - \varepsilon_2)\pi \times d_2 \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,90)\pi \times 415 \sin 30}{5} \\ &= 13,04 \text{ mm} \\ &= 0,513 \text{ in} \end{aligned}$$

Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	d (mm)	$\epsilon$	$\pi d$	$\beta(^{\circ})$	$\text{Sin } \beta$	z	t(mm)
1	105	0,80	2,512	22	0,3746	5	4,94
B	167	0,82	2,5748	23,6	0,4003	5	7,56
C	229	0,84	2,6376	25,2	0,4257	5	9,79
D	291	0,86	2,7004	26,8	0,4508	5	11,53
E	353	0,88	2,7632	28,4	0,4756	5	12,65
2	415	0,90	2,826	30	0,5	5	13,03



gambar 4.3 Segitiga kecepatan pada impeler



#### 4.5 Lebar Laluan

Untuk menentukan laluan dapat dipergunakan rumus :

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times d \times \varepsilon \times V_r} \text{ in} \quad (4.3)$$

(Austin H Church, 1990 hal 106)

dengan :

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

D = diameter laluan (in)

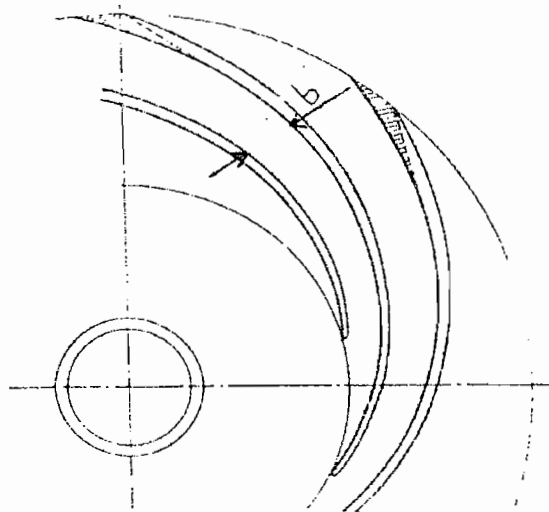
V<sub>r</sub> = kecepatan aliran radial (ft/detik)

ε = faktor kontraksi

Hasil perhitungan harga lebar laluan dapat dilihat dalam tabel 4.3

Tabel 4.3 Lebar laluan b

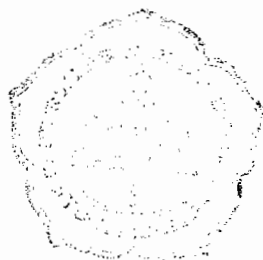
Lingkaran	d (in)	ε	πd	V <sub>r</sub>	Q	b(in)	b(mm)
1	4,13	0,80	12,9682	10,75	0,534	0,71	18,03
B	6,57	0,82	20,6298	10,428	0,534	0,45	11,43
C	9,02	0,84	28,3228	10,106	0,534	0,33	8,38
D	11,46	0,86	35,9844	9,784	0,534	0,26	6,60
E	13,89	0,88	43,6146	9,462	0,534	0,22	5,56
2	16,34	0,90	51,3076	9,14	0,534	0,19	4,83



Gambar 4.4 bentuk lebar laluan

#### 4.6 Pemilihan Bahan Impeler

Untuk menentukan bahan impeler yang akan dipergunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan disekitar pemompaan. Dalam pemilihan bahan impeler dan pompa telah ditentukan seperti dalam tabel 4.4 dibawah. Dengan melihat tabel bahan pompa, maka bahan impeler yang diambil adalah perunggu (BC).





## BAB V

### PERANCANGAN RUMAH POMPA

#### 5.1 Dasar Perancangan

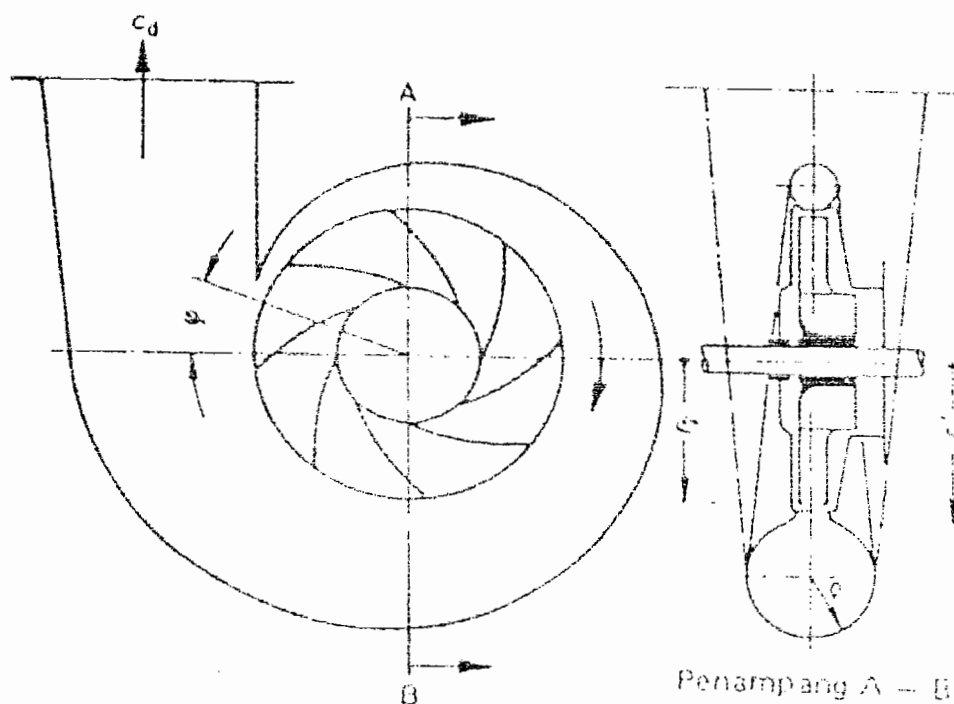
Rumah keong mengumpulkan fluida, secara perlahan-lahan mengurangi kecepatan fluida, energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan. Karena fluida yang keluar dari impeler bertambah besar, maka laluan fluida pada sisi tekan dibuat semakin besar.

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

Gambar 5.2 rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah yang terbelah mendatar (A), vertikal (B) atau menurut diagonalnya (pada sudut yang tidak sama dengan  $90^\circ$ ). Rumah pompa yang terbelah secara mendatar disebut juga yang terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang umumnya berada pada belahan bawah pompa dan belahan atas diangkat untuk memudahkan pemeriksaan. Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut juga yang terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain-desain yang dikopel berdekatan atau hisapan ujung yang terpasang pada rangka. Rumah pompa yang

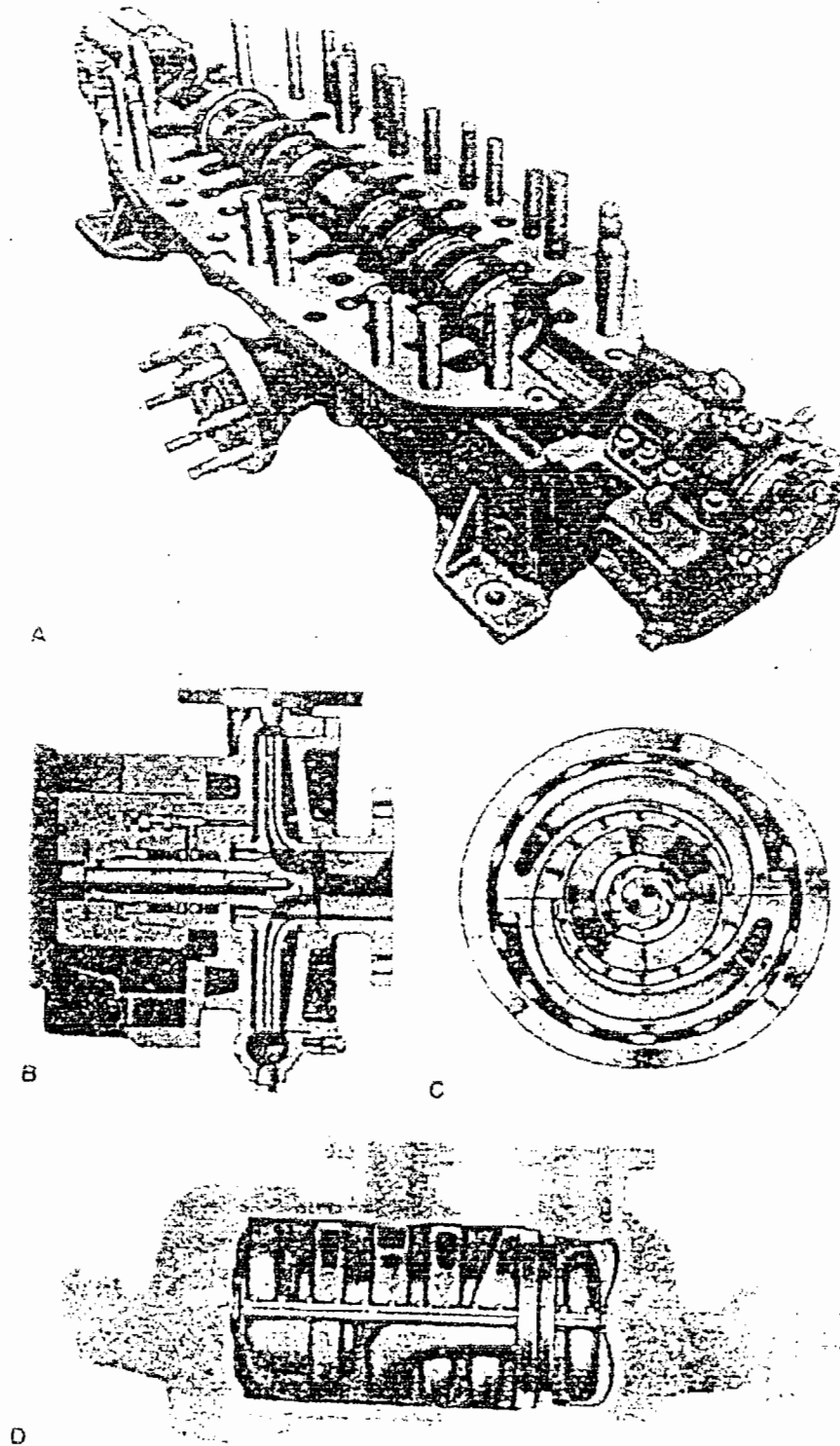
terbentuk tabung C dan D yang dipakai untuk pompa diffuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekanan buang yang bekerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya perapatan guna menjaga paruhan rumah pompa tetap rapat. (Hicks, 1992 hal 274)

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



**gambar 5.1 Rumah Spiral**

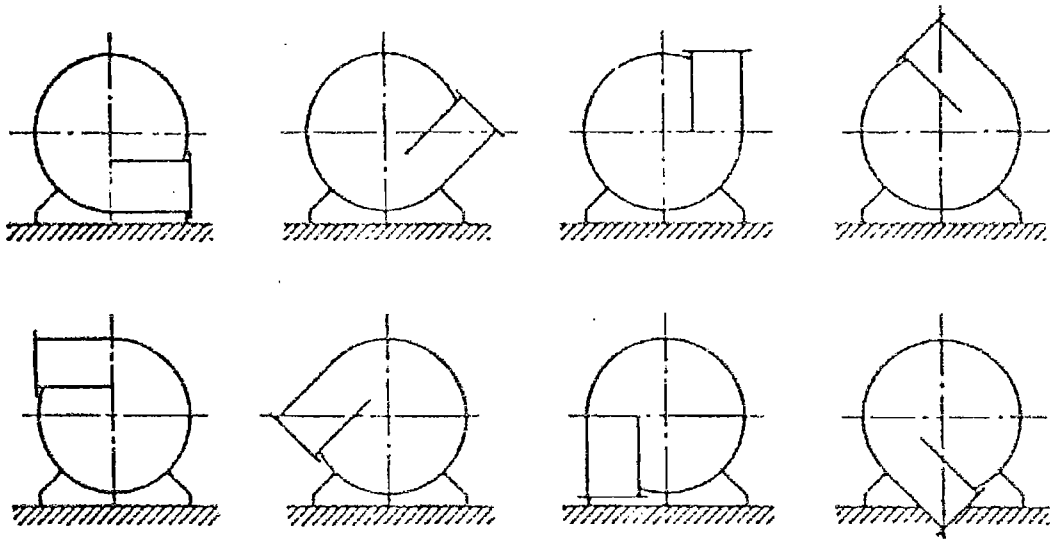
(sumber: Dietzel, 1992, hal 274)



Gambar 5.2 Tiga desain rumah pompa

(Sumber : Hicks, 1996 hal 20)

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



**Gambar 5.3 Posisi konvensional flens buang**

(Sumber : Austin 1993, hal 153)

## 5.2 Perancangan Rumah Pompa

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

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah keong (volute casing) dapat dilihat dalam gambar 5.4





maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 207,5 \\ &= 217,875 \text{ mm} \approx 218 \text{ mm} \end{aligned}$$

sedangkan lebar celah saluran volut  $b_3$  diperoleh dengan rumus :

$$b_3 = b_2 + (0,025 \times r_2) \text{ mm} \quad (5.2)$$

**(Khetagurov, hal 248)**

dengan

$b_2$  : lebar sisi keluar impeler (mm)

Dari perhitungan sebelumnya harga lebar sisi luar impeler  $b_2 = 6$  mm

Maka lebar celah volut  $b_3$  adalah :

$$\begin{aligned} b_3 &= b_2 + (0,025 \times r_2) \\ &= 6 + (0,025 \times 207,5) \\ &= 11,1875 \text{ mm} \approx 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$\rho = \frac{\varphi^\circ}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^\circ}{\chi}} r_3 \text{ mm} \quad (5.3)$$

**(Khetagurov, hal 248)**

dengan :

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

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

$\chi$  : konstanta

Untuk mendapatkan harga konstanta  $\chi$  digunakan rumus :

$$\chi = \frac{720}{Q} \times Ku \times \pi \quad (5.4)$$

(Khetagurov, hal 247)

dengan :

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

Ku : konstanta

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

$$C_{u3} \cdot r_3 = C_{u2} \cdot r_2 = C_{u1} \cdot r = ku = \text{konstanta}$$

Dalam perhitungan sebelumnya pada sisi keluar impeler telah diperoleh :

Kecepatan absolut aliran fluida ( $C_{u1}$ ) = 34,65 m/detik

Jari-jari sisi keluar impeler ( $r_2$ ) = 207,5 mm

$$= 0,2075 \text{ m}$$

Maka harga konstanta Ku adalah :

$$\begin{aligned} Ku &= C_{u2} \cdot r_2 \\ &= 34,65 \times 0,2075 \\ &= 7,19 \text{ m}^2/\text{detik} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa Q = 0,012 m<sup>3</sup>/detik, maka harga konstanta  $\chi$  dapat diperoleh, yaitu :

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{720}{0,012} \times 7,19 \times \pi \\ &= 1354596 \text{ per meter} \\ &= 1354,596 \text{ per millimeter} \end{aligned}$$

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

Tabel 5.1 Hasil Perhitungan rumah volut

Bagian	$\varphi^\circ$	$\frac{\varphi^\circ}{\chi}$	$2\frac{\varphi^\circ}{\chi}$	$2\frac{\varphi^\circ}{\chi}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{\chi}r_3}$	$\rho$	$r_3 + \rho$	$r_{vol}$
I	10	0,00738	0,0147	3,2186	1,7940	1,8014	219,801	221,602
II	45	0,03322	0,0664	14,484	3,8057	3,8390	221,839	225,678
III	90	0,06644	0,1328	28,968	5,3821	5,4486	223,448	228,897
IV	135	0,06644	0,1993	43,452	6,5918	6,6914	224,691	231,383
V	180	0,13288	0,2657	57,936	7,6115	7,7444	225,744	233,488
VI	225	0,16610	0,3322	72,420	8,5100	8,6761	226,676	235,352
VII	270	0,19932	0,3986	86,904	9,3222	9,5215	227,521	237,043
VIII	315	0,23254	0,4650	101,38	10,069	10,301	228,301	238,603
IX	360	0,26576	0,5315	115,87	10,764	11,030	229,030	240,060
X	370	0,27314	0,5462	119,09	10,912	11,186	229,186	240,372

### 5.3 Nosei Buang (*Dhischarge Nozzle*)

Nosei Buang (*Dhischarge Nozzle*) merupakan bagian keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Oleh karena itu penampang ujung nosei buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan, diameter pipa biasanya dibuat lebih kecil daripada diameter pipa hisapnya. Hal ini untuk menghindari kesulitan – kesulitan akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standar yang ada di pasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan aliran fluida didalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan yaitu 12 sampai dengan 40 ft/detik (Austin, 1990 hal 90). Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman digunakan.

Dalam perancangan ini, ukuran diameter pipa tekan dipilih :

$$\text{Diameter} = 2 \text{ in}$$

$$\text{Kapasitas pompa} = 0,012 \text{ m}^3/\text{detik}$$

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

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\frac{1}{4} \pi \cdot d^2} \\ &= \frac{0,012}{\frac{1}{4} \pi \cdot 0,0508^2} \\ &= 5,921 \text{ m/detik} \\ &= 19,426 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang

akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 2 in (50,8 mm)

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

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

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

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

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

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

## **BAB VI**

### **PERANCANGAN POROS DAN PASAK**

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari elemen mesin.

Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersamaan dengan putaran. Poros mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida.

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

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

1. Poros Tranmisi

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

2. Spindel

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

3. Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, disebut gandar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh

penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga. Menurut bentuknya, poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dari mesintatak, poros lower untuk transmisi daya kecil agar terdapat kebebasan bagi perubahan arah dan lain-lain.

## 6.2 Perhitungan Beban

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

### 6.2.1 Gaya Radial Oleh Impeler

Gaya radial pada impeler dapat dicari dengan persamaan :

$$f_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2 \quad (6.1)$$

(Karassik, 1976 hal 2.175)

dengan:

$K_r$  : koefisien eksperimental

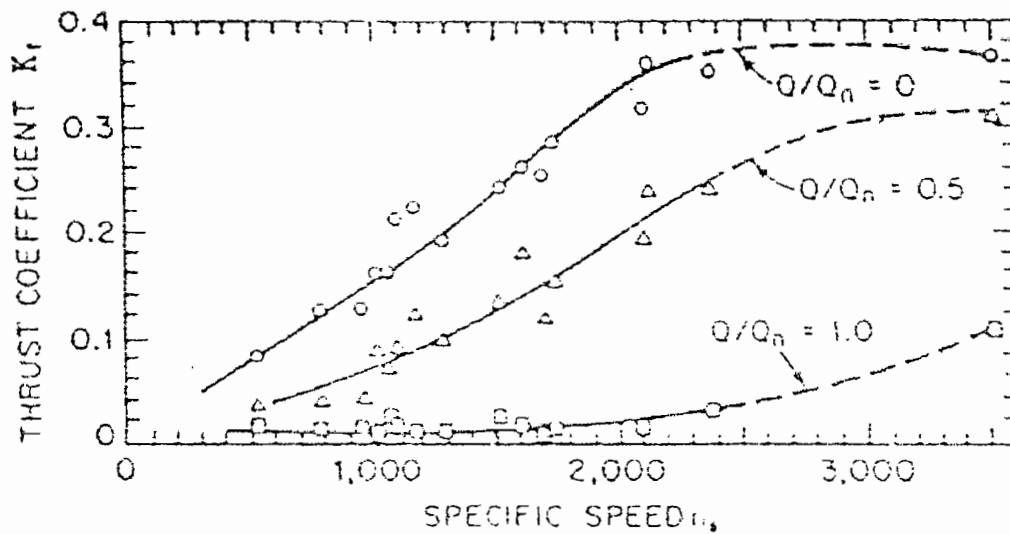
$S_g$  : berat jenis fluida ( $\text{lb/in}^3$ )

$H$  : tinggi tekan pompa (in)

$D_2$  : diameter sisi luar impeler (in)

$b_2$  : lebar impeler (in)

Harga  $K_r$  dapat dicari dengan menggunakan grafik dalam gambar 6.1



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental  $K_r$

(Sumber : Karrassik, 1976 hal 2.175)

Pada efisiensi kapasitas yang tinggi maka  $\frac{Q}{Q_n} = 1$

Dari grafik diatas diperoleh  $K_r = 0,01$

Dari perhitungan sebelumnya telah ditentukan:

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

$$\text{Tinggi tekan pompa (H}_{\text{total}}) = 2559,06 \text{ in}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler (D}_2) = 16,34 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar impeler (b}_2) = 0,24 \text{ in}$$

$$\begin{aligned} fr &= 0,433 \times K_r \times Sg \times H \times D_2 \times b_2 \\ &= 0,433 \times 0,01 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 2559,06 \times 16,34 \times 0,24 \\ &= 1,57 \text{ lb} \\ &= 0,71 \text{ kg} \end{aligned}$$



### 6.3 Bobot Impeler

Bobot impeler terdiri dari bobot cakera dan bobot sudu

- bobot cakera

$$w_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - D_{sh}^2) \times b \times \gamma \quad (6.2)$$

(Karassik, 1976 hal 2.175)

dengan :

$D_2$  : diameter sisi luar impeler (mm)

$D_{sh}$  : diameter lubang poros pada impeler (mm)

$b$  : lebar impeler (mm)

$\gamma$  : berat jenis bahan impeler ( $\text{kg}/\text{mm}^3$ )

Dari hasil perhitungan sebelumnya :

$$D_2 = 415 \text{ mm}$$

$$D_{sh} = 45 \text{ mm}$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$\gamma = 7,6 \times 10^{-6} \text{ kg}/\text{mm}^3$$

Maka bobot cakera adalah :

$$W_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (415^2 - 45^2) \times 6 \times 7,6 \cdot 10^{-6}$$

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

- bobot sudu

$$w_2 = z \times p \times l \times t \times \gamma \quad (6.3)$$

dengan :

$z$  : jumlah sudu

$p$  : panjang sudu (mm)

$l$  : lebar sudu (mm)

$t$  : tebal sudu rata-rata (mm)

$\gamma$  :  $7,6 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

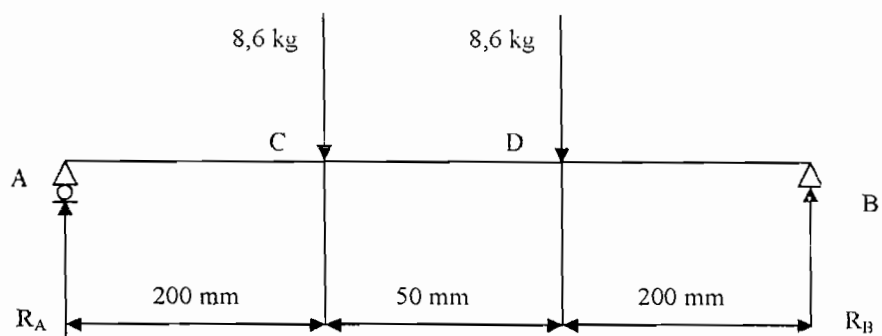
maka bobot sudu :

$$\begin{aligned} w_2 &= 5 \times 309 \times 13 \times 12 \times 7,6 \times 10^{-6} \\ &= 1,83 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga jumlah beban menjadi :

$$\begin{aligned} F &= F_r + w_1 + w_2 \\ &= 0,71 + 6,1 + 1,83 \\ &= 8,6 \text{ kg} \end{aligned} \tag{6.4}$$

#### 6.4 Perhitungan Momen Poros



Gambar 6.2 Reaksi – reaksi pada bantalan A-B

Reaksi yang terjadi pada tumpuan A adalah

$$\sum M_B = 0$$

$$0 = (-R_A \times 450) + (8,6 \times 250) + (8,6 \times 200)$$

$$R_A = \frac{2150 + 1720}{450}$$

$$= \frac{3440}{450}$$

$$= 8,6 \text{ kg } (\uparrow)$$

Reaksi yang terjadi pada tumpuan B adalah

$$\sum P_v = 0$$

$$0 = -8,6 + 8,6 + 8,6 - R_B$$

$$R_B = 8,6 \text{ kg } (\uparrow)$$

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung (M)

Di titik A,  $M_A = 0$

Di titik C,  $M_C = R_A \times 200 \text{ mm}$

$$= 8,6 \text{ kg} \times 200 \text{ mm}$$

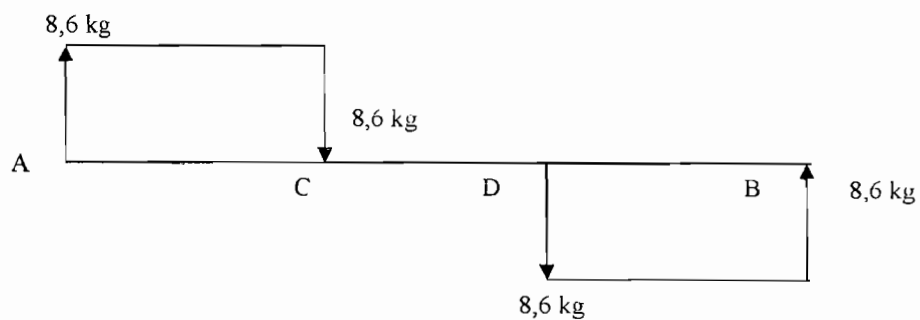
$$= 1720 \text{ kg.mm}$$

Di titik D,  $M_D = (R_A \times 200) - (8,6 \times 50)$

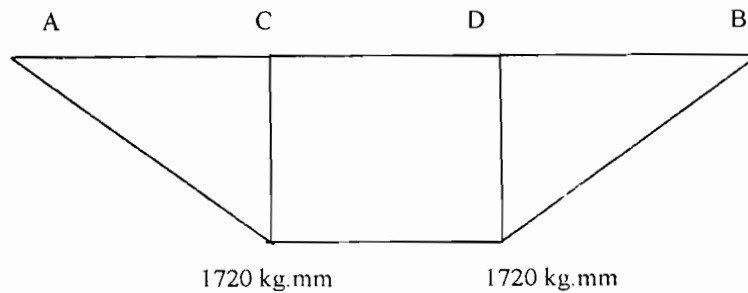
$$= 1720 \text{ kg.mm}$$

Di titik B,  $M_B = 0$

SFD



BMD



Gambar 6.3 Diagram gaya geser dan momen lentur

### 6.5 Diameter Poros

Bahan : S35 C

Kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) : 52 kg/mm<sup>2</sup>

$S_{f1}$  : 6,  $S_{f2}$  : 2,  $K_m$  : 2,  $K_t$  : 1,5

Tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$  (kg/mm<sup>2</sup>) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara.  $\tau_a$  dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40 % dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik  $\sigma_B$  (kg/mm<sup>2</sup>). Jadi kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik  $\sigma_B$ , sesuai dengan standar ASME.

Tegangan lentur ijin ( $\tau_{ba}$ )

$$\tau_{ba} = \frac{\tau_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad (6.5)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\tau_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \\
 &= 4,333 \text{ kg/mm}^2 \\
 d_s &= \left[ \frac{5,1}{\tau_{ba}} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.6)
 \end{aligned}$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 18)

dengan :

$\tau_a$  : tegangan lentur beban yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$K_m$  : faktor koreksi beban lentur

$K_t$  : faktor koreksi beban puntir

$M$  : momen lentur ( $\text{kg.mm}$ )

$T$  : momen puntir ( $\text{kg.mm}$ )

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$M = 1720 \text{ kg.mm}$$

$$T = 6581,08 \text{ kg.mm}$$

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{4,33} \sqrt{(2 \times 6581,08)^2 + (1,5 \times 1720)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 25,1 \text{ mm}$$

Untuk dapat memenuhi pernyataan defleksi puntiran, defleksi lentur dan putaran kritis maka diameter minimal poros dibuat 40 mm.

### 6.5.1 Konsentrasi Tegangan Poros

Pada poros bertingkat terdapat alur pasak harus diperhatikan dengan adanya konsentrasi tegangan. Harga faktor konsentrasi tegangan untuk alur pasak ( $\alpha$ ) dan untuk

poros bertangga ( $\beta$ ) dapat diperoleh dengan melihat diagram R.E Peterson pada gambar 6.6 dan gambar 6.7

Poros bertingkat dengan :

$$\text{Diameter poros besar (D)} = 45 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter poros kecil (d)} = 40 \text{ mm}$$

Sehingga jari-jari filet poros

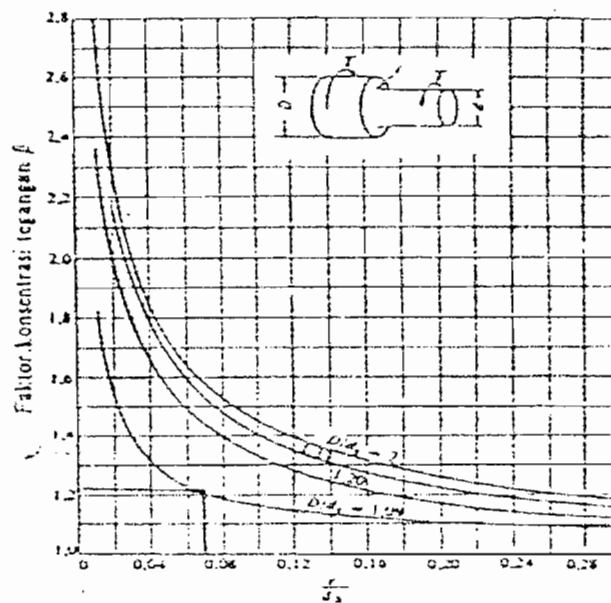
$$\begin{aligned} r &= \frac{D-d}{2} \\ &= \frac{45-40}{2} \\ &= 2,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{2,5}{40} \\ &= 0,0625 \end{aligned}$$

Perbandingan poros

$$\begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{45}{40} \\ &= 1,125 \end{aligned}$$



**Gambar 6.4 Faktor konsentrasi  $\beta$**

(sumber : sularso & suga, 1991, hal 11)

Dari gambar 6.4 didapatkan faktor konsentrasi tegangan  $\beta = 1,21$

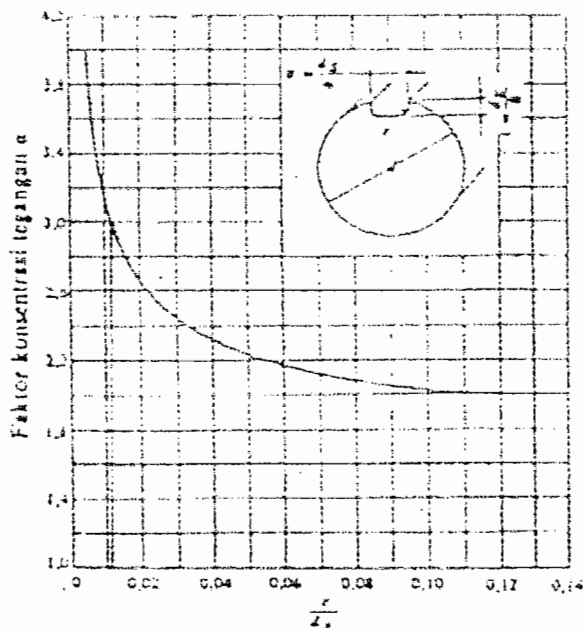
Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

Ukuran pasak yang dipakai =  $12 \times 8$

Jari-jari filet alur pasak = 0,4 mm

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{40}$$

$$= 0,01$$



**Gambar 6.5 faktor konsentrasi tegangan  $\alpha$  pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet**

(sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 9)

Dari gambar 6.5 dapat diperoleh harga konsentrasi tegangan  $\alpha = 3,0$

Persyaratan dalam perancangan poros yang harus dipenuhi adalah :

$$\alpha > \beta \quad (\text{Sularso \& Suga, 1991 hal 11})$$

Dari hasil perhitungan telah diketahui :

$$\alpha = 3,2 \text{ dan } \beta = 1,21$$

sehingga  $\alpha > \beta$

$$3,2 > 1,21$$

Maka perancangan poros memenuhi persyaratan.



### 6.5.2 Defleksi Puntiran ( $\theta$ )

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_3^4} \quad (6.7)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 18)

dengan :

T : torsi (kg.mm)

L : panjang poros (mm)

G : modulus geser (kg/mm<sup>2</sup>)

d<sub>3</sub> : diameter poros (mm)

Untuk baja harga modulus geser (G) = 8300 kg/mm<sup>2</sup>

Diambil panjang poros (L) = 450 mm

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{3617,013 \times 450}{8300 \times 40^4} \\ &= 0,08^\circ \end{aligned}$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,30 derajat untuk setiap meter panjang poros 1000 mm. Bila diambil untuk ( $\theta_{\max}$ ) = 0,25°, maka :

$$\begin{aligned} \theta_{\max} &= \frac{450}{1000} \times 0,25 \\ &= 0,112^\circ \end{aligned}$$

Persyaratan perancangan adalah :

$$\theta < \theta_{\max}$$

$$0,0423 < 0,0625$$

Maka dengan demikian poros memenuhi persyaratan.

### 6.5.3 Defleksi Lenturan Poros

Gaya resultan (R)

$$R = 17,2 \text{ kg}$$

Defleksi lenturan

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{R \times I_1^2 \times I_2^2}{d_3^4 \times L} \quad (6.8)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 18)

$$= 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{17,2 \times 225^2 \times 225^2}{40^4 \times 450}$$

$$= 0,0124$$

Karena celah antara impeler dan rumah merupakan masalah, maka batas defleksi lenturan poros ( $Y_{\max}$ ) tersebut tidak boleh lebih dari 0,03,-0,015 mm/m.

$$Y < Y_{\max}$$

Diambil harga  $Y_{\max} = 0,03 \text{ mm/m}$ , maka

$$Y_{\max} = \frac{450}{1000} \times 0,03$$

$$= 0,0135$$

Dari hasil perhitungan maka perancangan poros memenuhi syarat.

### 6.5.4 Putaran Kritis

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja poros berada dibawah atau diatas putaran kritis.

$$N_c = 52700 \times \frac{d_s^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \quad (6.9)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 19)

Dengan :

W : berat benda yang berputar (kg)

L : panjang poros (mm)

Bila terdapat beberapa benda yang berputar pada satu poros, maka dihitung lebih dulu putaran-putaran kritis  $N_{c1}$ ,  $N_{c2}$ ,  $N_{c3}$ ,... dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis secara keseluruhan dari sistem  $N_{co}$  adalah :

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2} + \dots \quad (6.10)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 19)

Berat benda yang berputar (W)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Berat impeler ( $W_1$ ) = 8,6 kg

$$\text{Berat poros } (W_p) = \frac{\pi}{4} \times d_s^2 \times L \times \gamma \quad (6.11)$$

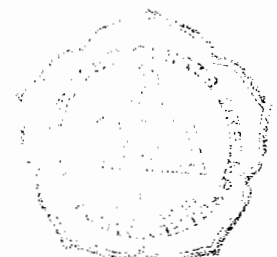
Dengan :

$d_s$  : diameter poros antara kedua bantalan (cm)

L : panjang poros (cm)

$\gamma$  : berat jenis bahan poros ( $\text{kg}/\text{cm}^3$ )

diambil harga  $\gamma = 7,833 \times 10^{-3} \text{ kg}/\text{cm}^3$



$$W_p = \frac{\pi}{4} \times 4^2 \times 45 \times 7,833 \cdot 10^{-3}$$

$$= 12,46 \text{ kg}$$

kecepatan kritis masing-masing benda :

$$N_{c1} = 52700 \times \frac{40^2}{200 \times 250} \sqrt{\frac{450}{8,6}}$$

$$= 121988,8 \text{ rpm}$$

$$N_{c2} = 52700 \times \frac{40^2}{250 \times 200} \sqrt{\frac{450}{8,6}}$$

$$= 121988,8 \text{ rpm}$$

$$N_{c3} = 52700 \times \frac{40}{225 \times 225} \sqrt{\frac{450}{6,23}}$$

$$= 14155,6 \text{ rpm}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{121988,8^2} + \frac{1}{121988,8^2} + \frac{1}{14155,6^2}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = 1,35 \times 10^{-10}$$

$$N_{co} = 86098,5 \text{ rpm}$$

Putaran operasi poros dibatasi sedikitnya 20% diatas harga putaran kritis dan 20% dibawah harga putaran kritis. (Austin, 1990 hal 292)

Batas bawah putaran kritis :

$$N_{cr1} = N_{co} - (0,2 \times N_{co})$$

$$= 86098,5 - (0,2 \times 86098,5)$$

$$= 68878,8 \text{ rpm}$$

Batas atas putaran kritis :

$$\begin{aligned} N_{cr1} &= N_{co} + (0,2 \times N_{co}) \\ &= 86098,5 + (0,2 \times 86098,5) \\ &= 103318,2 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sehingga putaran poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 68878,8 rpm sampai dengan 103318,2 rpm. Pada perancangan ini poros beroperasi pada kecepatan 1480 rpm, maka putaran poros aman.

## 6.6 Macam-Macam Pasak

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

## 6.7 Tata Cara Perencanaan Pasak

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

### 6.7.1 Gaya Tangensial

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

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{T}{D/2} & (6.12) \\
 &= \frac{6581,08}{45/2} \\
 &= 292,49 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

### 6.7.2 Gaya Geser

Dengan diameter poros 45 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan pada tabel ukuran pasak adalah  $14 \times 9$

$$\text{Kedalaman alur pasak dalam poros } t_1 = 5,5 \text{ mm}$$

$$\text{Kedalaman alur pasak dalam impeler } t_2 = 3,8 \text{ mm}$$

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

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b \times L_1} \quad (6.13)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 25)

Harga  $\tau_{ka}$  adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik  $\sigma_B$  dengan faktor keamanan  $S_{f1} \times S_{f2}$ . Harga  $S_{f1}$  umumnya diambil 6, dan  $S_{f2}$  dipilih 1-1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika dikenakan tumbukan ringan dan antara 2-5 jika dikenakan secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat.

Bahan pasak = S30C

Kekuatan tarik  $\sigma_B = 48 \text{ kg}/\text{mm}^2$

Diambil harga  $S_{f1} = 6$  dan  $S_{f2} = 2$

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

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \\ &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}\tag{6.14}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 6.14 maka dapat diperoleh panjang pasak yang diperlukan adalah :

$$\begin{aligned}L_1 &\geq \frac{F}{b \times \tau_{ka}} \\ L_1 &= \frac{292,49}{14 \times 4} \\ &= 5,22 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 6.7.3 Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan  $P_a$  ( $\text{kg/mm}^2$ ) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga  $P_a$  adalah sebesar  $8 \text{ kg/mm}^2$  untuk poros dengan diameter kecil dan  $10 \text{ kg/mm}^2$  untuk diameter yang besar, dan setengah dari harga-harga diatas untuk poros putaran tinggi. (Sularso & Suga, 1991 hal 27)

$$\begin{aligned}L_2 &\geq \frac{F}{P_a \times t_2} \\ L_2 &= \frac{292,49}{8 \times 3,8} \\ &= 9,6 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}\end{aligned}\tag{6.15}$$

Lebar pasak yang baik antara 25%-35% dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros antara 0,75 sampai 1,5 diameter poros. (Sularso & Suga, 1991 hal 27)

$$0,25 \leq \frac{b}{D} \leq 0,35 \quad (6.16)$$

$$0,75 \leq \frac{L}{D} \leq 1,5 \quad (6.17)$$

Telah diketahui lebar pasak yang digunakan adalah 14 mm, maka :

$$\frac{b}{D} = \frac{14}{45} = 0,31$$

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel maka panjang pasak adalah 45 mm, maka :

$$\frac{L}{D} = \frac{45}{45} = 1$$

Berdasar perhitungan diatas maka perancangan pasak memenuhi persyaratan yang diminta.



## **BAB VII**

### **PERHITUNGAN BANTALAN**

#### **7.1 Klasifikasi Bantalan**

Bantalan adalah jenis elemen yang menumpu poros berbeban. Sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung dengan halus, aman, dan awet. Bantalan harus cukup kokoh untuk mengamankan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros.

- Bantalan luncur

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

- Bantalan gelinding

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

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

- Bantalan radial

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

- Bantalan aksial

Arah beban pada bantalan ini adalah sejajar dengan sumbu poros.

- Bantalan gelinding khusus

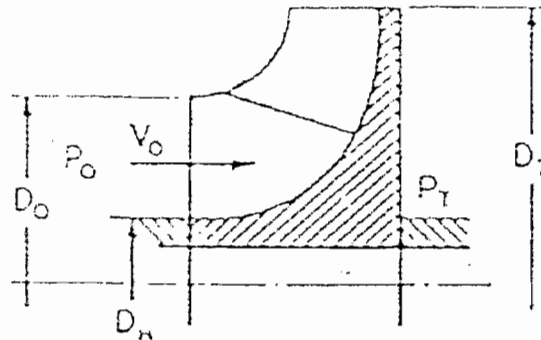
Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

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

Pada perancangan bantalan ini jenis yang digunakan adalah bantalan gelinding khusus, karena dapat menumpu beban radial dan aksial sekaligus. Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan yang sulit

## 7.2 Gaya Aksial

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan arah aksial yang disebabkan oleh gaya-gaya yang bekerja pada impeler. Gaya yang bekerja pada impeler diakibatkan yang pertama karena perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap pompa. Gaya ini bekerja pada luasan yang dibatasi cincin yang berdiameter  $D_o$  dan  $D_H$ .



**Gambar 7.1 Bagian leher impeler**

(sumber : Austin, hal 156)

Sedangkan yang kedua karena fluida yang keluar 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

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma \quad (7.1)$$

(Austin, 1990 hal 156)

dengan :

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

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

$U_2$  : kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (m/detik)

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

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

Telah diketahui bahwa

Kecepatan fluida sisi luar impeler ( $U_2$ ) = 37,94 m/detik

Kecepatan fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 8,14 m/detik

Berat jenis air yang dipompakan ( $\gamma$ ) = 1000  $\text{kg/m}^3$

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

Sehingga perbedaan sisi masuk dan keluar adalah

$$\begin{aligned} P_T - P_o &= \frac{3}{4} \times \frac{37,94^2 - 8,14^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 52491,7 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antara bidang lingkaran  $D_o$  dan  $D_{II}$  terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler kearah sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_a = (P_T - P_o) \times \frac{\pi}{4} \times (D_o^2 - D_{II}^2) \quad (7.2)$$

(Austin, 1990 hal 156)

dengan :

$D_o$  = diameter mata impeler (meter )

$D_{II}$  = diameter hub impeler (meter )

Telah diketahui bahwa

Diameter mata impeler ( $D_o$ ) = 0,105 m

Diameter hub impeler ( $D_{II}$ ) = 0,0585 m

Sehingga besarnya gaya aksial adalah :

$$\begin{aligned} F_a &= 52491,7 \times \frac{\pi}{4} \times (0,105^2 - 0,0585^2) \\ &= 313,43 \text{ kg} \end{aligned}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk  $V_o$ , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbedaan momentum dapat ditentukan dengan rumus :

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_o \quad (7.3)$$

(Austin , hal 155)

dengan:

$V_o$  : kecepatan fluida masuk impeler (m/s)

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

Kapasitas air yang dipompa  $Q = 0,012 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka bobot air yang dipompa adalah

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \quad (7.4) \\ &= 0,012 \times 1000 \\ &= 12 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk ke impeler  $V_o = 3,048 \text{ m/s}$ , sehingga besarnya gaya aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah:

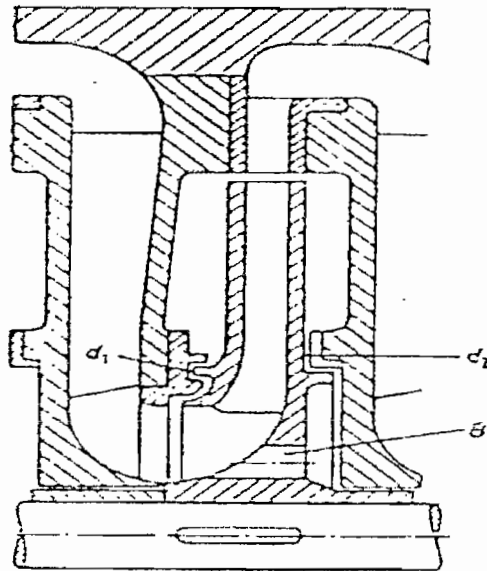
$$F_m = \frac{12}{9,81} \times 3,048 = 3,73 \text{ kg}$$

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

$$\begin{aligned} F_{a \text{ resultan}} &= F_a - F_m \quad (7.5) \\ &= 313,43 - 3,73 \\ &= 309,7 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

Prinsip elemen pengimbang yaitu membuat tekanan didepan dan dibelakang impeler sama. Salah satu cara mengkompensir gaya geser aksial dapat dilakukan dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredam dengan lubang pengimbang. Cara tersebut digunakan pada pompa satu tingkat dan pompa bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar. Pada  $D_2$  diberi cincin celah tambahan,  $D_2$  terletak pada ketinggian yang sama seperti letak  $D_1$ . Gaya aksial yang disebabkan oleh kecepatan fluida masuk akan dihilangkan sebab tekanannya dapat disamakan melalui lubang B.



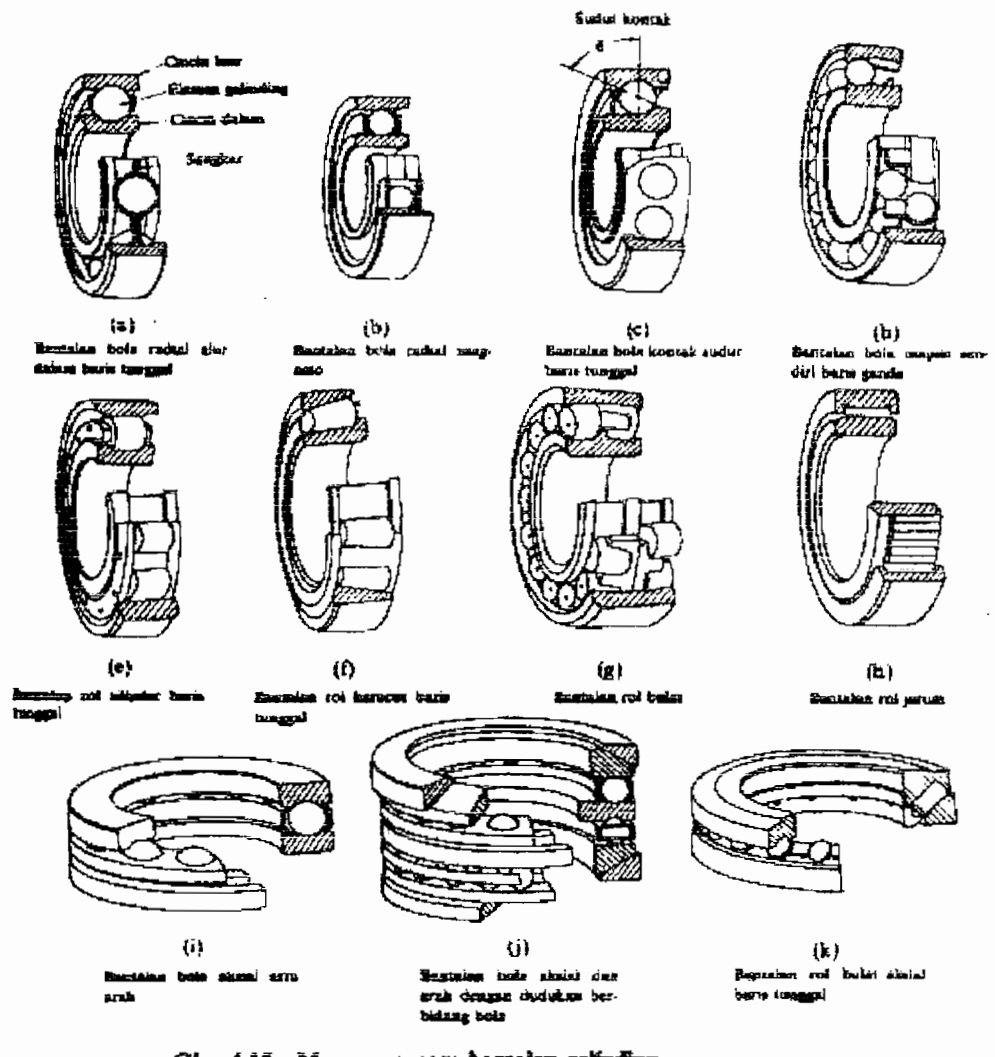
**Gambar 7.2** mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang

( Sumber : Dietzel, hal 278)

Dalam perancangan ini, mengkompensir gaya aksial dengan cara memberi lubang pada impeler, karena cara ini sederhana dan mudah untuk impeler pompa satu tingkat dan biayanya murah.

Pada bantalan A dibuat tetap dan kokoh pada tempatnya untuk menerima sisa gaya geser aksial yang terjadi dan untuk memegang poros agar tetap pada posisi yang benar-benar aksial.

Pada bantalan B dibuat dapat bergerak leluasa secara aksial, hal ini dibuat agar apabila terjadi pertambahan panjang poros akibat dari kenaikan temperatur.



Gambar 7.3 Macam-macam bantalan gelinding

(sumber : Sularso dan Suga, hal 129)

### 7.3 Umur Nominal Bantalan A

Dalam perhitungan sebelumnya besar gaya reaksi tumpuan yang menopang pada poros adalah;

$$\text{Gaya reaksi tumpuan } (F_r) = 8,6 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya aksial } (F_a) = 309,7 \text{ kg}$$

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan rumus:

$$P_r = X \times V \times F_r + Y \times F_a \quad (7.6)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 135)

dengan :

$F_r$  : gaya radial pada tumpuan (kg)

$F_a$  : gaya aksial (kg)

X : faktor beban radial

V : faktor konstruksi bantalan

Y : faktor beban aksial

Bantalan menumpu poros, cincin dalam yang berputar sehingga harga faktor  $V = 1$

Sedangkan faktor X, Y dapat diperoleh dalam tabel (*lampiran*).

$$X = 1 \quad Y = 0,78$$

Diameter poros lubang bantalan  $d = 45 \text{ mm}$

Dari tabel (*lampiran*), diambil bantalan bola sudut alur dalam:

$$\text{Nomor bantalan} = 7309 \text{ DBA}$$

$$\text{Kapasitas dinamis } C = 50307 \text{ kg}$$

$$\text{Kapasitas statis } C_0 = 3950 \text{ kg}$$



$$\text{Sudut singgung} = 30^\circ$$

Maka

$$\begin{aligned} Pr &= (1 \times 1 \times 8,6) + (0,78 \times 309,7) \\ &= 250,16 \text{ kg} \end{aligned}$$

Umur bantalan yang dipergunakan pada setiap mesin memiliki batasan umur pemakaian yang ditentukan, serta faktor beban yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut.

Bantalan pada pompa mempunyai batasan umur pemakaian antara 10000 sampai dengan 20000 jam. Untuk kerja normal, maka faktor beban  $f_w = 1,1 - 1,3$ . Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan  $f_w$ . (**Sularso & Suga, 1991 hal 137**)

Beban yang bekerja pada bantalan adalah:

$$\begin{aligned} P &= f_w \times Pr & (7.7) \\ &= 1,1 \times 250,16 \\ &= 275,18 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dapat dicari umur bantalan berdasar pembebanan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatannya.

Untuk bantalan bola :

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (7.8)$$

(**Sularso & Suga, 1991 hal 136**)

$$f_n = \left( \frac{33,3}{1480} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0,28$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan persamaan

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P} \quad (7.9)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 136)

dengan :

C : kapasitas dinamis bantalan (kg)

P : beban yang diterima bantalan (kg)

$f_n$  : faktor kecepatan

sehingga faktor umur bantalan adalah :

$$\begin{aligned} f_h &= 0,28 \times \frac{8050}{275,18} \\ &= 8,2 \end{aligned}$$

umur nominal bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan :

$$L_h = 500 \times f_h^3 \quad (7.10)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 136)

sehingga umur nominal bantalan adalah :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times 8,2^3 \\ &= 274769,69 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dengan bertambah panjang umur bantalan karena adanya perbaikan mutu bahan dan karena keandalan yang tinggi, maka umur keandalan bantalan yang direncanakan dapat diperoleh dengan mengalikan umur nominal  $L_h$  dengan faktor koreksi, yaitu :

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h \quad (7.11)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 136)

dengan :

$a_1$  : faktor keandalan bila keandalan dipakai 90% dipakai seperti biasanya, atau 0,21 bila keandalan 99%. Harga  $a_1$  dapat dilihat dalam tabel.

$a_2$  : faktor bahan = 1 untuk baja yang dicairkan terbuka, dan kurang lebih 3 untuk bantalan de – gas hampa.

$a_3$  : Faktor kerja = 1 untuk kondisi kerja normal.

$L_h$  : umur nominal bantalan (jam)

Harga faktor keandalan  $a_1$  dapat diperoleh dari tabel 7.1

Tabel 7.1 Faktor Keandalan

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

Maka keandalan umur bantalan :

$$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 274769,69$$

$$= 170357,21 \text{ jam}$$

#### 7.4 Umur Nominal Bantalan B

Bantalan B tidak menerima gaya aksial, sehingga dipilih bantalan baris tunggal cincin dalam yang berputar yaitu :

Nomor bantalan	= 6009
Diameter dalam	= 45 mm
Diameter luar	= 75 mm
Sudut singgung	= 30°
Kapasitas dinamis C	= 1640 kg
Kapasitas statis C <sub>0</sub>	= 1320 kg

Dari tabel (lampiran) didapat:

$$X = 1 \quad V = 1 \quad Y = 0$$

$$P_r = (1 \times 1 \times 8,6) + 0 \times 0$$

$$= 8,6 \text{ kg}$$

Beban yang bekerja pada bantalan :

$$P = 1,1 \times 8,6$$

$$= 9,46 \text{ kg}$$

Faktor umur bantalan :

$$f_h = 0,28 \times \frac{1640}{9,46}$$

$$= 48,54$$

Umur nominal bantalan bola :

$$\begin{aligned}L_h &= 500 \times 48,54^3 \\ &= 114375,3 \text{ jam}\end{aligned}$$

Faktor keandalan umur bantalan :

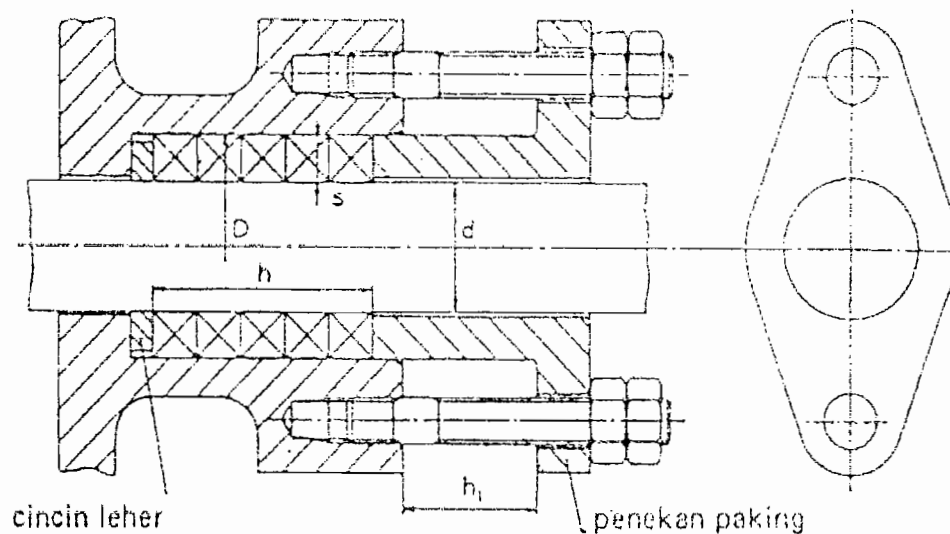
$$\begin{aligned}L_n &= 0,62 \times 1 \times 1 \times 114357,3 \\ &= 70912,7 \text{ jam}\end{aligned}$$

## BAB VIII

### ELEMEN PENDUKUNG

#### 8.1 Kotak Paking (stuffing box)

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



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

Paking yang berpenampang segiempat/bujur sangkar berbentuk seperti lilitan sekrup yang ditekan dengan penekan paking (gland). Tekanan yang terjadi pada paking merambat ke segala arah sehingga paking dipres pada poros.

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

Tebal paking (s)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d} \quad (8.1)$$

**(Stolk,1994 hal 523)**

dengan :

d : diameter poros (mm)

Untuk perancangan ini diameter selongsong poros  $d = 45$  mm, maka tebal paking adalah :

$$s = 1,4\sqrt{d} \quad (8.2)$$

$$= 1,4\sqrt{45}$$

$$= 9,3 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan rumus :

$$h = (4-8)s \quad (8.3)$$

**(Stolk,1994 hal 523)**

Dalam perancangan ini diambil panjang paking adalah :

$$h = 6.s \quad (8.4)$$

$$= 6 \times 10$$

$$= 60 \text{ mm}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$h_1 = 3.s \quad (8.5)$$

**(Stolk,1994 hal 523)**

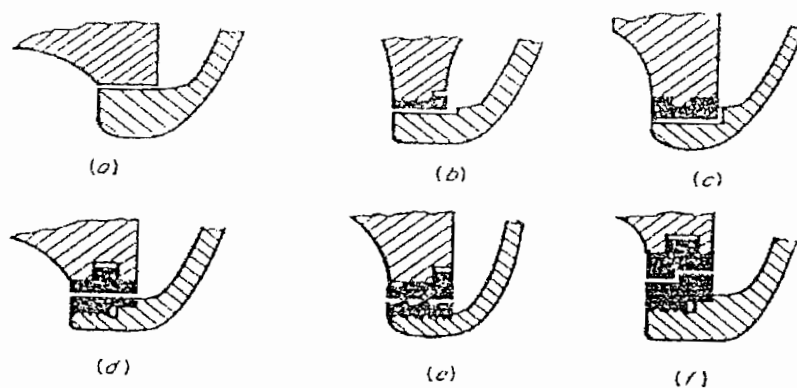
Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times 10 \\ &= 30 \text{ mm} \end{aligned}$$

## 8.2 Cincin Penahan Keausan

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

Pada gambar 8.2 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, gambar 8.2a. Perapat merupakan sambungan merata. Sama halnya sambungan b mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada c cincin terpasang pada alur yang ada pada rumah pompa, impeler juga dapat mempunyai cincin yang serupa. Pada d, e dan f cincin-cincin itu dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan ini dipilih jenis cincin penahan keausan c



**Gambar 8.2** Contoh susunan cincin penahan keausan

(Sumber: Hicks, 1996, hal 21)



### 8.3 Pemancingan (Priming)

Sebelum pompa beroperasi, mata impeler harus dibenamkan dan pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin penahan keausan akan tergesek yang akan mengakibatkan macet. Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran hisap atau kedalam pompa maka pompa akan kehilangan daya pemancingan, dengan kata lain pemompaan akan terhenti. (Austin, 1990 hal 158)

Ada tiga sistem pemancingan pompa, yaitu:

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

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancingan a.

### 8.4. Baut Dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon  $c = 0,2 - 0,3 \%$  difinis biasa sehingga tegangan tarik ijin adalah  $\sigma_u = 4,8 \text{ kg/mm}^2$  (Sularso & Suga, 1991 hal 297)

Dipakai ulir kasar metris ( JIS B 0205 ) M 12 berdasarkan tabel (*lampiran*) maka:

$$\text{Jarak bagi (P)} = 1,75 \text{ mm}$$

Tinggi kaitan ( $H_1$ ) = 0,947 mm

Diameter luar ( $d$ ) = 12 mm

Diameter inti ( $d_1$ ) = 10,106 mm

Diameter efektif ( $d_2$ ) = 10,863 mm

Tegangan tarik yang diijinkan:

$$\sigma_a \geq \frac{W}{(\pi/4) \times (0,8 \times d)^2} \quad (8.6)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 297)

Pembebanan aksial murni maksimum pada baut:

$$W \leq \sigma_a \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \times d)^2 \quad (8.7)$$

Dengan:

$W$  : gaya aksial murni maksimum (kg)

$\sigma_a$  : tegangan tarik ijin ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$d$  : diameter luar (mm)

$$W \leq 4,8 \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \times 12)^2$$

$$W = 347,26 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin  $q_a$ , bahan baja liat dan digunakan untuk pengikat maka,

harga  $q_a$  dalam tabel (*lampiran*) adalah = 3  $\text{kg}/\text{mm}^2$ .

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \quad (8.8)$$

(Sularso & Suga, 1991 hal 297)

dengan:

$H_1$  : tinggi kaitan (mm)

$D_2$  : diameter efektif (mm)

$z$  : jumlah lilitan ulir

$$z \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times q_u} \quad (8.9)$$

$$z \geq \frac{347,26}{\pi \times 10,863 \times 0,947 \times 3}$$

$$z \geq 3,6 \approx 4 \text{ lilitan}$$

Sehingga tinggi mur H adalah:

$$H = z \times P \quad (8.10)$$

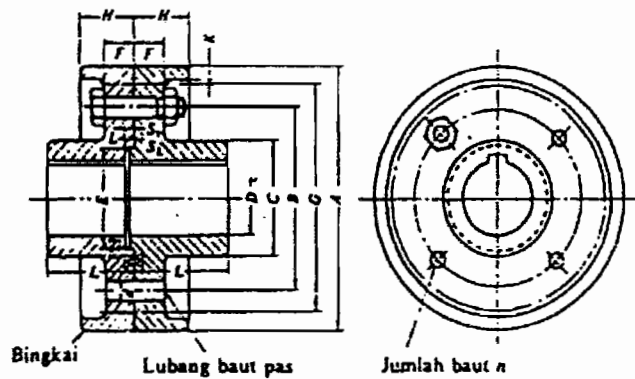
(Sularso & Suga, 1991 hal 297)

$$H = 4 \times 1,75$$

$$H = 7 \text{ mm}$$

### 8.5. Kopling

Jenis kopling yang digunakan pada perancangan ini adalah kopling flens kaku yang terdiri dari naf dengan flens terbuat dari besi cor atau baja cor dan dipasang pada ujung poros dan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya.



(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
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

Gambar 8.3 Kopling flens

(Sumber: Sularso dan Suga, hal 31)

Pada perhitungan sebelumnya telah diperoleh:

$$\text{Daya pompa (P)} = 11 \text{ KW}$$

$$\text{Putaran poros (n)} = 1480 \text{ rpm}$$

$$\text{Torsi poros (T)} = 7239,18 \text{ kg.mm}$$

$$\text{Diameter poros (D}_s\text{)} = 45 \text{ mm}$$

Dimensi kopling:

$$\text{Diameter luar kopling} = 160 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter naf (C)} = 80 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter pusat baut (B)} = 112 \text{ mm}$$



Diameter baut (a)	= 14 mm
Jumlah baut (n)	= 4 buah
Tebal flens (F)	= 20
Nilai efektif baut ( $\epsilon$ )	= 0,5

Tegangan geser baut,  $\tau_B$ :

$$\tau_B = \frac{8 \times T}{\pi \times a^2 \times n_e \times B} \quad (8.11)$$

$$n_e = n \times \epsilon$$

$$= 4 \times 0,5$$

$$= 2$$

$$= \frac{8 \times 7239,18}{\pi \times 14^2 \times 2 \times 112}$$

$$= 0,42$$

Bahan baut = SS41B

Kekuatan tarik ( $\sigma_{Bb}$ ) = 41 kg/mm<sup>2</sup>

Faktor keamanan (Sfb) = 6,0

Faktor koreksi (Kb) = 3

Tegangan geser ijin untuk baut,  $\tau_{Ba}$ :

$$\tau_{Ba} = \frac{\sigma_{Bb}}{Sfb \times Kb} \quad (8.12)$$

$$= \frac{41}{6,0 \times 3}$$

$$= 2,27 \text{ kg/mm}^2$$

Agar perancangan kopling aman:

$$\tau_B \leq \tau_{ba}$$

$$0,42 \leq 2,27 \text{ (aman)}$$

Bahan flens = FC 30

Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 30 kg/mm<sup>2</sup>

Faktor keamanan ( $Sf_F$ ) = 6,0

Faktor koreksi ( $K_F$ ) = 2

Tegangan geser ijin untuk flens,  $\tau_{Fa}$ :

$$\begin{aligned} \tau_{Fa} &= \frac{\sigma_b}{Sf_F \times K_F} & (8.13) \\ &= \frac{30}{6 \times 2} = 2,5 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser flens,  $\tau_F$ :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} & (8.14) \\ &= \frac{2 \times 6581,08}{\pi \times 80^2 \times 20} \\ &= 0,0327 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tinjauan keamanan poros:

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

$$2 \times 0,0327 < 2,5$$

$$0,0654 < 2,5 \text{ (memenuhi syarat)}$$

## **BAB IX**

### **KARAKTERISTIK POMPA**

#### **9.1. Pendahuluan**

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

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

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

##### **9.2.1. Head Euler's ( $H_g$ )**

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dan belum memperhitungkan kerugian-kerugian yang terjadi. Head ini dapat terjadi apabila aliran fluida benar-benar melalui saluran yang tepat sesuai dengan sudut sudu jalan yang ditentukan, dan diasumsikan bahwa fluida dipaksa melalui sudu-sudu yang banyak tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu dengan yang lainnya sangat sempit. (Dietzel, 1996 hal 265)

Besarnya head euler's dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$H_e = \frac{U_2}{g} \times \left[ U_2 - \frac{Q_1 \times \text{Cot} \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right] \quad (9.1)$$

(Dietzel, 1996 hal 265)

dengan:

$U_2$  : kecepatan keliling fluida pada sisi kelur impeler (m/detik)

$D_2$  : diameter sisi keluar impeler (m)

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

$Q_1$  : kapasitas pompa teoritis ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan bahwa:

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 37,94 m/detik

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 0,415 m

Lebar sisi keluar impeler ( $b_2$ ) = 0,006 m

Kapasitas pompa teoritis ( $Q_1$ ) = 1,1Q  $\text{m}^3/\text{detik}$

Sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) =  $30^\circ$

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

Sehingga besarnya Head Euler's adalah :

$$H_e = \frac{37,94}{9,81} \times \left[ 37,94 - \frac{1,1 \times \text{Cot} 30}{0,415 \times \pi \times 0,006} \right]$$

$$= 146,7 - 940,48Q$$

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

$$H_e = 146,7 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,012 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_e = 135,4 \text{ m}$$



### 9.2.2 Head Teoritis

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

Head teoritis ini dinyatakan dengan menggunakan rumus :

$$H_t = \eta_\infty \times H_t \quad (9.2)$$

(Austin, 1990 hal 33)

Dengan :

$\eta_\infty$  : koefisien sirkulasi aliran

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

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran  $\eta_\infty = 0,6$

Sehingga besarnya head teoritis adalah :

$$H_t = 0,6 \times (146,7-940,48Q)$$

$$H_t = 88,02 - 564,48Q$$

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

$$H_t = 88,02 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasita  $Q = 0,012 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_t = 81,25 \text{ m}$$

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

Head aktual merupakan head yang dihasilkan oleh pompa. Head ini dapat ditentukan dengan mengurangi head teoritis dengan kerugian h.drolis. Kerugian

hidrolis meliputi kerugian kejut (shock losses), kerugian turbulensi, kerugian gesekan.

$$H_{akt} = H_t - h_h \quad (9.3)$$

(Khetagurov, hal 266)

Dengan :

$H_t$  : head teoritis (m)

$h_h$  : kerugian hidrolis (m)

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah :

$$h_h = H_t - H_{akt} \quad (9.4)$$

$$h_h = 81,25 - 65$$

$$= 16,25 \text{ m}$$

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

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

dengan :

$h_s$  : kerugian kejut dan turbulensi (m)

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

Pada saat pompa bekerja dalam kondisi terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik-titik efisiensi maksimum, maka kerugian kejut, turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis.

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

$$= 0,5 \times 16,25$$

$$= 8,125 \text{ m}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$H_{FD} = K \times Q^2 \quad (9.5)$$

(Stepanoff, 1948 hal 164)

dengan :

K : koefisien gesekan

Q : kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,012 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu :

$$\begin{aligned} K &= \frac{8,125}{0,012^2} \\ &= 56423,6 \end{aligned}$$

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

$$h_{FD} = 56423,6 \times Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus :

$$h_s = \frac{k_{sh}}{2g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times \eta_{\infty} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad (9.6)$$

(Khetagurov, hal 267)

dengan :

$k_{sh}$  : koefisien kerugian kejut/turbulensi

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

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

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

$d_2$  : diameter sisi keluar impeler (m)

$d_3$  : diameter dasar rumah volut (m)

$Q_n$  : kapasitas normal pompa ( $m^3$ /detik)

$Q$  : kapasitas pompa ( $m^3$ /detik)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 8,14 m/detik

kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 37,94 m/detik

diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 0,415 m

diameter dasar rumah volut ( $d_3$ ) = 0,436 m

koefisien sirkulasi aliran ( $\eta_\infty$ ) = 0,6

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  $Q = 0,012 m^3$ /detik, dari persamaan (9.6) dapat ditentukan kapasitas normal, yaitu :

$$8,125 = \frac{0,7}{29,81} \left[ 8,14^2 + \left( 37,94 \times 0,6 \times \frac{0,415}{0,436} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,012}{Q_n} \right]^2$$

$$8,125 = 19,11 \times \left[ 1 - \frac{0,012}{Q_n} \right]^2$$

$$Q_n = \frac{0,012}{1 - 0,652}$$

$$= 0,0345 m^3/\text{detik}$$

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

$$h_s = 19,11 \times \left( 1 - \frac{Q}{0,0345} \right)^2$$

$$h_s = 19,11 - 1107,8Q + 16058,8Q^2$$

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

$$h_s = 19,11 \text{ m}$$

pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,012 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$h_s = 3,5 \text{ m}$$

harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan

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

$$h_h = 19,11 - 1107,8Q + 16058,8Q^2 + 56423,6Q^2$$

$$h_h = 19,11 - 1107,8Q + 72482,4Q^2$$

Dari persamaan :

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

$$= (88,02 - 564,48Q) - (19,11 - 1107,8Q + 72482,4Q^2)$$

$$= 68,91 + 543,32 Q - 72482,4Q^2$$

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

$$H_{akt} = 68,91 \text{ m}$$

pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,012 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$H_{akt} = 64,99 \text{ m} \approx 65 \text{ m}$$

Head aktual hasil perhitungan diatas sesuai dengan head yang ditentukan dalam persoalan.

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu

$$H_e = 146,7 - 940,48Q$$

$$H_t = 88,02 - 564,48Q$$

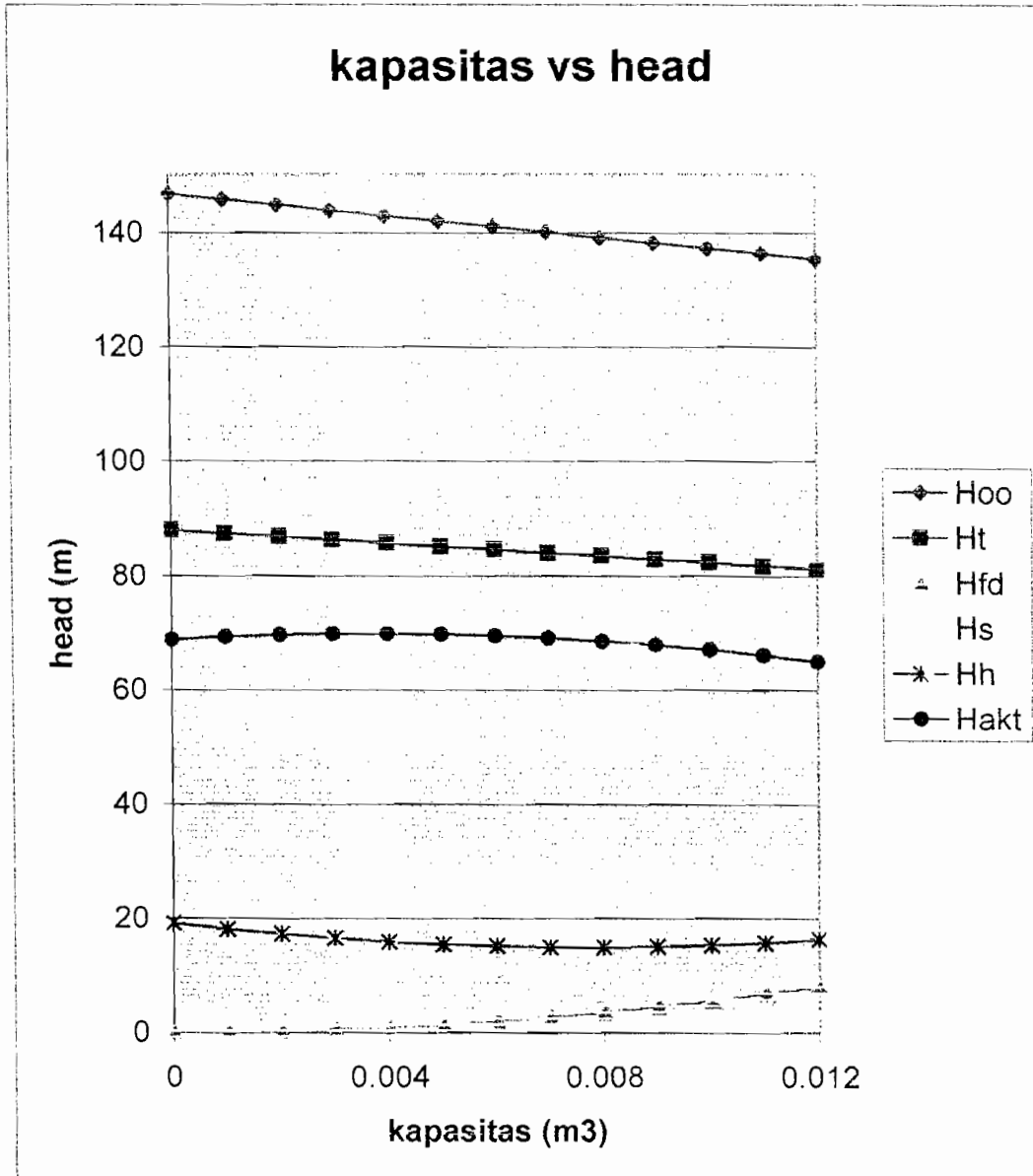
$$H_{akt} = 68,91 + 543,32 Q - 72482,4Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas sembarang seperti dalam tabel 9.1

Tabel 9.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q	H <sub>e</sub>	H <sub>t</sub>	H <sub>fd</sub>	H <sub>s</sub>	H <sub>h</sub>	H <sub>akt</sub>
0	146.7	88.02	0	19.11	19.11	68.91
0.001	145.759	87.4555	0.05642	17.9861	18.0747	69.3808
0.002	144.817	86.891	0.22569	16.8302	17.1843	69.7067
0.003	143.876	86.3266	0.50781	15.6421	16.4389	69.8876
0.004	142.935	85.7621	0.90278	14.4219	15.8385	69.9236
0.005	141.994	85.1976	1.41059	13.1695	15.3831	69.8145
0.006	141.052	84.6331	2.03125	11.8851	15.0726	69.5606
0.007	140.111	84.0686	2.76476	10.5685	14.907	69.1616
0.008	139.17	83.5042	3.61111	9.21984	14.8865	68.6177
0.009	138.228	82.9397	4.57031	7.83904	15.0109	67.9288
0.01	137.287	82.3752	5.64236	6.42512	15.2802	67.095
0.011	136.346	81.8107	6.82726	4.98109	15.6946	66.1161
0.012	135.404	81.2462	8.125	3.50393	16.2539	64.9924

Dari tabel diatas dapat digambar grafik 9.1 seperti sebagai berikut :



Grafik 9.1 Grafik hubungan antara kapasitas dengan head rugi-rugi

### 9.3 Karakteristik Pompa Hubungan Antara Kapasitas Dengan Daya, Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakra, kerugian hidrolis, kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dalam sebuah persamaan berikut :

$$b, hp = f, hp + hp_I + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M \quad (9.7)$$

(Austin, 1990 hal 35)

dengan :

$b, hp$  : daya kuda rem

$f, hp$  : daya kuda fluida

$hp_I$  : daya kuda untuk mengatasi kebocoran

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

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

$hp_M$  : daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

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

Daya kuda fluida dalam satuan British (lbf/detik) untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$f, hp = \frac{\omega \times H}{550} \quad (9.8)$$

(Austin, 1990 hal 34)



$$\omega = Q \times \gamma \quad (9.9)$$

dengan :

H : head pompa (ft)

Q : kapasitas pompa dalam lb/detik

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

Daya kuda dalam satuan metrik (kgm/detik) adalah :

$$f, \text{ hp} = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \quad (9.10)$$

dengan :

H : head pompa (m)

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

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

Berat jenis ( $\gamma$ ) = 1000 kg/m<sup>3</sup>

Head (H) = 65 m

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$f, \text{ hp} = \frac{Q \times 65 \times 1000}{75}$$

$$f, \text{ hp} = 866,67Q$$

### 9.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran ( $h_{pl}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan :

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_i \times 1000}{75} \quad (9.11)$$

(Austin, 1990 hal 35)

dengan :

$Q_L$  : kapasitas kebocoran pompa ( $m^3/detik$ )

$H_i$  : head teoritis (m)

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

Head teoritis ( $H_i$ )

$$H_i = 88,02 - 564,48Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$\begin{aligned} hp_L &= \frac{0,1Q \times (88,02 - 564,48Q) \times 1000}{75} \\ &= 117,36Q - 752,64Q^2 \end{aligned}$$

### 9.3.3 Daya kuda Untuk Mengatasi Geaekan Cakra ( $hp_{DF}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakra. Untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstans. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan persamaan :

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \quad (9.12)$$

(Austin, 1990 hal 126)

dengan :

$d_2$  : diameter sisi keluar impeler (in)

$n$  : putaran poros pompa (rpm)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan

$$\text{Diameter sisi keluar impeler } (d_2) = 16,34 \text{ in}$$

$$\text{Putaran poros } (n) = 1480 \text{ rpm}$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah

$$\begin{aligned} hp_{DF} &= \frac{\left(\frac{16,34}{12}\right)^{4,83} \times 1480^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \\ &= 4,75 \text{ hp} \end{aligned}$$

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

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dinyatakan dengan rumus

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \quad (9.13)$$

(Stepanovv, 1948 hal 196)

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah ditentukan sebelumnya yaitu :

$$h_h = 19,11 - 1107,8Q + 72482,4Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,1Q) \times 1000 \times (19,11 - 1107,8Q + 72482,4Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 28,028Q - 16247,73Q^2 + 1063075,21Q^3$$

### 9.3.5 Daya Kuda untuk Mengatasi Kerugian Mekanis ( $hp_M$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan antara 2% sampai dengan 4% dari daya kuda rem. (Austin, 1990 hal 32)

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 4 % dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,04 \times b.hp$$

### 9.3.6 Daya Kuda Rem ( $b.hp$ )

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam persamaan (9.7) maka :

$$b.hp = 866,67Q + (117,36-752,64Q^2) + 4,75 + (28,028Q-16247,73Q^2 + 1063075,2Q^3) + 0,04 b.hp$$

$$0,96 b.hp = 1012,1Q - 17000,37Q^2 + 1063075,2Q^3 + 4,75$$

$$b.hp = 1054,2Q - 17708,7Q^2 + 1107370Q^3 + 4,75$$

### 9.3.7 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang. Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \quad (9.14)$$

(Austin, 1990 hal 36)

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut :

$$f, hp = 866,67Q$$

$$h_{pL} = 117,364Q - 752,64Q^2$$

$$h_{pDf} = 4,75$$

$$h_{pHY} = 28,028Q - 16247,73Q^2 + 1063075,2Q^3$$

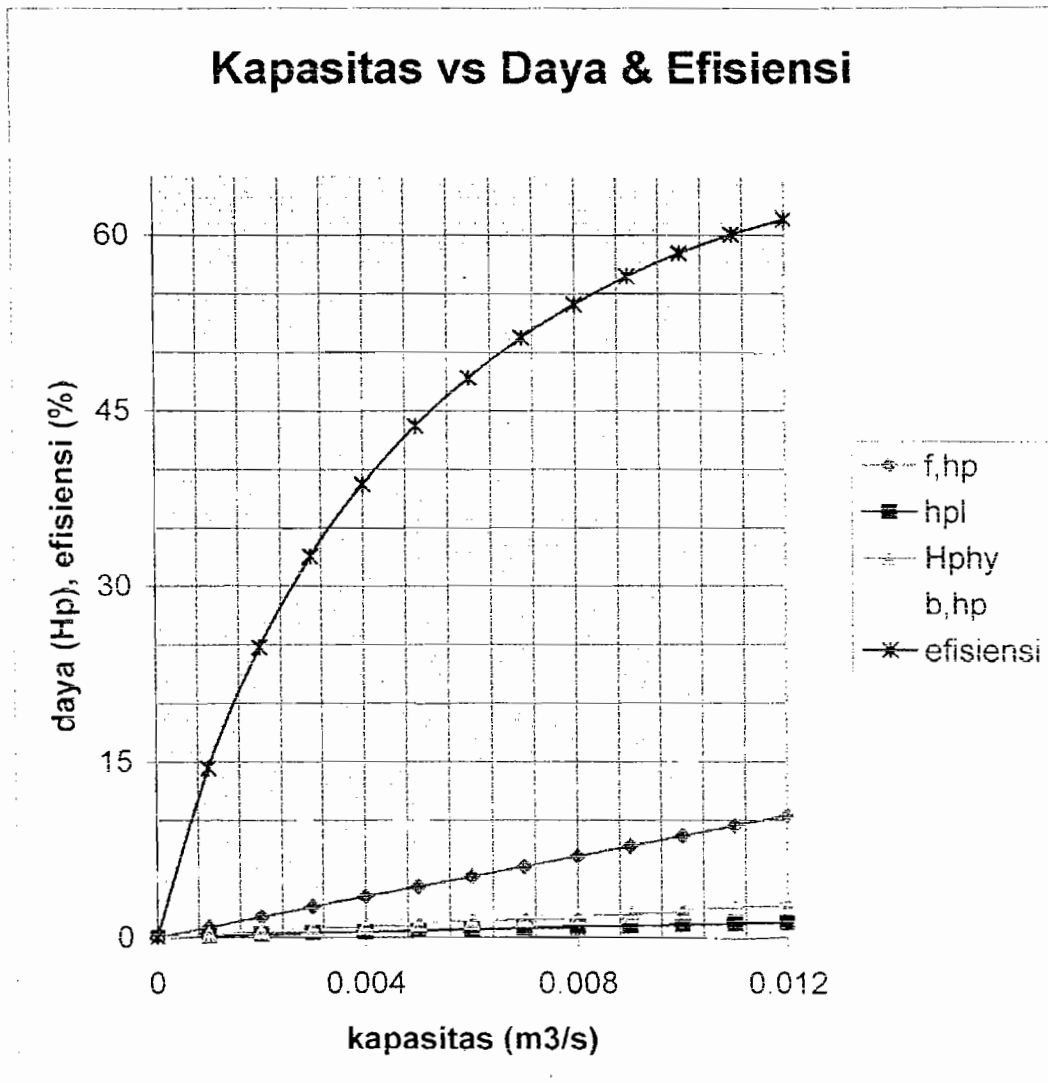
$$b, hp = 1054,2Q - 17708,7Q^2 + 1107370Q^3 + 4,75$$

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

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 9.2 dan dari tabel 9.2 dapat digambarkan karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya.

Tabel 9.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q	f, hp	hpl	Hphy	b, hp	efisiensi
0	0	0	0	4.95	0
0.001	0.86667	0.11661	0.2651	5.9876	14.4744
0.002	1.73334	0.23172	0.50407	6.99642	24.7747
0.003	2.60001	0.34532	0.72331	7.98312	32.5688
0.004	3.46668	0.45741	0.92919	8.95433	38.7151
0.005	4.33335	0.568	1.12809	9.9167	43.6975
0.006	5.20002	0.67709	1.32639	10.8769	47.808
0.007	6.06669	0.78467	1.53046	11.8415	51.2324
0.008	6.93336	0.89074	1.74668	12.8172	54.0941
0.009	7.80003	0.99531	1.98144	13.8107	56.4783
0.01	8.6667	1.09838	2.2411	14.8285	58.4462
0.011	9.53337	1.19993	2.53206	15.8774	60.0438
0.012	10.4	1.29999	2.86068	16.9639	61.307



Grafik 9.2 hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

## BAB X

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

Dari hasil perancangan pompa dapat disimpulkan sebagai berikut :

#### 1. Spesifikasi pompa

Jenis : pompa sentrifugal

Fluida kerja : air bersih

Kapasitas : 40 m<sup>3</sup>/jam

Putaran : 1480 rpm

Daya : 11 kW

Efisiensi : 60 %

#### 2. Impeler

Jenis : Backward Curve Vanes

Bahan : BC (perunggu)

Diameter sisi masuk impeler : 105 mm

Diameter sisi keluar impeler : 415 mm

Jumlah sudu : 5 buah

#### 3. Rumah pompa

Jenis : rumah keong (volute casing)

Bahan : besi cor (FC)

#### 4. Poros

Bahan : S 35 C

Panjang : 450 mm

## 5. Pasak

Ukuran	: 14 x 9
Panjang	: 45 mm
Bahan	: S 30 C
Kedalaman alur pasak pada pasak	: 5,5 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 3,8 mm

## 6. Bantalan

## Bantalan A

Type	: bantalan gelinding khusus
Nomor	: 7309 DBA
Umur pemakaian	: 170357,21 jam
Diameter dalam bantalan	: 45 mm
Diameter luar bantalan	: 100 mm
Jumlah	: 1 buah

## Bantalan B

Type	: bantalan baris tunggal
Nomor	: 6009
Umur pemakaian	: 70912,7 jam
Diameter dalam bantalan	: 45 mm
Diameter luar bantalan	: 75 mm
Jumlah	: 1 buah



## 7. Baut dan mur rumah pompa

## Baut

Jenis : baut tanam ulir kasar

Bahan : baja liat (C : 0,2-0,3 %)

Ulir : M12

## Mur

Jenis : pengikat ulir kasar

Bahan : baja liat (C : 0,2-0,3 %)

Tinggi mur : 7 mm

## 8. Kopling

Type : kopling flens kaku

Diameter luar : 160 mm

Diameter lubang untuk poros : 45 mm

Jumlah baut : 4 buah

**DAFTAR PUSTAKA**

Austin H, Church., *Pompa Dan Blower Sentrifugal*, alih bahasa Zulkifli Harahap, cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1990

Dietzel, F., *Turbin Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1996

Hicks, T. G., *Teknologi Pemakaian Pompa*, alih bahasa Zulkifli Harahap, cetakan pertama, Erlangga, Jakarta, 1996

Karassik, I. J., *Pump Handbook*, Mc Graw Hill Book Company Inc., New York, 1976

Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Machinery And System*, Peace Publisher, Moscow

Stepanoff, A. J., *Flow Pump Design And Application*, second edition, John Wiley & Sons, 1948

Sularso, dan Tahara, H., *Pompa Dan Kompresor*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1996

Sularso dan Suga, K., *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, cetakan ketujuh, Pradnya Paramita, Jakarta, 1991

# *LAMPIRAN*

### Lampiran 1

Baja karbon konstruksi mesin dan batang baja yang difinis dingin

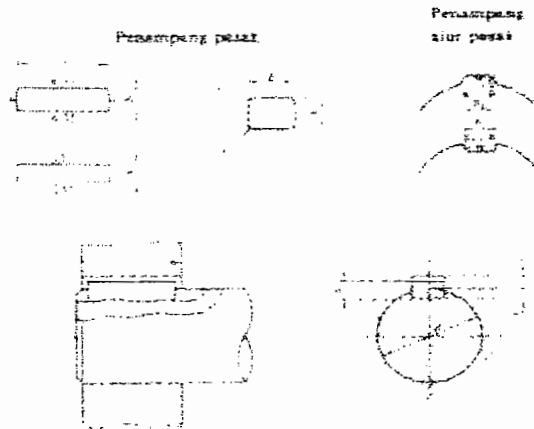
(Sularso, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

## Lampiran 2

### Ukuran Pasak

(Sularso, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 10)

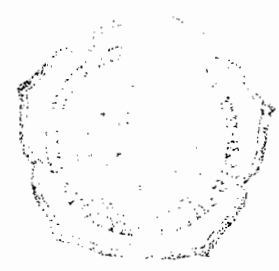


Ukuran ukurannya standar

(Satuan mm)

Kelas nominal pasak	Kelas nominal poros dan A	Ukuran standar H		Ukuran standar	Ukuran standar			Keterangan
		Pasak presisi Pasak h6/h7	Pasak kasar		Pasak presisi	Pasak normal	Pasak kasar	
1/2	2			0.25	0.007	0.015	0.030	Kelas ke-1
3/4	3			0.375	0.008	0.016	0.032	
1	4			0.500	0.009	0.018	0.036	
1 1/4	5			0.625	0.010	0.020	0.040	
1 1/2	6			0.750	0.011	0.022	0.044	
2	7			1.000	0.012	0.024	0.048	
2 1/2	8			1.250	0.013	0.026	0.052	
3	9			1.500	0.014	0.028	0.056	
3 1/2	10			1.750	0.015	0.030	0.060	
4	11			2.000	0.016	0.032	0.064	
4 1/2	12			2.250	0.017	0.034	0.068	
5	13			2.500	0.018	0.036	0.072	
5 1/2	14			2.750	0.019	0.038	0.076	
6	15			3.000	0.020	0.040	0.080	
6 1/2	16			3.250	0.021	0.042	0.084	
7	17			3.500	0.022	0.044	0.088	
7 1/2	18			3.750	0.023	0.046	0.092	
8	19			4.000	0.024	0.048	0.096	
8 1/2	20			4.250	0.025	0.050	0.100	
9	21			4.500	0.026	0.052	0.104	
9 1/2	22			4.750	0.027	0.054	0.108	

Nilai-nilainya diambil dari angka-angka berikut: 0.001, 0.002, 0.003, 0.004, 0.005, 0.006, 0.007, 0.008, 0.009, 0.010, 0.012, 0.015, 0.020, 0.025, 0.030, 0.035, 0.040, 0.045, 0.050, 0.055, 0.060, 0.065, 0.070, 0.075, 0.080, 0.085, 0.090, 0.095, 0.100, 0.110, 0.120, 0.130, 0.140, 0.150, 0.160, 0.170, 0.180, 0.190, 0.200, 0.220, 0.240, 0.260, 0.280, 0.300, 0.320, 0.340, 0.360, 0.380, 0.400, 0.420, 0.440, 0.460, 0.480, 0.500, 0.550, 0.600, 0.650, 0.700, 0.750, 0.800, 0.850, 0.900, 0.950, 1.000, 1.060, 1.120, 1.180, 1.250, 1.320, 1.400, 1.480, 1.560, 1.640, 1.720, 1.800, 1.880, 1.960, 2.040, 2.120, 2.200, 2.280, 2.360, 2.440, 2.520, 2.600, 2.680, 2.760, 2.840, 2.920, 3.000, 3.150, 3.300, 3.450, 3.600, 3.750, 3.900, 4.050, 4.200, 4.350, 4.500, 4.650, 4.800, 4.950, 5.100, 5.250, 5.400, 5.550, 5.700, 5.850, 6.000, 6.300, 6.600, 6.900, 7.200, 7.500, 7.800, 8.100, 8.400, 8.700, 9.000, 9.300, 9.600, 9.900, 10.000.



### Lampiran 3

Baja karbon konstruksi mesin dan batang baja yang difinis dingin

(Sularso, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	-	52	
	S40C	-	55	
	S45C	-	58	
	S50C	-	62	
	S55C	-	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin,
	S45C-D	-	60	digerinda, di-
	S55C-D	-	72	bubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut

### Lampiran 4

#### Faktor $V$ , $X$ , $Y$ dan $X_0$ , $Y_0$ bantalan

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 135)

Tabel 4.9 Faktor-faktor  $V$ ,  $X$ ,  $Y$ , dan  $X_0$ ,  $Y_0$ .

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Basis tunggal		Basis ganda				Basis tunggal		Basis ganda		
			$F_1, 1F, \geq c$		$F_2, 1F, \geq c$		$F_3, 1F, \geq c$		$V_0$	$Y_0$	$V_0$	$Y_0$	
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$					
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1,2		2,30			2,30	0,19					
	$= 0,028$			1,99			1,99	0,22					
	$0,056$			1,71			1,71	0,26					
	$= 0,084$			1,55			1,55	0,28					
	$= 0,11$			0,56	1,45	1,0	0,56	1,45	0,30	0,6	0,5	0,6	0,5
	$= 0,17$				1,31			1,31	0,34				
	$= 0,28$				1,15			1,15	0,38				
$= 0,42$			1,04			1,04	0,42						
$= 0,56$			1,01			1,01	0,44						
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1,2	0,43	1,03	1,09	0,70	1,63	0,57	0,42		0,84		
	$= 25^\circ$		0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68	0,38		0,76		
	$= 30^\circ$		0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80	0,3	0,33	1	0,66	
	$= 35^\circ$		0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95	0,29			0,58	
	$= 40^\circ$		0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	0,26			0,52	

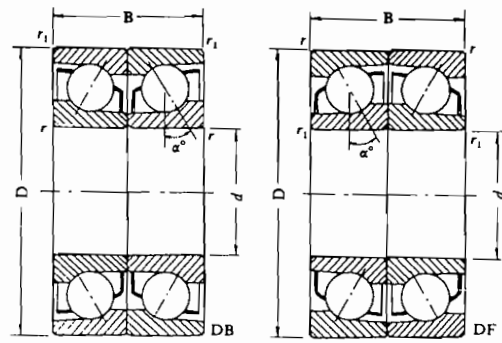
Untuk bantalan basis tunggal, bias  $F_1, 1F, \geq c$ ,  $A = 1$ ,  $Y = 0$

### Lampiran 5

#### Kapasitas nominal bantalan

Tabel 4.16 Bantalan bola sudut dalam keadaan terpasang.

$\alpha^\circ$	15°					30°	40°	
$C_0/F_a$	5	10	15	20	25	—	—	
$F_a/VF_r \leq e$	X	1					1	1
	Y	1,23	1,36	1,43	1,48	1,52	0,78	0,55
$F_a/VF_r > e$	X	0,72					0,63	0,57
	Y	1,79	1,97	2,08	2,14	2,21	1,24	0,93
$e$	0,51	0,47	0,44	0,42	0,41	0,80	1,14	



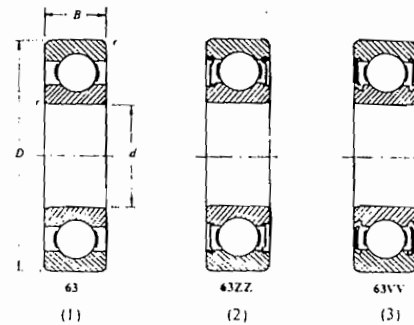
Kontak permukaan belakang      Kontak permukaan depan

Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				
		$d$	$D$	$B$	$r$	$r_1$
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5	0,8
7304 A DB	04 B DB	20	52	30	2	1
7305 A DB	05 B DB	25	62	34	2	1
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2	1
7307 A DB	07 B DB	35	80	42	2,5	1,2
7308 A DB	08 B DB	40	90	46	2,5	1,2
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5	1,2
7310 A DB	10 B DB	50	110	54	3	1,5
7311 A DB	11 B DB	55	120	58	3	1,5

Nomor nominal A menyatakan  $\alpha = 30^\circ$ , B menyatakan  $\alpha = 40^\circ$  dan C (ditiadakan dari tabel) menyatakan  $\alpha = 15^\circ$

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

$C_0/F_a$		5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq e$	X	1				
	Y	0				
$F_a/VF_r > e$	X	0,56				
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85
$e$		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24



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



## Lampiran 6

## Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205)

(Sumber : Sularso &amp; Suga, hal 290)

Ulir			Jarak bagi $P$	Tinggi kaitan $H_1$	Ulir dalam		
					Diameter luar $D$	Diameter efektif $D_2$	Diameter dalam $D_1$
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar $d$	Diameter efektif $d_2$	Diameter dalam $d_1$
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2,5	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	37,128
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,128
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	51,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	55,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	59,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	63,103	61,505

Sumber : K. M. Sularso dan Suga, 1980, "Kalkulus Zaitun dan ...", hal. 290.

### Lampiran 7

#### Tekanan yang diijinkan pada ulir

(Sumber : Sularso & Suga, hal 298)

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan $q_u$ (kg/mm <sup>2</sup> )	
Ulir liat	Ulirdalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

Bahan		Kecepatan luncur	Tekanan permukaan yang diizinkan $q_u$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja	Perunggu	Kecepatan rendah	1,8 – 2,5
	Perunggu	3,0 m/min atau kurang	1,1 – 1,8
	Besi cor	3,4 m/min atau kurang	1,3 – 1,8
	Perunggu	6-12 m/min	0,6 – 1
	Besi cor		0,4 – 0,1
	Perunggu	15 m/min atau lebih	0,1 – 0,2



**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 / SKIPSI PROGRAM S-1  
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK  
UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA

No. 99/PT/USD/TM/Februari 2001

NAMA : Yonoran Danang Hermawan  
 NIM : 0952311154  
 NIRM : 990051123109120154  
 Program Studi : Teknik Mesin  
 Fakultas : Teknik, Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
 Judul TGA :

-rancang Sebuah Pompa yang mempunyai kemampuan untuk menghasilkan dan head sebesar : 65 M dan kapasitas : 40 M<sup>3</sup>/jam. Pompa akan digerakan oleh mesin diesel yang mempunyai putaran 1180 rpm.

Tanggal dimulai : 21 Februari 2003

Pembimbing I : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.  
 Pembimbing II : Ir. FA. Rusdi Sambada, M. I.

No	Tgl	Uraian	Keterangan	Tanda Tangan
0	26/5/04	Bab I, II :	perbaiki sesuai B. saran.	Juwans
1	27/10/04	Bab III, IV :	Perhit. $Q_1$ + $b_2$ di cek kembali.	Juwans
3	6/12/04	Naskah selesai	Jawabkan ge $\Delta$ kecep hane perlit. pd. endu, gaya aksial kru. perub. momen belum dihitung? (efisiensi) $\eta$ antara perlit si & hane perlit. terdulu besar bedanya 72% & 60%.	Juwans
7	30/12/04	Gambar dilempahi	- Saluran masuk/keluar - dudukan pompa - rumus pompa, dll	Juwans
8				
9				
10				



# JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email : [teknik@staff.usd.ac.id](mailto:teknik@staff.usd.ac.id)

## UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI

TANGGAL : 28 Januari 2005

MA Mhs. : YONATAN DANANG HERMAWAN

NIM : 995214154

DUL :  
*40 M<sup>3</sup> / Hour Centrifugal Pump*

Pembimbing Utama : Prof. Dr. Ir. Indarto,DEA

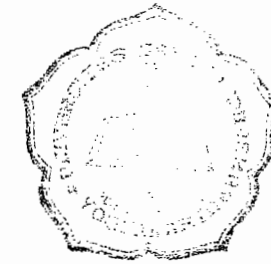
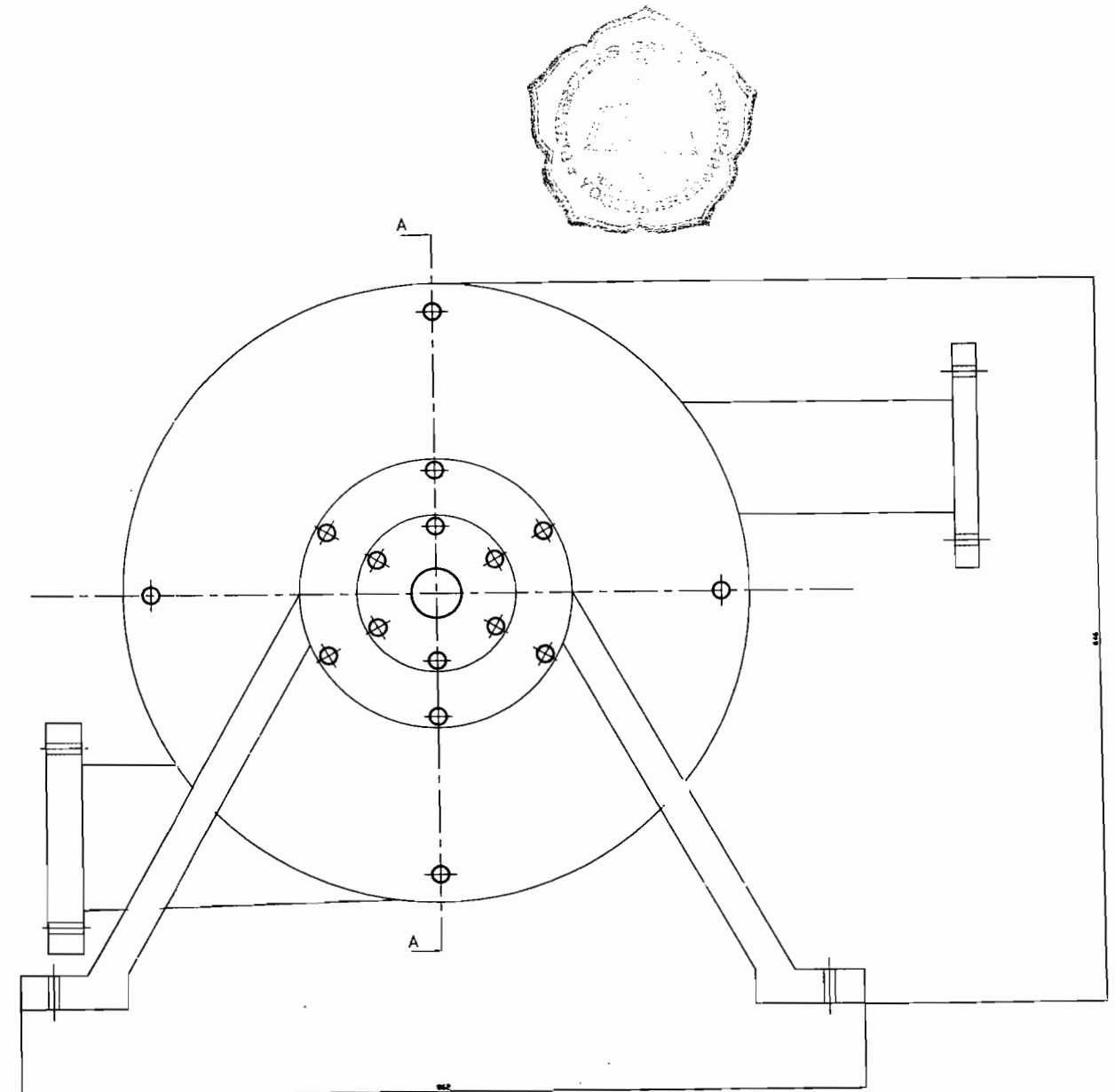
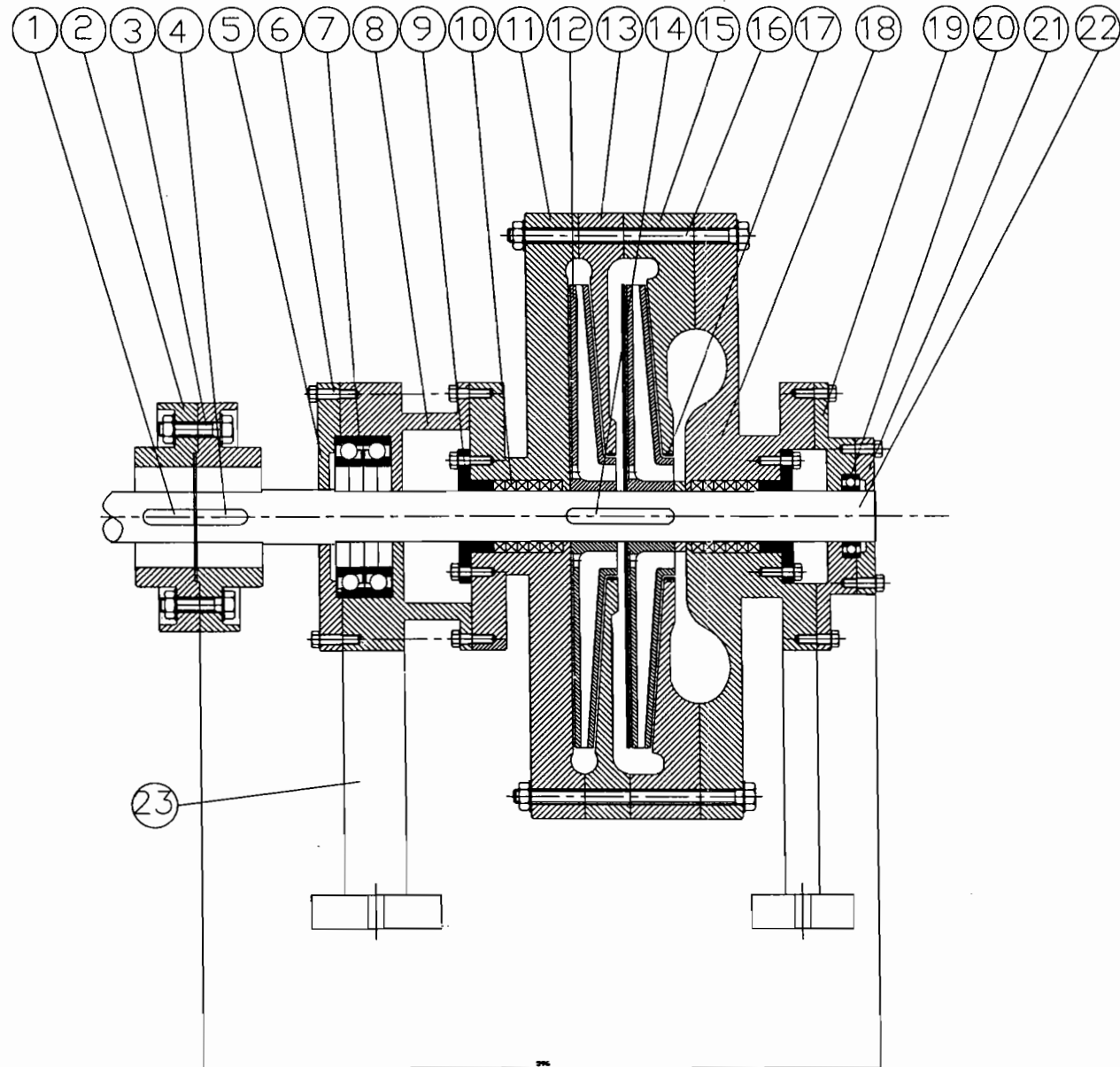
Pembimbing Kedua : Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

## USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

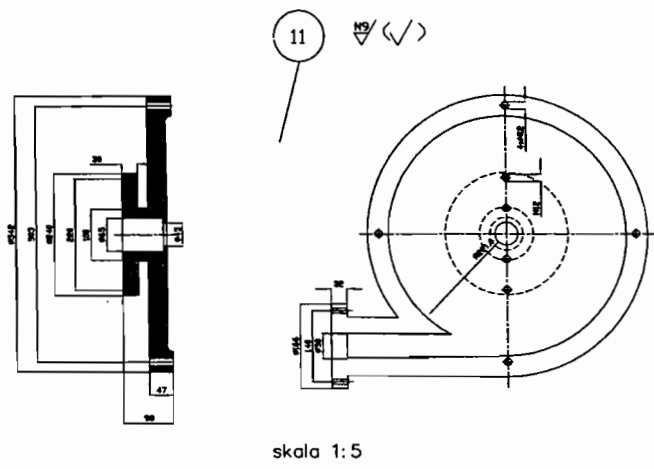
1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

1. Gambar poros (bertingkat, elin pasak)
2. Aksen impeler
3. ulir
4. Perhitungan baut (hal 101)
5. Gambar casing
6. Gambar / diagram dalam naskah diperjelas

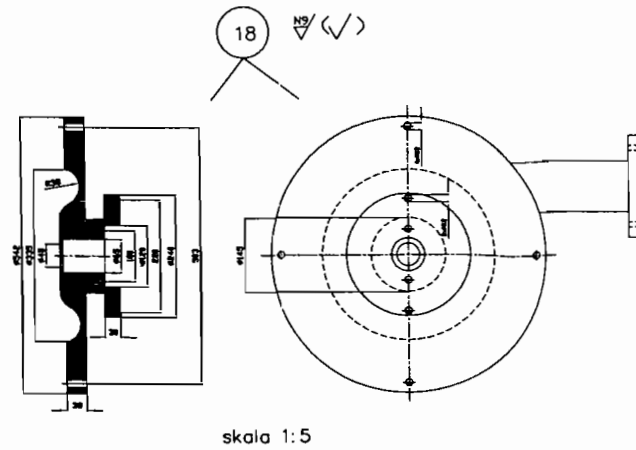
potongan A-A



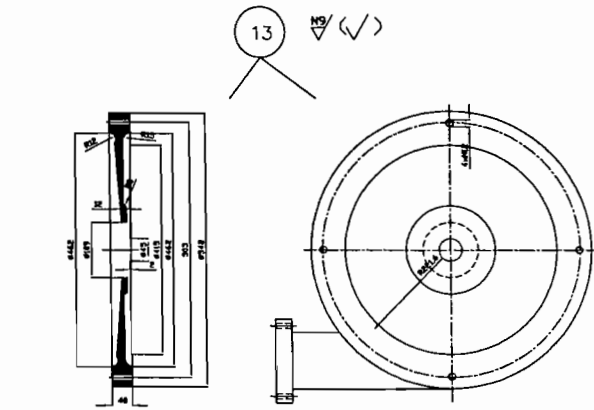
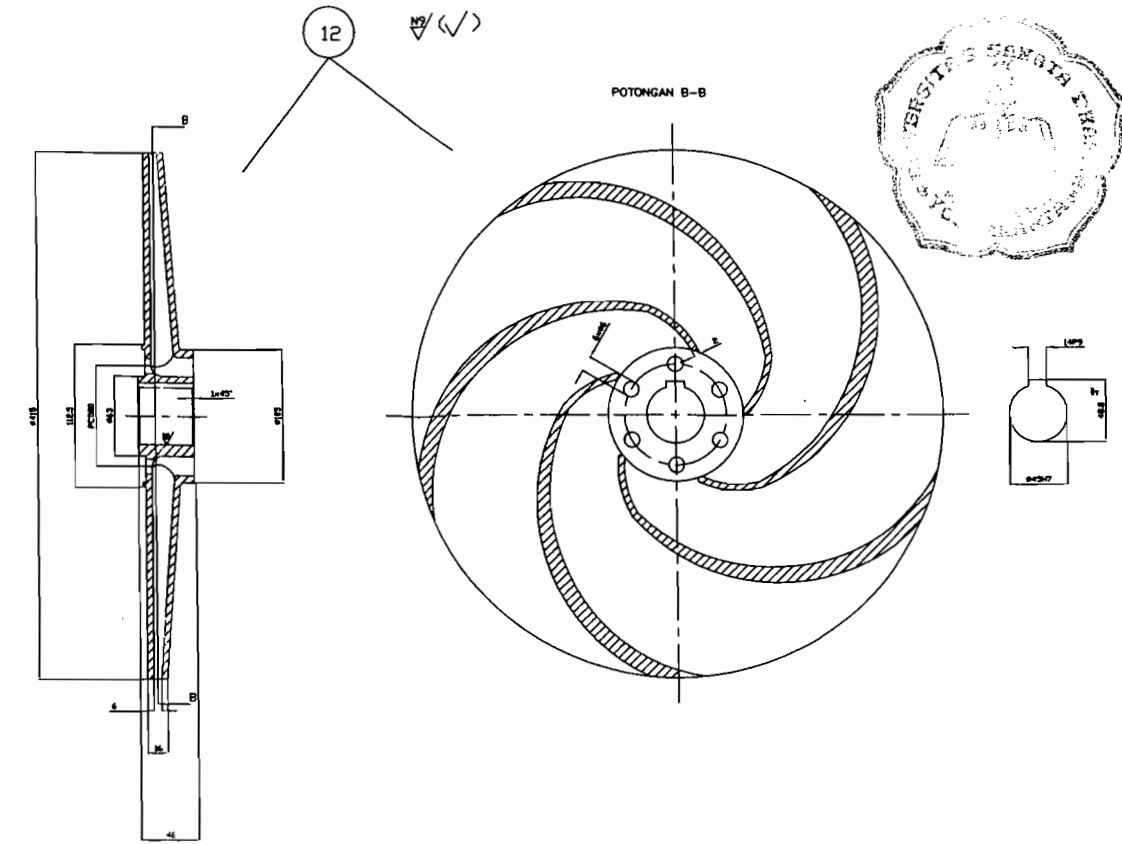
23	1	Rangka	S35C		
22	1	Paros	S35C		
21	1	Penekan bantalan B	FC		
20	1	Bantalan B		6009	
19	1	Rumah bantalan B	FC		
18	1	Belahan casing 4	FC		
17	2	Cincin penahan aus			Dibeli
16	4	Baut rumah pompa			Dibeli
15	1	Belahan casing 3	FC		
14	2	Pasak impeler	S30C		
13	2	Belahan casing 2	FC		
12	2	Impeler	BC		
11	1	Belahan casing 1	FC		
10	2	Paking	Asbes		
9	2	Penekan paking	FC		
8	1	Rumah bantalan A	FC		
7	1	Bantalan A		7309 DBA	Dibeli
6	2B	Baut M10			Dibeli
5	1	Penekan bantalan A	FC		
4	1	Pasak kopling 2	S30C		
3	2	Baut M12			Dibeli
2	1	Kopling flens	FC30		
1	1	Pasak kopling 1	S30C		
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
		Skala : 1:2	Digambar : Yanatan	Keterangan	
		Batuan : mm	NIM : 995214154		
		Tanggal : 20.01.05	Diperiksa : Dr.Ir.Indarto,DEA		
		TEKNIK MESIN	POMPA SENTRIFUGAL KAPASITAS 40 M3/JAM	01	A0
		USD			



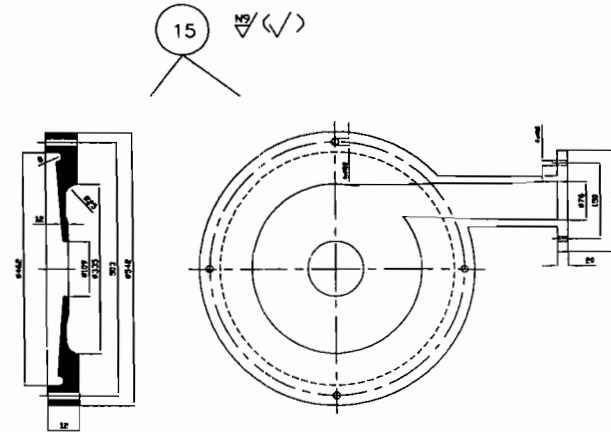
skala 1:5



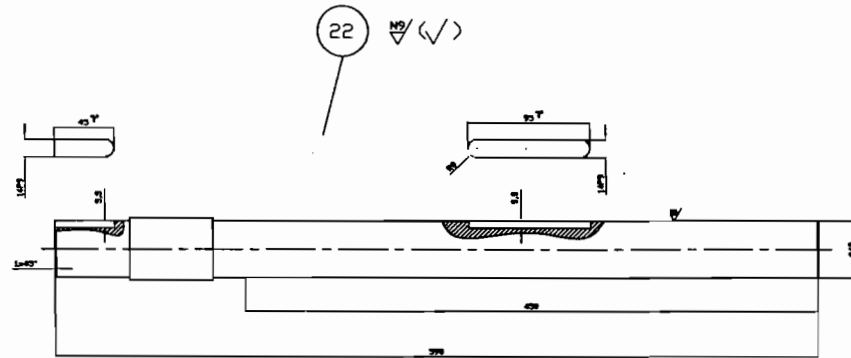
skala 1:5



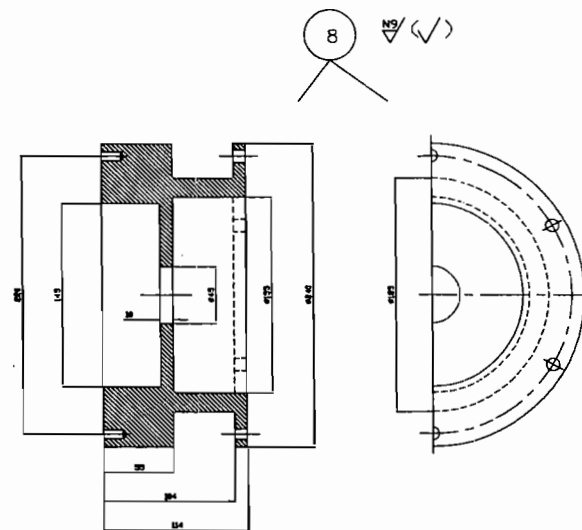
skala 1:5



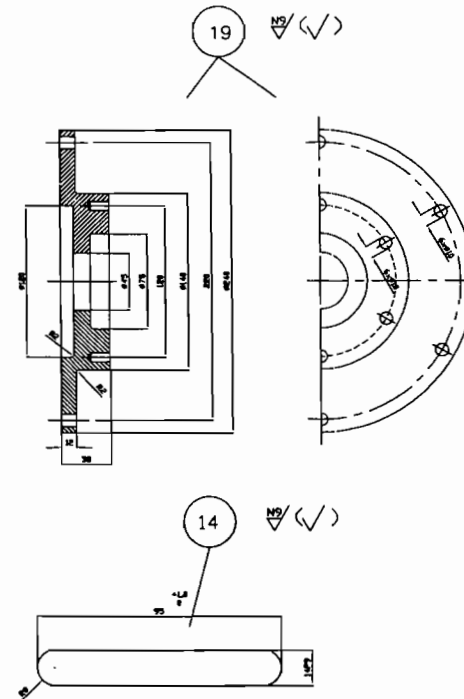
skala 1:5



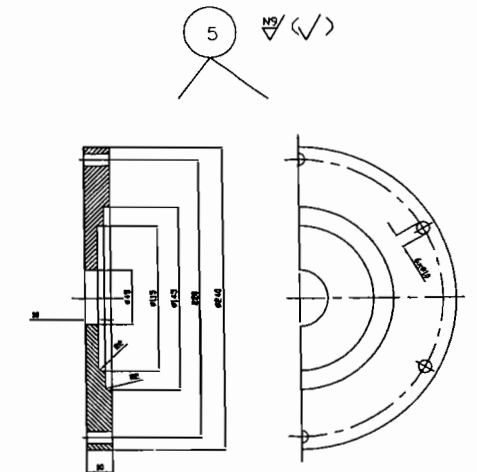
skala 1:5



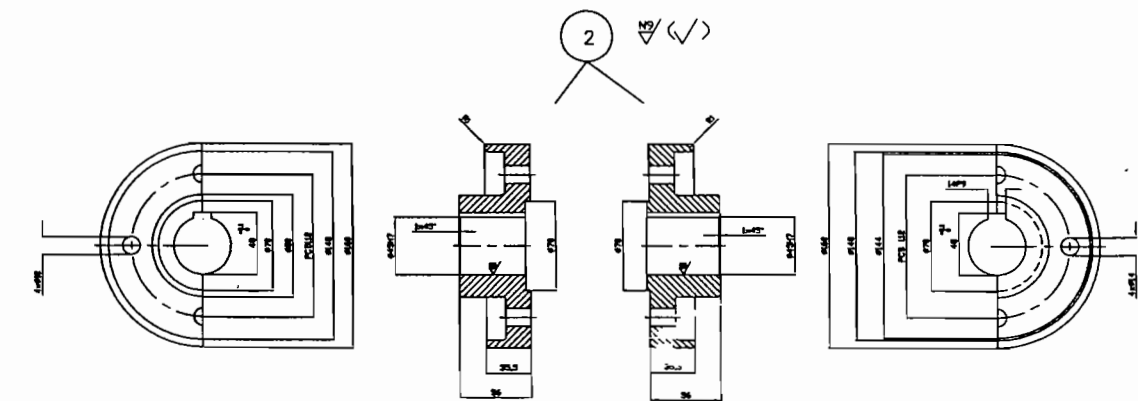
skala 1:5



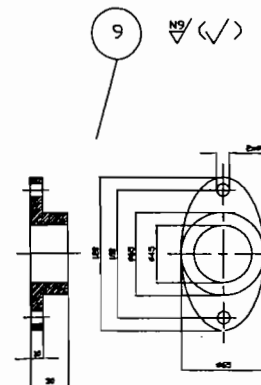
skala 1:5



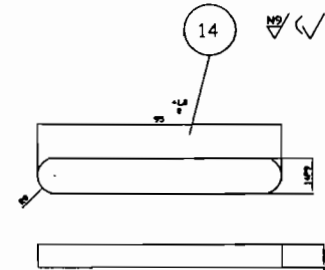
skala 1:5



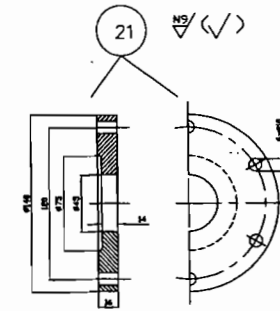
skala 1:5



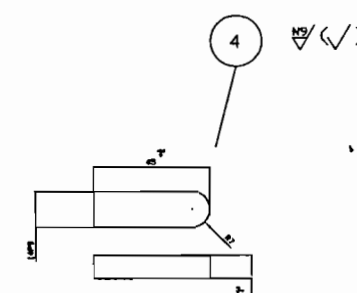
skala 1:5



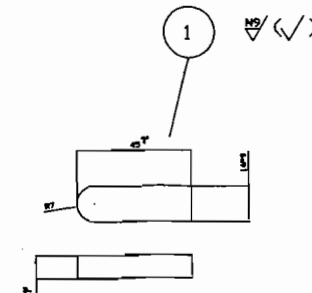
skala 1:5



skala 1:5



skala 1:1



skala 1:1

No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
23	1	Rangka	S35C		
22	1	Poros	S35C		
21	1	Penekan bantalan B	FC		
20	1	Bantalan B	6009		
19	1	Rumah bantalan B	FC		
18	1	Belahan casing 4	FC		
17	2	Cincin penahan aus			Dibeli
16	4	Baut rumah pompa			Dibeli
15	1	Belahan casing 3	FC		
14	2	Pasak impeler	S30C		
13	2	Belahan casing 2	FC		
12	2	Impeler	BC		
11	1	Belahan casing 1	FC		
10	2	Packing	Asbes		
9	2	Penekan packing	FC		
8	1	Rumah bantalan A	FC		
7	1	Bantalan A	7309 DBA		Dibeli
6	12	Baut M10			Dibeli
5	1	Penekan bantalan A	FC		
4	1	Pasak kopling 2	S30C		
3	4	Baut M12			Dibeli
2	1	Kopling flens	FC30		
1	1	Pasak kopling 1	S30C		