

# **WATER PUMP FOR INDUSTRY**

## **TUGAS AKHIR**

Untuk memenuhi sebagian persyaratan  
Jurusan Teknik Mesin

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan oleh :

KUSTANTO  
NIM : 995214085

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVESITAS SANATA DHARMA**

**YOGYAKARTA**

**2004**



**TUGAS AKHIR**

**WATER PUMP FOR INDUSTRY**

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

Nama : KUSTANTO

NIM : 995214085

Telah dipertahankan dihadapan dewan penguji  
Pada tanggal 12 Juni 2004

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Dr. Ir. H. Indarto, DEA

Anggota Dewan Penguji



Ir. YB. Lukiyanto, M.T.


Pembimbing Kedua



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



Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.



Ir. PK. Purwadi, M.T.

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan  
Untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin  
Yogyakarta, Juni 2004  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg Harjanto



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

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

Nomor : 358/ FT\_USD / TM / September / 2003

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : Kustanto  
Nomor Mahasiswa : 995214085  
NIRN : 99005112310120085  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Matakuliah : Pompa & Kompresor  
Judul / naskah soal :

Rancang sebuah pompa untuk mengalirkan fluida dengan data perancangan sebagai berikut :

- H & Q menyesuaikan dengan yang ada ditempat saudara melakukan kerja praktek ( PT. Sandang Nusantara ). - Fluida idem.

Tanggal dimulai : 8 September 2003

Pembimbing Kedua

(Yosef Agung C.S.T.M.T.)

Yogyakarta, 8 September 2003  
Dosen Pembimbing Utama

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

## PERSEMBAHAN

Mintalah maka akan diberikan kepadamu; carilah, maka kamu akan mendapat; ketoklah, maka pintu akan dibukakan bagimu.

(Matius 7:7)

Karena **TUHAN** lah yang memberikan hikmat, dari mulutnya datang pengetahuan dan kepandaian.

(Amsal 2:6)

Janganlah hendaknya kamu kuatir tentang apapun juga, tapi nyatakanlah dalam segala hal keinginanmu kepada Allah dalam doa dan permohonan dengan ucapan syukur.

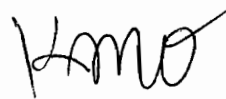
(Filipi 4:6)

Tugas Akhir ini saya ucapkan puji syukur pada **YESUS KRISTUS** sebagai penyelamat hidupku, serta kupersembahkan buat kedua orang tuaku **Bapak Sukadi Kusdi Prawiro** dan **Mamakku** tersayang yang selalu memberikan dorongan moral serta moril kepada penulis. Kedua kakakku **Sripristiwi** dan **Dwi kustanti** yang selalu memberikan semangat kepada penulis serta keponakanku **Amanda Putri** yang selalu menghibur saya sewaktu penulis sedang pusing.

## **PERNYATAAN**

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

Yogyakarta, 28 April 2004



KUSTANTO

## KATA PENGANTAR

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

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

1. Bapak Ir.Grek Harjanto, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak Dr. Ir. Indarto, DEA, selaku dosen pembimbing I atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanta, S.T.,M.T. selaku dosen pembimbing II atas segala saran, pemikiran dan bimbingan yang sangat penulis butuhkan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.

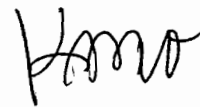
5. Sekretariat Fakultas Teknik Uneversitas Sanata Dharma.
6. Very Ibet Gultom, S.T., Sigit Rama Wijaya,S.T., Bambang Suryanto,S.T., Petrus Boyke Pitang, Hans Pati Beo, juga semua teman-teman yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu yang telah memberikan dorongan moral kepada penulis.

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

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

Yogyakarta, April 2004

Penulis



KUSTANTO

NIM: 995214085

## INTISARI

Pompa adalah suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan zat cair melalui sistem perpipaan, dan untuk menaikkan tekanan zat cair. Pompa dapat juga diartikan suatu mesin yang dapat merubah atau meningkatkan tekanan zat cair.

Perancangan pompa adalah pompa sentrifugal yang terdiri dari satu tingkat dengan head pemompaan ( $H$ ) = 32 m, kapasitas ( $Q$ ) = 103,5 m<sup>3</sup>/jam, putaran motor ( $n$ ) = 1470 rpm, daya ( $P_v$ ) = 18,5 Kw. Jenis impeler menggunakan jenis impeler tertutup dikarenakan zat cair yang akan dipompakan adalah air bersih. Bahan impeler baja karbon. Jumlah sudu impeler 7 buah. Tipe sudu "Back Ward Curve Vanes".



## ABSTRACT

A pump is a machine used to move liquid through a piping system, and to raise the pressure of the liquid. A pump can be further defined as a machine which uses several energy transformation in order to increase the pressure of a liquid.

The design of the pump is a single centrifugal pump with 32 m in head (H), 103.5 m<sup>3</sup>/ hour in capacity (Q), 1470 rpm in electric motor speeds (n) and 18.5 Kw in power (Pv). The type of impeller is closed system because of the fluids to be pumped is clean water. The material of impeller is carbon steel. The number of the blade is 7. The type of the blade is " Back Ward Curve Vanes".

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PERSETUJUAN.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN.....	iii
HALAMAN SOAL.....	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	v
HALAMAN PERNYATAAN.....	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
INTISARI.....	ix
ABSTRACT.....	x
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xviii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Tinjauan Umum.....	1
1.2 Klasifikasi Pompa.....	1
1.2.1 Pompa Dinamis.....	1
1.2.2 Pompa Perpindahan Positif.....	2
1.3 Pembatasan Masalah.....	11
BAB II PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA	
2.1 Pemilihan Jenis Pompa.....	12



2.2 Putaran Spesifik.....	13
2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa.....	15
2.4 Daya Pemompaan.....	17
<b>BAB III PERANCANGAN IMPELER</b>	
3.1. Tinjauan Umum.....	20
3.1.1 Impeler Radial.....	20
3.1.2 Impeler Jenis Francis.....	20
3.1.3 Impeler Jenis Aliran Campur.....	21
3.1.4 Impeler Jenis Propeler.....	21
3.2 Perhitungan Bentuk Impeler.....	23
3.2.1 Perhitungan Diameter Poros.....	23
3.2.2 Diameter Hub.....	26
3.2.3 Diameter Mata Impeler.....	26
3.2.4 Diameter Sisi Masuk Impeler.....	29
3.2.5 Lebar Impeler Sisi Masuk.....	29
3.2.6 Diameter Sisi Keluar Impeler.....	30
3.2.7 Lebar Sisi Keluar Impeler.....	31
3.3 Penentuan Jumlah Sudu.....	32
3.4 Segitiga Kecepatan .....	35
3.4.1 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler.....	36
3.4.2 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler.....	37
<b>BAB IV PERANCANGAN SUDU</b>	
4.1 Bentuk Sudu.....	40

4.1.1 Backward Curve Vanes.....	40
4.1.2 Radial Vanes.....	40
4.1.3 Forward Curve Vanes.....	40
4.2 Penentuan Sudu.....	41
4.3 Pelukisan Sudu.....	41
4.4 Tebal Sudu.....	43
4.5 Lebar Laluan.....	45
4.6 Bahan Impeler.....	46
<b>BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA</b>	
5.1 Pendahuluan.....	48
5.2 Perancangan Rumah Pompa.....	49
5.3 Nosel Buang.....	51
5.4 Penentuan Bahan Rumah Pompa.....	52
<b>BAB VI PERANCANGAN POROS</b>	
6.1 Tinjauan Beban Poros.....	54
6.2 Penentuan Diameter Poros.....	58
6.3 Konsentrasi Tegangan Poros.....	59
6.4 Defleksi Puntiran.....	61
6.5 Defleksi Lenturan Poros.....	62
6.6 Putaran Kritis.....	64
<b>BAB VII PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG</b>	
7.1 Pengimbang Gaya Aksial.....	65
7.2 Kotak Paking.....	69

7.3 Cincin Penahan Keausan.....	71
7.4 Pemancingan .....	72
7.5 Pasak.....	73
7.6 Bantalan.....	77
7.6.1 Umur Nominal Bantalan B.....	79
7.6.2 Umur Nominal Bantalan A.....	83
7.7 Baut dan Mur Rumah Pompa.....	86
7.8 Kopling.....	89
<b>BAB VIII KARAKTERISTIK POMPA DAN KAVITASI</b>	
8.1 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head.....	94
8.1.1 Head Euler's.....	94
8.1.2 Head Teoritis.....	95
8.1.3 Head Aktual.....	96
8.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Daya dan Efisiensi .....	102
8.3 Kavitasi.....	107
8.3.1 NPSH yang Tersedia.....	107
8.3.2 NPSH yang Dibutuhkan.....	109
<b>BAB IX KESIMPULAN DAN PENUTUP</b>	
9.1 Kesimpulan.....	112
9.2 Penutup.....	112
DAFTAR PUSTAKA.....	115
LAMPIRAN	

## DAGTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Pompa sentrifugal.....	3
Gambar 1.2 Pompa aliran campur.....	3
Gambar 1.3 Pompa aliran aksial.....	4
Gambar 1.4 Klasifikasi pompa dinamis.....	4
Gambar 1.5 Klasifikasi pompa perpindahan positif.....	5
Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa.....	13
Gambar 2.2 Efisiensi pompa.....	16
Gambar 3.1 Jenis – jenis impeler.....	22
Gambar 3.2 Titik-titik koefisien tinggi tekan overall.....	31
Gambar 3.3 Segitiga kecepatan pada impeler.....	35
Gambar 3.4 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.....	36
Gambar 3.5 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler.....	39
Gambar 4.1 Bentuk sudu.....	41
Gambar 4.2 Pelukisan sudu dengan busur tangen.....	42
Gambar 4.3 Lengkung sudu serta segitiga kecepatan sisi masuk dan keluar hasil perancangan.....	46
Gambar 5.1 Dimensi rumah keong.....	48
Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental.....	56
Gambar 6.2 Skema gaya yang terjadi pada poros.....	56
Gambar 6.3 Diagram gaya geser.....	57
Gambar 6.4 Diagram momen lengkung.....	58

Gambar 6.5 Faktor konsentrasi tegangan poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi filet.....	60
Gambar 6.6 Faktor konsentrasi tegangan pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet.....	60
Gambar 7.1 Bagian leher impeler.....	65
Gambar 7.2 Mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang .....	69
Gambar 7.3 Detail gland yang terbelah 2.....	70
Gambar 7.4 Kotak paking.....	70
Gambar 7.5 Contoh susunan cincin penahan keausan.....	72
Gambar 7.6 Gaya geser pasak.....	73
Gambar 8.1 Grafik antara kapasitas dengan head dan rugi-rugi.....	101
Gambar 8.2 Grafik hubungan antara kapasitas dan daya.....	106
Gambar 8.3 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang dihisap.....	108
Gambar 8.4 NPSH, bila tekanan uap bekerja didalam tangki air hisap yang tertutup.....	109
Gambar 8.5 Hubungan antara koefisien kavitasi dan kecepatan spesifik....	110

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Motor listrik.....	19
Tabel 3.1 Diameter poros.....	25
Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu.....	43
Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu.....	45
Tabel 4.3 Lebar laluan.....	46
Tabel 4.4 Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai.....	47
Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong.....	51
Tabel 7.1 Pemilihan jenis pasak.....	74
Tabel 7.2 Faktor-faktor V,X,Y,dan $X_0, Y_0$ .....	79
Tabel 7.3 Bantalan.....	80
Tabel 7.4 Bantalan bola.....	85
Tabel 7.5 Ukuran standar ulir kasar metris.....	87
Tabel 7.6 Tekanan permukaan yang diijinkan pada ulir.....	89
Tabel 7.7 Ukuran kopling flens.....	93
Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dan head.....	101
Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.....	106



## DAFTAR LAMPIRAN

1. LEMBAR KONSULTASI
2. USULAN REVISI
3. GAMBAR

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Tinjauan Umum**

Dari sifat zat cair secara alami tidak dapat mengalir dari tempat yang bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi. Maka dari itu, untuk dapat memindahkan atau mengalirkan zat cair diperlukan mesin yaitu pompa.

Pompa merupakan suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan, mengalirkan, menaikkan dan menekan zat cair. Karena adanya perbedaan tekanan antara diluar pompa dengan tekanan didalam pompa, zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk dan dikeluarkan melalui saluran tekan. Didalam pompa akan terjadi perubahan energi kinetik menjadi energi tekanan.

### **1.2 Klasifikasi Pompa**

Pompa dapat diklasifikasikan menjadi berbagai macam jenis pompa menurut berbagai dasar pengelompokannya. Secara garis besar pompa dapat dikelompokkan menjadi dua bagian besar yaitu :

#### **1.2.1 Pompa dinamis (*dynamic pumps*)**

Tekanan yang dihasilkan oleh pompa ini dibangkitkan dengan mengubah energi kinetik yang diterima fluida, sehingga perubahan ini akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi. Jenis pompa yang termasuk jenis ini adalah :

- Pompa sentrifugal ( *centrifugal pumps* )
- Pompa aliran aksial ( *axial pumps* )
- Pompa aliran campuran ( *mixed pumps* )

Untuk lebih jelasnya lihat Gambar 1.4.

#### 1.2.2 Pompa perpindahan positif ( *positive displacement pumps* )

Gerakan rotor atau piston akan mengakibatkan tekanan hampa ( *vaccum pressure* ) pada bagian hisap ( *suction* ) dan tekanan positif ( *positive pressure* ) pada bagian tekan ( *discharge* ), dengan begitu fluida dapat dialirkan. Jenis pompa yang termasuk didalam pompa perpindahan positif adalah :

- Pompa torak ( *reciprocating pumps* )
- Pompa rotary ( *rotary pumps* )

Untuk lebih jelasnya lihat Gambar 1.5.

Menurut konstruksi pompa, pompa dapat dibedakan menjadi berbagai jenis antara lain :( Sularso, 2000: 75-90 )

#### 1. Klasifikasi menurut jenis pompa

##### a. Pompa sentrifugal

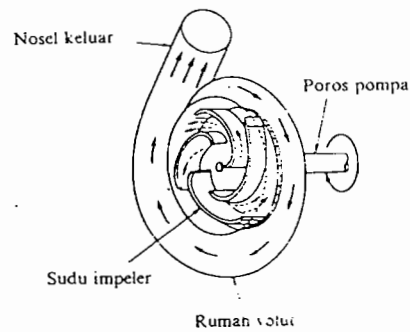
Dalam Gambar 1.1, pompa sentrifugal mempunyai konstruksi sedemikian rupa hingga zat cair yang keluar dari impeler akan melalui bidang yang tegak lurus dengan pompa.

##### b. Pompa aliran campuran

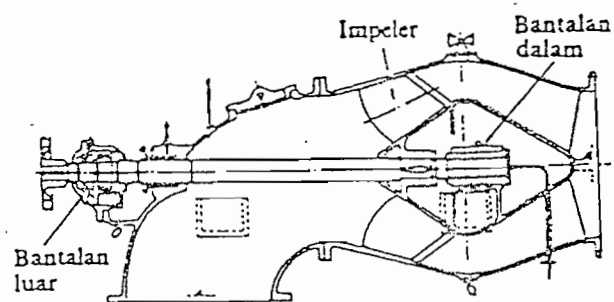
Seperti yang diperlihatkan dalam Gambar 1.2, aliran yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut.

c. Pompa aliran aksial

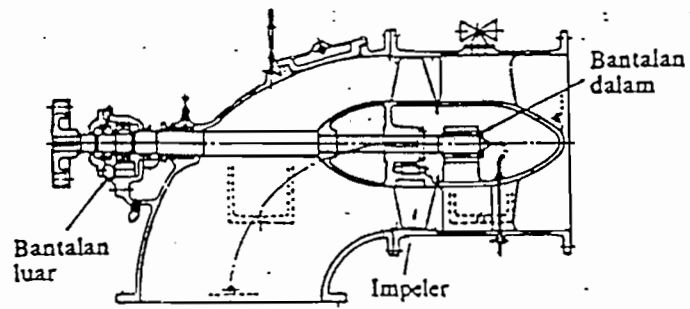
Seperti yang diperlihatkan dalam Gambar 1.3, aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar.



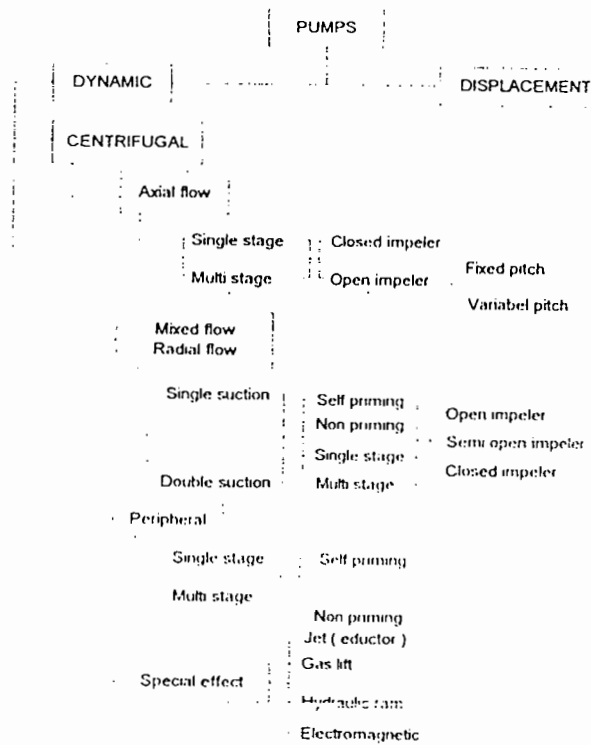
Gambar 1.1 Pompa sentrifugal  
( Sularso & Tahara, 2000: 4 )



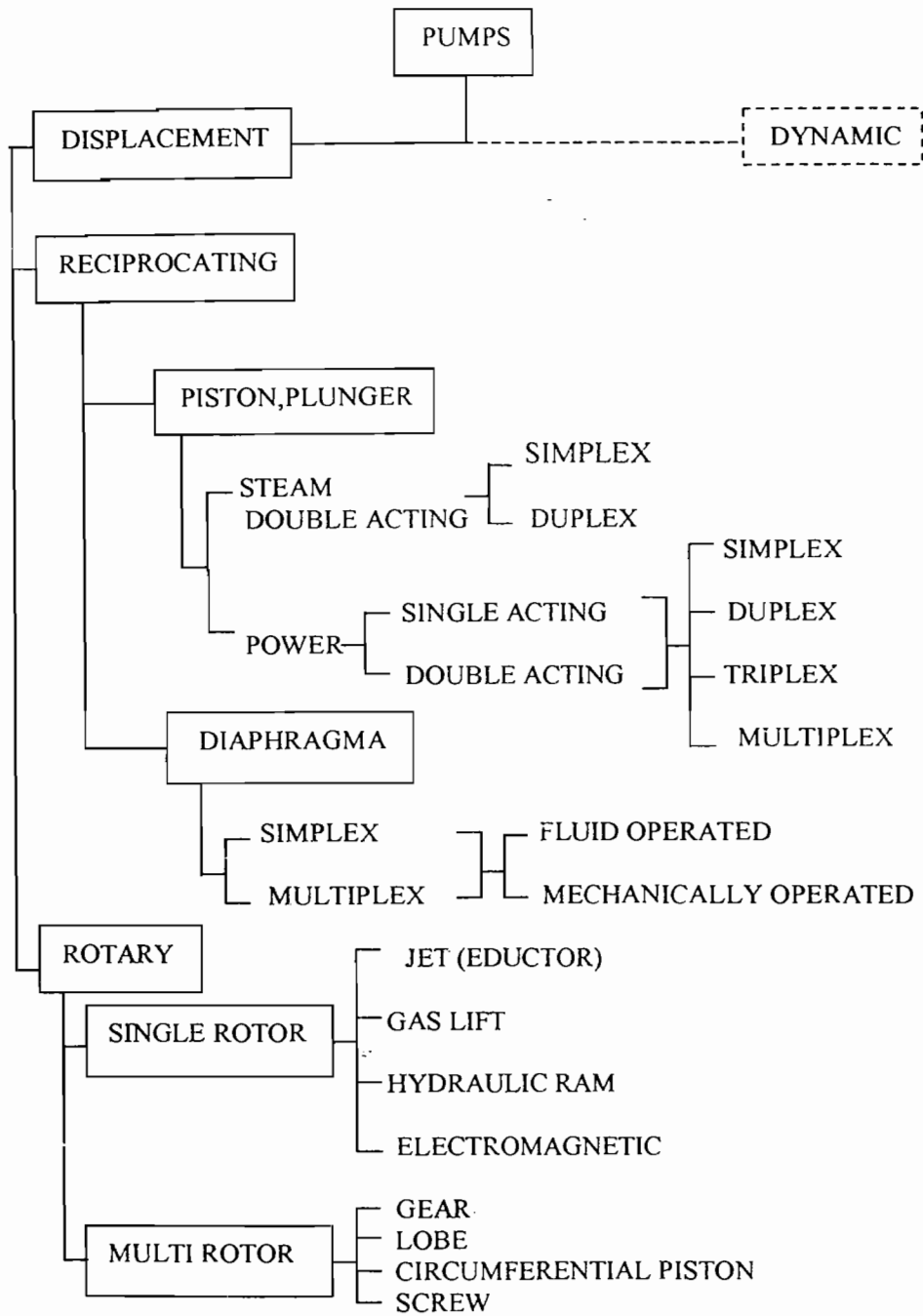
Gambar 1.2 Pompa aliran campur  
( Sularso & Tahara, 2000: 76 )



Gambar 1.3 Pompa aliran aksial  
( Sularso & Tahara, 2000: 76 )



Gambar 1.4 Klasifikasi Pompa Dinamis



Gambar 1.5 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif

## 2. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

### a. Pompa satu tingkat (*single stage pumps*)

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

### b. Pompa bertingkat banyak (*multi stage pumps*)

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

## 3. Menurut jenis impeler

### a. Impeler terbuka

Impeler jenis ini tidak ada dindingnya didepan maupun dibelakang. Bagian belakang ada sedikit dinding yang disisakan untuk memperkuat sudu. Jenis sudu yang demikian digunakan untuk pemompaan zat cair yang sangat banyak mengandung kotoran.

### b. Impeler setengah terbuka

Impeler jenis ini disebelah sisi masuk ( depan ) dan tertutup sebelah belakangnya. Impeler jenis ini cocok untuk pemompaan zat cair yang sedikit mengandung kotoran.

### c. Impeler tertutup

Sudu – sudu ditutup oleh kedua dinding yang merupakan suatu kesatuan. Jenis ini dipakai untuk pemompaan zat cair bersih ( air bersih ).

## 4. Klasifikasi menurut letak poros

### a. Pompa dengan poros mendatar ( horisontal )

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi mendatar ( horisontal )

b. Pompa dengan poros tegak ( vertikal )

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

5. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

a. Pompa hisapan tunggal ( *single suction pumps* )

Pompa ini memiliki satu sisi masuk ( *suction* ) untuk mengalirkan zat cair.

Konstruksi semacam ini bentuknya sederhana dan paling banyak dipergunakan.

b. Pompa hisapan ganda ( *double suction pumps* )

Pompa ini memiliki dua sisi masuk untuk mengalirkan zat cair. Impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang, serta dipandang sebagai pompa yang memiliki dua buah impeler secara sejajar ( paralel ).

6. Klasifikasi menurut belahan rumah

a. Pompa dengan belahan mendatar

Pompa ini memiliki rumah yang dapat dapat dibelah menjadi dua bagian dengan pembelahan mendatar yakni bagian bawah dan bagian atas. Bagian yang berputar dapat diangkat setelah bagian yang atas dilepas terlebih dahulu.

b. Pompa dengan belahan rumah radial

Rumah pompa ini dapat dibelah secara vertikal. Bagian rumah dapat dipisah secara menyamping.

c. Pompa jenis berderet



Rumah pompa jenis ini terbagi oleh bidang – bidang tegak lurus poros sesuai dengan jumlah tingkat yang ada.

#### 7. Klasifikasi menurut bentuk rumah

##### a. Pompa volut

Bentuk rumah dari jenis ini diantara zat cair dari impeler secara langsung dibawa kerumah volut.

##### b. Pompa difuser

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

##### c. Pompa aliran campur

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Untuk mengalirkan zat cair dipergunakan saluran yang lebar sehingga pompa tidak mudah tersumbat apabila ada benda asing yang ikut masuk kedalam pompa.

#### 8. Klasifikasi menurut head ( tinggi – tekan )

##### a. Pompa dengan head rendah

Jika headnya maksimal 15 meter, biasanya pompa jenis volut dan tidak menggunakan ring difuser.

##### b. Pompa dengan head menengah

Head yang ada biasanya mencapai 40 meter, biasanya menggunakan ring difuser.

c. Pompa dengan head tinggi

Head pompa dapat mencapai lebih dari 40 meter, biasanya menggunakan *multi stage*.

9. Pompa jenis tumpuan sumbu

Pompa jenis ini mempunyai kaki yang diperpanjang sampai setinggi sumbu poros untuk menumpu rumah. Dengan maksud apabila terjadi pemuaian pada rumah karena kenaikan temperatur, tinggi sumbu poros tidak berubah. Maka sumbu poros pompa akan tetap segaris dengan sumbu poros mendatar.

10. Pompa jenis khusus

a. Pompa dengan motor benam

Pompa jenis ini digunakan untuk memompa air dari sumur yang sangat dalam, sering dipakai pompa yang merupakan satu unit dengan motor penggerakannya, dimana keduanya dipasang terbenam dibawah permukaan air. Motor jenis ini ada beberapa macam seperti jenis berisi air, jenis berisi minyak dan jenis berisi gas.

b. Pompa motor berselubung

Pompa motor berselubung merupakan satu unit dengan motornya. Pada celah antara rotor dan stator motor terdapat selubung motor dari logam anti magnet. Ruangan didalam selubung ini dihubungkan dengan ruang dalam dari pompa. Dengan konstruksi semacam ini tidak diperlukan perapat poros.

Sebagian zat cair yang dipompa, disirkulasikan melalui motor untuk pendinginan dan pelumasan bantalan.

c. Pompa sesumbu

Nosel isap dan nosel keluar terletak pada satu sumbu dengan pipa penyalur maka dari itu disebut pompa sesumbu. Rumah pompa dipasang langsung pada flens pipa tanpa menggunakan kaki, sehingga tidak memerlukan banyak ruangan.

d. Pompa memancing sendiri

Pompa ini mempunyai ruangan yang dapat menyimpan sedikit air, jika pompa dijalankan maka air yang terdapat diruang impeler akan naik keruang atas dari rumah sehingga udara dari pipa isap akan masuk kedalam impeler. Maka dari itu udara akan tercampur air dan ikut naik keruang atas rumah. Dari ruang atas udara akan dikeluarkan kepipa keluar sedang airnya akan terpisah dan kembali ke impeler.

e. Pompa proses

Pompa proses digunakan untuk mengangkut bahan baku didalam proses produksi. Pompa proses yang khas yaitu yang mempunyai jenis tarik mundur isapan tunggal dengan rumah volut.

f. Pompa pasir

Pompa ini digunakan untuk mengangkut zat cair yang mengandung pasir atau butiran zat padat dalam jumlah besar. Pompa ini mempunyai dinding berlapis yang berasal dari bahan tahan aus disebelah dalam rumahnya.

g. Pompa bebas sumbatan

Pompa ini mempunyai impeler dengan bentuk khusus untuk menghindari sumbatan benda padat pada impelernya. Dengan maksud lebar jalan keluar impeler diperbesar dan jumlah sudunya dikurangi satu sampai tiga buah.

### **1.3 Pembatasan masalah**

Mengingat banyaknya persoalan dalam permasalahan dalam suatu perencanaan maka pembahasan dalam perancangan ditekankan khususnya pada hal berikut : Segi kekuatan bahan, ukuran – ukuran dasar dari masing – masing elemen serta jenis dan standar bahan yang digunakan. Sedangkan segi-segi lain yang tidak kalah pentingnya seperti pengaruh getaran mesin, umur ekonomis pompa, harga bahan yang digunakan, proses perakitan, instalasi pompa dan pembuatan dari tiap elemen mesin dan masih banyak lagi hal-hal yang sebenarnya memiliki keterkaitan langsung dengan perencanaan tidak dibahas dalam perancangan ini.

## BAB II

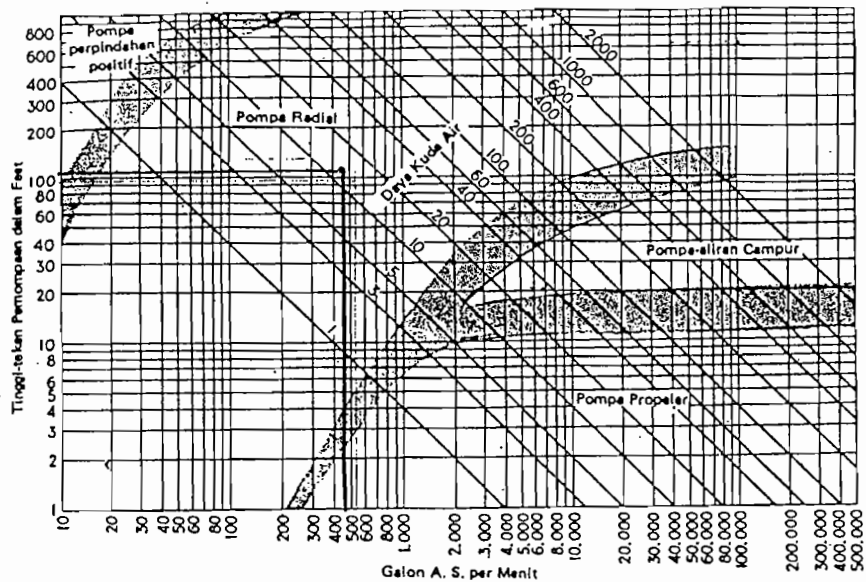
### PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA

#### 2.1 Pemilihan jenis pompa

Dari head dan kapasitas yang ditentukan penulis dapat menentukan jenis pompa apa yang harus dirancang. Untuk pemilihan pompa ada dua faktor, yaitu kapasitas zat cair yang akan dipompakan dan tinggi tekan pemompaan ( head ). Agar dalam perancangan dapat seoptimal mungkin maka penulis sudah mendapatkan data dari penelitian atau survei di Industri Sandang Nusantara sebagai berikut :

- Kapasitas pompa (Q) = 450 gpm (AS)  
= 103,5 m<sup>3</sup>/jam  
= 0,02875 m<sup>3</sup>/s  
= 1,0148 ft<sup>3</sup>/s
- Tinggi tekan pompa total/head (H) = 105 ft  
= 32 meter
- Putaran motor (n) = 1470 rpm
- Fluida yang dialirkan adalah air bersih

Setelah data diatas didapatkan, untuk memilih jenis pompa dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dalam Gambar 2.1



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

Dari grafik diatas , maka dengan kapasitas dan head yang telah ditentukan dipilih pompa radial. Dengan begitu penulis merancang pompa sentrifugal.

## 2.2 Putaran spesifik

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

( Austin, 1990: 48 )

Kecepatan spesifik akan memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi ( tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler

beroperasi ). Selain itu dengan kecepatan spesifik dapat menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan sehingga dapat dicapai efisiensi pompa yang optimal.

### 2.2.1. Pompa dengan 1 tingkat

Harga kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan 2.1 (Austin, 1990: 49 )

$$ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (2.1)$$

Dengan : n : Putaran poros penggerak (rpm )

Q : Kapasitas pompa ( gpm )

H : Tinggi tekan pompa ( 105 ft )

Kecepatan spesifik pompa

$$\begin{aligned} ns &= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \\ &= \frac{1470\sqrt{450}}{105^{0,75}} \\ &= 957,2 \text{ rpm ( AS )} \\ &= 18,6 \text{ rpm ( SI )} \end{aligned}$$

### 2.2.2. Pompa dengan 2 tingkat

$$H = 105/2 = 52,5 \text{ ft}$$

Kecepatan spesifik pompa

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

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1470\sqrt{450}}{52,5^{0,75}} \\
 &= 1599,2 \text{ rpm ( AS )} \\
 &= 31,17 \text{ rpm ( SI )}
 \end{aligned}$$

### 2.2.3. Pompa dengan 3 tingkat

$$H = 105/3 = 35 \text{ ft}$$

Kecepatan spesifik pompa

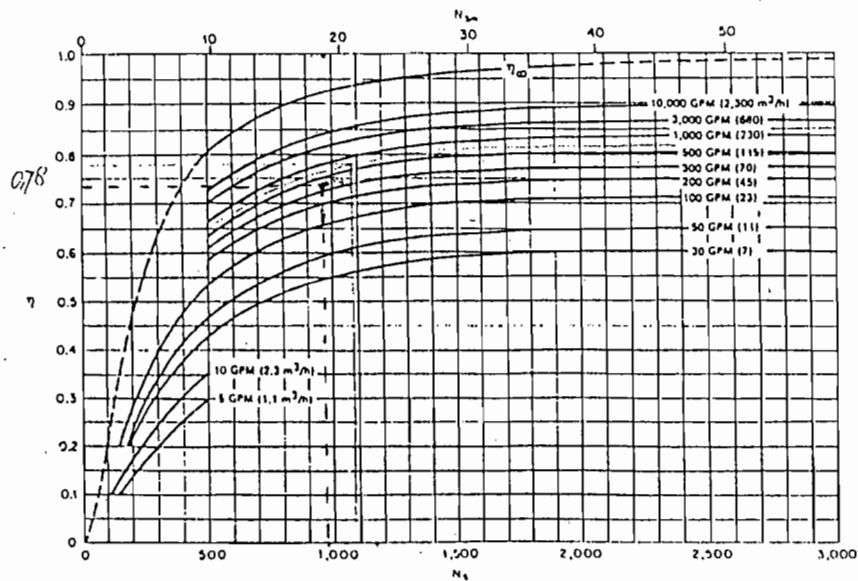
$$\begin{aligned}
 ns &= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \\
 &= \frac{1470\sqrt{450}}{35^{0,75}} \\
 &= 2167 \text{ rpm ( AS )} \\
 &= 42,24 \text{ rpm ( SI )}
 \end{aligned}$$

## 2.3 Penentuan jumlah tingkat pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa. Berdasarkan head dan kapasitas dapat ditentukan jumlah tingkat pompa yang akan digunakan.

Untuk menentukan jumlah tingkat pompa dipengaruhi oleh kecepatan spesifik pompa, maka jumlah tingkat pompa yang akan di pakai dapat digunakan Gambar 2.2 Menentukan efisiensi.





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

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

- Kapasitas pompa (Q) = 450 gpm
- Putaran poros penggerak (n) = 1470 rpm
- Tinggi tekan pompa 1 tingkat (H) =105 ft
- Tinggi tekan pompa 2 tingkat (H) =52,5 ft
- Tinggi tekan pompa 3 tingkat (H) =35 ft
- Putaran spesifik pompa 1 tingkat (ns ) = 18,6 rpm
- Putaran spesifik pompa 2 tingkat (ns ) = 31,17 rpm
- Putaran spesifik pompa 3 tingkat (ns ) = 42,24 rpm

Dari Gambar 2.2 didapat efisiensi pompa sebagai berikut :

- Efisiensi pompa untuk 1 tingkat ( $\eta_e$ ) = 74%

-Efisiensi pompa untuk 2 tingkat ( $\eta_e$ ) = 77 %

-Efisiensi pompa untuk 3 tingkat ( $\eta_e$ ) = 78 %

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

#### **2.4. Daya pemompaan**

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang dapat dipindahkan dan digunakan fluida. Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan persamaan 2.2 ( Austin, 1990: 242 )

$$P_v = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad ( 2.2 )$$

Dengan :  $\rho$  : Massa jenis fluida yang dipompa (  $\text{kg/m}^3$  )

: Untuk air memiliki massa jenis =  $1000 \text{ kg/m}^3$

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

$H$  : Tinggi tekan pompa ( m )

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

Maka daya pemompaan adalah :

$$\begin{aligned} P_v &= 1000 \times 9,81 \times 0,02875 \times 32 \\ &= 9025,2 \text{ watt} \\ &= 9,0252 \text{ Kw} \\ &= 12,28 \text{ hp} \end{aligned}$$

Guna menggerakkan pompa dengan daya pemompaan  $P_v$ , maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak dapat dihitung dengan persamaan 2.3 (Austin,1990: 243 )

$$P = \frac{P_v}{\eta_e} \quad (2.3)$$

Dengan :  $P_v$  = Daya pemompaan ( Kw )

$\eta_e$  = Efisiensi pompa

Maka daya motor penggerak adalah :

$$\begin{aligned} P &= \frac{9,0252}{0,74} \\ &= 12,2 \text{ Kw} \\ &= 16,59 \text{ hp} \end{aligned}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah 18,5 Kw ( Tabel 2.1 ).

Tabel 2.1 Motor listrik

BASIC TECHNICAL SPECIFICATIONS FOR THE THREE-PHASE INDUCTION MOTORS OF THE S/KL/g SERIES

Motor type	Rating								Starting torque $\frac{M_s}{N_s}$	Starting current $\frac{I_s}{I_n}$	Maximal torque $\frac{B_{max}}{N_n}$	Moment of inertia J	Net weight ca.				
	Output		Full load speed	Current at		Efficiency	Power factor	Torque					IM 1001 IM B3	IM 3001 IM B5	IM 2001 IM B35	IM 3601 IM B14	IM 2101 IM B34
	kW	KM		A	A												
			380V			400V											
2p + 4 n <sub>s</sub> = 1500 min <sup>-1</sup> 50 Hz																	
SI 56-4A	0.06	0.08	1410	0.25	0.24	55	0.66	0.407	2.2	3.3	2.3	0.00014	2.9	3.1	3.2	2.9/2.8 <sup>h)</sup>	3.0/2.9 <sup>h)</sup>
SI 56-4B	0.09	0.12	1410	0.36	0.34	57	0.67	0.610	2.3	3.2	2.4	0.00019	3.2	3.4	3.5	3.2/3.1 <sup>h)</sup>	3.3/3.2 <sup>h)</sup>
Sg 63-4A	0.12	0.17	1370	0.44	0.42	59	0.70	0.836	1.9	3.0	2.0	0.00024	3.8	3.8	3.9	3.6/3.5 <sup>h)</sup>	3.7/3.6 <sup>h)</sup>
Sg 63-4B	0.18	0.25	1380	0.63	0.60	62	0.70	1.246	2.0	3.4	2.1	0.00031	4.1	4.3	4.4	4.1/4.0 <sup>h)</sup>	4.2/4.1 <sup>h)</sup>
71-4A	0.25	0.33	1400	0.79	0.75	66	0.72	1.706	2.1	3.8	2.2	0.00061	4.8	5.0	5.1	4.8/4.7 <sup>h)</sup>	4.9/4.8 <sup>h)</sup>
71-4B	0.37	0.50	1380	1.07	1.0	69	0.76	2.562	2.0	3.7	2.0	0.00077	5.8	5.9	6.0	5.8/5.7 <sup>h)</sup>	5.9/5.8 <sup>h)</sup>
80-4A	0.55	0.75	1400	1.47	1.40	73	0.78	3.754	1.9	4.2	2.1	0.00158	7.3	7.5	7.7	7.3/7.2 <sup>h)</sup>	7.4/7.3 <sup>h)</sup>
80-4B	0.75	1.00	1400	1.90	1.8	75	0.80	5.119	2.0	4.5	2.1	0.00187	8.7	8.8	9.0	8.7/8.6 <sup>h)</sup>	8.8/8.7 <sup>h)</sup>
90S-4	1.1	1.5	1415	2.8	2.7	74	0.80	7.4	2.1	4.7	2.4	0.0032	12.5/11.5 <sup>h)</sup>	14/11.5 <sup>h)</sup>	14/11.9 <sup>h)</sup>	13/11.9 <sup>h)</sup>	13.5/11.9 <sup>h)</sup>
90L-4	1.5	2.0	1420	3.7	3.5	77	0.80	10.0	2.4	5.3	2.7	0.0038	15/10.5 <sup>h)</sup>	16.5/12.5 <sup>h)</sup>	16.5/12.2 <sup>h)</sup>	15.5/12.5 <sup>h)</sup>	16/12.5 <sup>h)</sup>
100L-4A	2.2	3.0	1420	5.2	4.9	79	0.82	14.3	2.2	5.5	2.6	0.0067	21.5/19 <sup>h)</sup>	24/19.5 <sup>h)</sup>	24/19.5 <sup>h)</sup>	23/19 <sup>h)</sup>	23.5/19 <sup>h)</sup>
100L-4B	3.0	4.0	1415	6.9	6.6	81	0.81	20.2	2.6	6.0	3.0	0.0079	25.5/23 <sup>h)</sup>	28/23.5 <sup>h)</sup>	28/24.5 <sup>h)</sup>	27/23 <sup>h)</sup>	21.5/23 <sup>h)</sup>
112M-4	4.0	5.5	1415	8.7	8.3	83	0.84	26.4	2.3	7.2	2.7	0.0197	32.5/42.5 <sup>h)</sup>	34.5/43.5 <sup>h)</sup>	35/45 <sup>h)</sup>	33.5/43 <sup>h)</sup>	34/44 <sup>h)</sup>
132S-4T	5.5	7.5	1450	11.6	11.0	85	0.85	36.2	2.3	7.0	2.9	0.026	54	50	58.5	55	57
132M-4 T	7.5	10.0	1455	15.3	14.6	86.5	0.85	49.2	2.4	7.3	3.1	0.035	66	68	70.7	67	69
132S-4A	5.5	7.5	1450	11.6	11.0	85.5	0.84	38.2	2.2	6.9	3.1	0.029	62	65	65	-	-
132M-4A	7.5	10	1450	15.4	14.6	87.0	0.85	49.4	2.4	6.7	3.1	0.035	73	76	77	-	-
160M-4	11	15	1460	22.0	21.0	89.0	0.85	72.0	2.3	7.0	3.1	0.061	110	118	119	-	-
160L-4	15	20	1460	29.2	27.8	89.5	0.87	88.2	2.4	7.3	3.2	0.075	130	138	140	-	-
180M-4	18.5	25	1470	34.5	32.8	90.5	0.90	120.2	2.4	6.8	2.9	0.135	165	173	179	-	-
180L-4	22	30	1465	40.8	38.8	91.0	0.90	143.5	2.7	7.3	2.8	0.155	175	183	192	-	-
200L-4	30	40	1472	56	53	92.5	0.88	195	2.9	7.1	2.5	0.210	265	265	275	-	-
225S-4	37	50	1475	69	65	93.0	0.88	240	2.1	6.3	2.2	0.440	315	315	325	-	-
225M-4	45	60	1490	83	79	94.0	0.88	291	2.4	7.0	2.3	0.530	345	345	355	-	-
250M-4	55	75	1483	98	93	93.5	0.91	355	2.4	7.3	2.6	0.790	425	425	440	-	-
280S-4	75	100	1485	134	128	94.2	0.90	483	2.5	7.3	2.5	1.370	575	570	590	-	-
280M-4	90	125	1485	157	150	94.4	0.92	580	2.6	7.5	2.6	1.630	620	615	635	-	-
2Sg 315S-4 <sup>h)</sup>	110	150	1482	195	185	94.4	0.91	710	2.2	7.0	2.4	1.67	715	-	735	-	-
315M-4A <sup>h)</sup>	132	180	1483	235	223	94.8	0.90	851	2.8	8.1	2.7	1.84	750	-	770	-	-
315M-4B <sup>h)</sup>	160	217	1483	281	267	95.0	0.91	1032	3.0	8.3	2.7	2.08	800	-	820	-	-
Sgm 315S-4	110	150	1482	202	192	94.4	0.90	709	2.1	6.7	2.6	1.6	690	710 <sup>h)</sup>	"	-	-
315M-4A	132	180	1484	241	229	94.8	0.90	850	2.5	7.1	2.8	2.0	750	770 <sup>h)</sup>	"	-	-
Sg 315M-4B	160	220	1483	296	281	94.4	0.88	1031	2.4	7.1	2.5	3.7	1075	1050 <sup>h)</sup>	"	-	-
355S-4	200	270	1489	358	340	95.3	0.89	1286	2.0	6.5	2.8	5.8	1440	1510 <sup>h)</sup>	"	-	-
355M-4	250	340	1489	445	423	95.8	0.89	1604	2.2	6.7	3.0	7.4	1640	1670 <sup>h)</sup>	"	-	-

## **BAB III**

### **PERANCANGAN IMPELER**

#### **3.1 Tinjauan umum**

Impeler merupakan bagian pompa yang berputar dengan sambungan pada poros. Didalam 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 hisap (*suction*) kemudian keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Salah satu pemakain 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 ( Austin,1990: 53 )

##### **3.1.1 Impeler radial**

Impeler jenis ini merupakan impeler yang 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 (*medium*) dan tinggi tekan besar diatas 150 ft. Keuntungan impeler ini dalam hal keseimbangan hidraulisnya sehingga gaya-gaya aksial saling berlawanan dan saling menghilangkan.

##### **3.1.2 Impeler jenis francis**

Impeler ini dipakai untuk tinggi tekan yang lebih rendah, serta dengan pembuangan radial dan hisapan aksial perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil dari pada jenis radial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai dengan 4500 rpm. Sudut sudu sisi masuk berkurang / mengecil sesuai dengan jari-jarinya untuk menjamin agar fluida dapat masuk secara mulus.

### 3.1.3 Impeler jenis aliran campur

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini sebagian disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian oleh tolakan impeler. Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata sama dengan diameter mata sisi masuknya, meskipun dapat lebih kecil. Daerah kecepatan spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.

### 3.1.4 Impeler jenis propeler

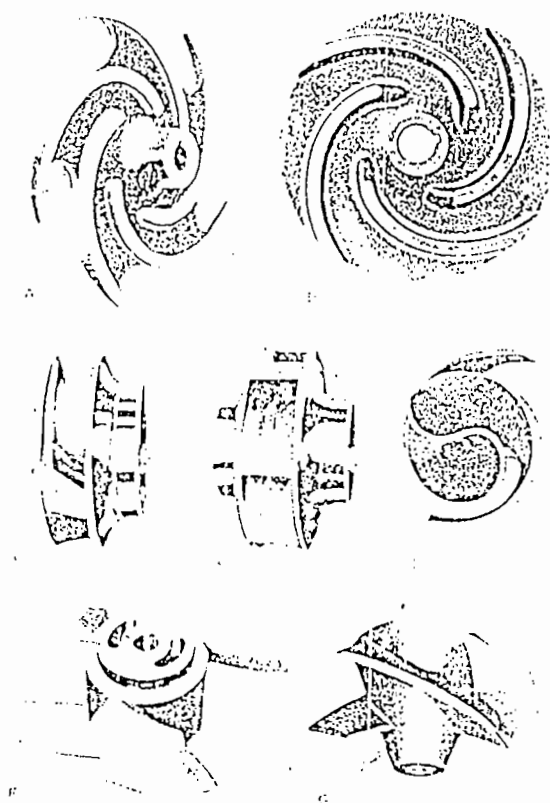
Impeler jenis ini tinggi tekan yang dihasilkan disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan aliran keseluruhan arahnya aksial. Daerah kecepatan spesifik pada impeler ini paling tinggi yaitu diatas 8000 rpm. Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan rendah 3 sampai dengan 40 ft, pada putaran rendah 200 sampai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

Disamping bentuk yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifiknya , impeler juga dibedakan lagi jenisnya menurut cara fluida memasukinya, detail baling- balingnya dan tujuan penggunaan impeler tersebut.

Pada Gambar 3.1 dapat dilihat berbagai jenis impeler, impeler terbuka Gambar 3.1A mempunyai baling- baling yang dipasang pada pusat sumbu poros

dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka Gambar 3.1B mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja, impeler tertutup Gambar 3.1C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk menutup aliran cairannya. Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi. Pada Gambar 3.1E ,F dan G adalah bentuk untuk bahan kertas jenis propeler dan aliran campur.( Hicks,1996:18 )

Dalam perancangan pompa ini fluida yang dipompakan berupa air bersih, maka dari itu jenis impeler yang cocok dipergunakan adalah jenis impeler tertutup (*closed impeler* ).



Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler  
( Hicks & Edward, 1996: 19 )

### 3.2 Perhitungan bentuk impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proporsional.

#### 3.2.1 Perhitungan diameter poros

Diameter poros impeler dihitung dengan menggunakan persamaan 3.1

( Sularso, 1997: 8 )

$$D_s = \left( \frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right)^{1/3} \quad (3.1)$$

Dengan :  $\tau_a$  = Tegangan geser bahan yang di ijinan ( $\text{Kg/mm}^2$ )

$K_t$  = 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 poros ( $\text{Kg.mm}$  )

Besarnya momen puntir dapat dihitung dengan persamaan 3.2

(Sularso,1997: 7 )

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

Dengan :  $P_d$  = Daya motor penggerak ( Kw )

$n$  = Putaran motor penggerak ( rpm )

Telah diketahui bahwa :

Daya motor penggerak (  $P_d$  ) = 25,7 hp

= 18,5 Kw

Putaran motor penggerak (  $n$  ) = 1470 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima poros adalah :



$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{18,5}{1470}$$

$$= 12257,82 \text{ Kg.mm}$$

Di ambil bahan untuk poros adalah S40C dengan kekuatan tarik bahan yang diijinkan  $(\sigma_B) = 55 \text{ Kg/mm}^2$ . Untuk menghindari beban berlebih maka diperlukan faktor keamanan, sehingga tegangan lentur dapat ditentukan dengan persamaan 3.3 ( Sularso, 1997: 8 )

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \quad (3.3)$$

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

( Diambil angka tersebut karena bahan poros dari baja )

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

( Diambil angka tersebut karena poros akan dibuat bertingkat )

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\tau_a = \frac{55}{6 \cdot 2}$$

$$= 4,58 \text{ Kg/mm}^2$$

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

Maka diameter poros impeler adalah :

$$D_s = \left[ \frac{5,1}{4,58} \times 1,5 \times 2 \times 12247,82 \right]^{1/3}$$

$$= 34,34 \text{ mm}$$

Untuk menghubungkan poros dengan impeler dipergunakan pasak, kedalaman alur pasak pada poros harus ditambahkan pada diameter poros hasil perhitungan diatas.

Dari perhitungan diatas diambil ukuran penampang pasak 10 x 8 ( Sularso, 1997: 10 ). Dengan kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ )= 5mm.

Maka diameter poros impeler menjadi :

$$\begin{aligned} D_s &= D_s \text{ hitungan} + (2 \times t_1) \\ &= 34,34 + (2 \times 5) \\ &= 44,34 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros harus disesuaikan dengan diameter poros standard (Tabel 3.1) maka diambil diameter poros sebesar 45mm.

Tabel 3.1 Diameter poros ( Sularso,1997: 9 )

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			



### **3.2.2 Diamater Hub**

Diameter hub harus dibuat lebih besar dari pada diameter poros impeler, dan dapat ditentukan dengan persamaan 3.4 (Austin, 1990: 93 )

$$D_h = ( 1,3 - 1,5 ) D_s \quad ( 3.4 )$$

Diambil diameter hub adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= 1,4 D_s \\ &= 1,4 \times 45 \\ &= 63 \text{ mm} \\ &= 2,48 \text{ in} \end{aligned}$$

### **3.2.3 Diameter mata impeler**

Diameter mata impeler dapat ditentukan dengan persamaan 3.5 (Austin 1990:93)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{v_o} + D_h^2} \quad ( 3.5 )$$

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

$v_o$  = kecepatan masuk kemata impeler (  $\text{ft} / \text{s}$  )

$D_h$  = diameter hub ( in )

Kecepatan masuk kemata impeler  $V_o$  biasanya sedikit lebih besar dari pada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk kemata impeler antara 10 sampai 15  $\text{ft}/\text{s}$ . Karena kerugian turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan

sekecil mungkin. Kecepatan  $V_0$  yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler menjadi besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional.

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

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

Maka diameter pipa flens diambil = 4 in

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

Luas penampang pipa hisap adalah :

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

Kecepatan aliran pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas 3.6 yaitu :

$$Q = A \times V \quad (3.6)$$

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

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

$V$  = kecepatan aliran dalam pipa ( m/ s : )

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

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,02875}{0,0081} \\ &= 3,55 \text{ m/dt} \\ &= 11,65 \text{ ft/s:} \end{aligned}$$

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

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

$$\text{Kecepatan } V_o = 12 \text{ ft/ s}$$

$$\text{Kerugian kebocoran} = 6 \%$$

Maka kapasitas total pompa adalah :

$$Q_{tot} = 1,0148 \times 1,06$$

$$= 1,076 \text{ ft}^3 / \text{s}$$

Sehingga diameter mata impeler :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 1,076}{12} + 2,48^2}$$

$$= 4,75 \text{ in} = 120,65 \text{ mm}$$

$$= 121 \text{ m}$$

### 3.2.4 Diameter sisi masuk impeler

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

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler :

$$D_1 = D_0$$

$$D_1 = 121 \text{ mm}$$

$$= 4,76 \text{ in}$$

### 3.2.5 Lebar impeler sisi masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.7 (Austin, 1990: 94)

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times v_{r1} \times \varepsilon_1} \quad (3.7)$$

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

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler ( in )

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

$\varepsilon_1$  = faktor kontraksi

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

Diambil  $v_{r1} = 5\%$  lebih besar dari pada  $V_0$ , maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned}
 v_{r1} &= (0,05 \times V_0) + V_0 \\
 &= (0,05 \times 12) + 12 \\
 &= 12,6 \text{ ft/s} \\
 &= 3,85 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 b_1 &= \frac{144 \times 1.076}{\pi \times 4,76 \times 12,6 \times 0,85} \\
 &= 0,97 \text{ in} \\
 &= 24,64 \text{ mm} \\
 &\approx 25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

### **3.2.6 Diameter sisi keluar impeler**

Diameter sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan 3.8 (Austin,1990: 94 )

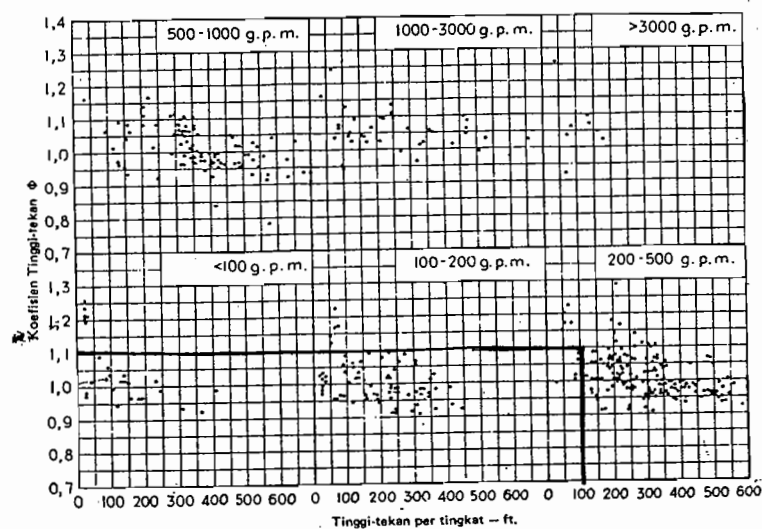
$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \quad (3.8)$$

Dengan : H = tinggi tekan pompa ( ft )

n = putaran motor ( rpm )

$\Phi$  = koefisien tinggi tekan overall

Harga koefisien tinggi tekan overall antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata-rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam Gambar 3.2.



Gambar 3.2 Titik-titik koefisien tinggi tekan  $\Phi$  tinggi tekan untuk berbagai kapasitas (Austin, 1990: 97)

Dari Gambar 3.2 dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah 1,1.

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah ;

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{1840 \times 1,1 \times \sqrt{105}}{1470} \\ &= 14,1 \text{ in} \\ &= 358,14 \approx 359 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.2.7 Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.9 (Austin, 1990: 98)

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{v_{r2} \times D_2 \times \pi \times \epsilon_2} \quad (3.9)$$

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



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

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler ( in )

$\varepsilon_2$  = faktor kontraksi impeler sisi keluar

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

Maka diambil faktor kontraksi  $\varepsilon_2 = 0,9$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial } V_{r2} &= V_{r1} - (15\% \times V_{r1}) \\ &= 12,6 - (15\% \times 12,6) \\ &= 10,71 \text{ ft/ s} \\ &= 3,26 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{144 \times 1,076}{3,26 \times 14,1 \times \pi \times 0,9} \\ &= 0,37 \text{ in} \\ &= 9,4 \approx 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3 Penentuan jumlah sudu

Untuk menentukan jumlah sudu maka terlebih dahulu menghitung kecepatan keliling sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3.10 (Austin,1990: 108)

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60} \quad (3.10)$$

Dengan :  $D_1$  = diameter sisi masuk impeler ( in )

$n$  = putaran poros impeler ( rpm )

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk impeler (  $D_1$  ) = 4,76 in

Putaran poros impeler (  $n$  ) = 1470 rpm

Maka kecepatan keliling sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \times 4,76 \times 1470}{12 \times 60} \\ &= 30,52 \text{ ft/s} \\ &= 9,3 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 12,6 \text{ ft/s} \\ &= 3,85 \text{ m/s} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{V_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{12,6}{30,52} \\ &= 0,4128 \\ \beta_1 &= 22,43^\circ \end{aligned}$$

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

Maka diambil harga  $\beta_1 = 25^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dapat dibuat lebih besar dari pada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara  $15^\circ$  sampai  $40^\circ$ . (Austin, 1990: 98) Maka harga sudut sisi keluar impeler  $\beta_2$  diambil sebesar  $30^\circ$ .

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan persamaan 3.11 (Austin, 1990: 105)

$$Z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m \quad (3.11)$$

Dengan :  $D_1$  = diameter sisi masuk impeler ( mm )

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler ( mm )

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

Besarnya sudut rata-rata adalah

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{25 + 30}{2} \\ &= 27,5^\circ \end{aligned}$$

Jadi jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

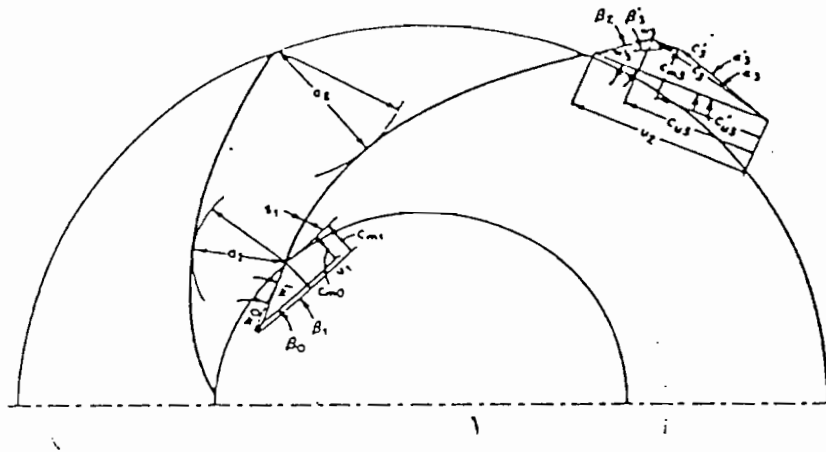
$$\begin{aligned} Z &= 6,5 \times \frac{359 + 121}{359 - 121} \times \sin 27,5^\circ \\ &= 6,05 \approx 7 \text{ buah} \end{aligned}$$

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

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

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan. Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada Gambar 3.3. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian,yaitu :

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



Gambar 3.3. Segitiga kecepatan pada impeler  
( Karassik,1976: 2.7 )

### 3.4.1 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

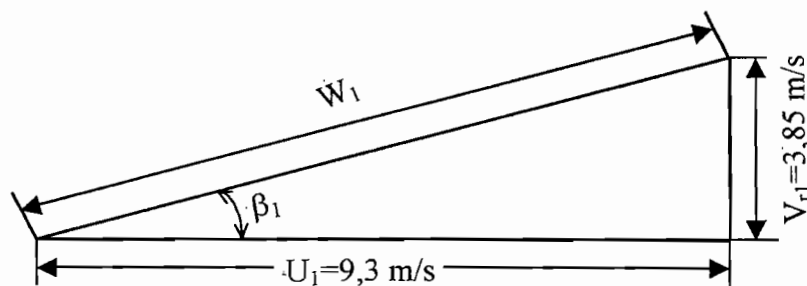
Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) &= 9,3 \text{ m/s} \\ &= 30,52 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk } (\beta_1) = 25^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 3,85 \text{ m/s} \\ &= 12,6 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Dari data tersebut dapat dilukiskan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler Gambar 3.4.



Gambar 3.4. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\
 &= \frac{9,3}{\cos 25^\circ} \\
 &= 10,33 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

### 3.4.2 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned}
 \text{Kecepatan radial sisi keluar impeler ( } V_{r2} \text{ )} &= 3,26 \text{ m/s} \\
 &= 10,71 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi keluar impeler ( } \beta_2 \text{ )} = 30^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \right)^2 + \frac{4 \times g \times H}{K}} \right] \quad (3.12)$$

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

$H$  = tinggi tekan pompa ( m )

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

Maka :

$$\begin{aligned}
 U_2 &= \frac{1}{2} \left[ \frac{3,26}{\tan 30} + \sqrt{\left( \frac{3,26}{\tan 30} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 32}{0,6}} \right] \\
 &= 25,87 \text{ m/s} \\
 &= 84,85 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} V_{u2} &= U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \\ &= 84,85 - \frac{10,71}{\tan 30} \\ &= 20,21 \text{ m/s} \end{aligned}$$

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

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

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

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

$$\begin{aligned} V'_{u2} &= 66,29 \times 0,7 \\ &= 46,4 \text{ ft/s} \\ &= 14,15 \text{ m/s} \end{aligned}$$

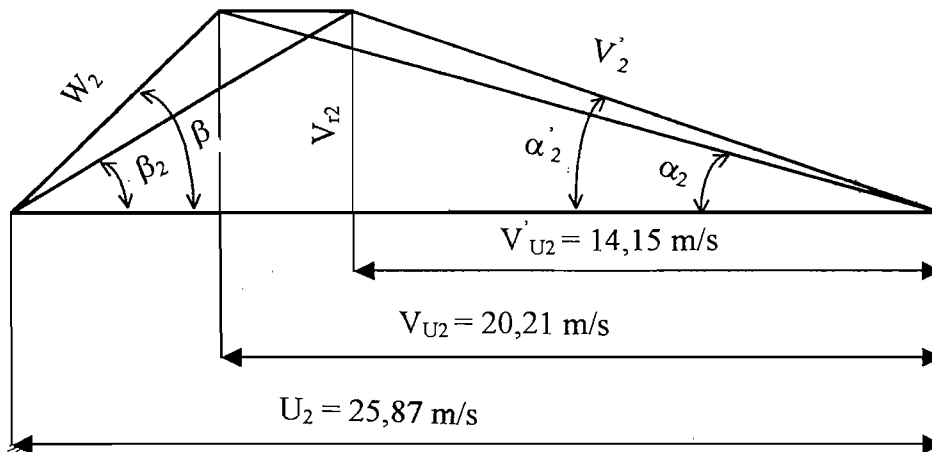
Tangen sudut sisi keluar atual adalah :

$$\begin{aligned} \tan \alpha'_2 &= \frac{V_{r2}}{V'_{u2}} \\ &= \frac{10,71}{46,4} \\ &= 0,231 \\ \alpha'_2 &= 13^\circ \end{aligned}$$

Kecepatan absolut sisi keluar adalah :

$$V'_2 = \sqrt{(V_{r2})^2 + (V'_{u2})^2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{10,71^2 + 46,4^2} \\
 &= 47,62 \text{ ft/s} \\
 &= 14,52 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



Gambar 3.5 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis adalah :

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (U_2 - V_{u2})^2} \\
 &= \sqrt{3,26^2 + (25,87 - 20,21)^2} \\
 &= 6,53 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



## BAB IV

### PERANCANGAN SUDU

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

#### 4.1 Bentuk sudu

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

##### 4.1.1 Backward Curve Vanes

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

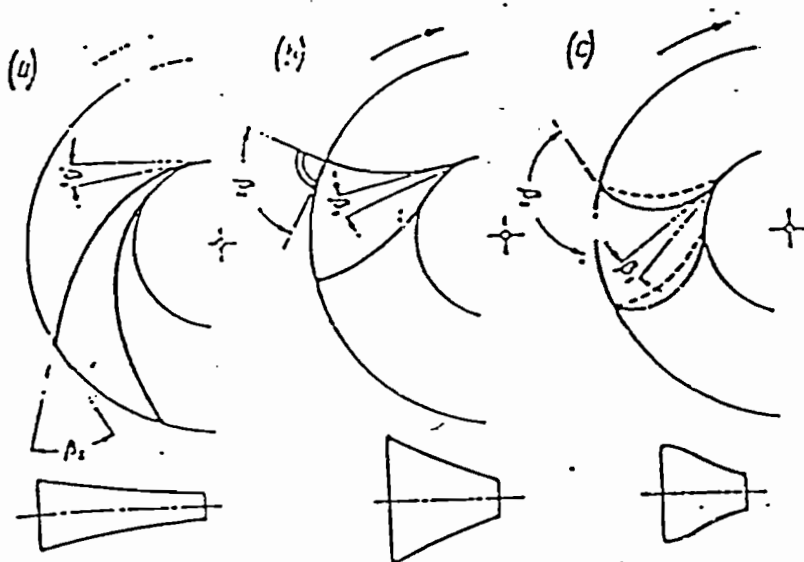
##### 4.1.2 Radial Vanes

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

##### 4.1.3 Forward Curve Vanes

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

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



Gambar 4.1 Bentuk Sudu  
( Lazarkiewickz,1965: 98 )

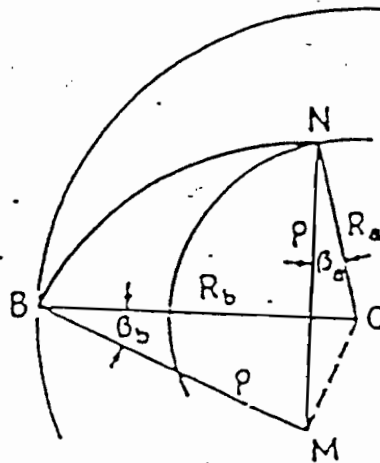
#### 4.2 Penentuan Sudu

Faktor yang memengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . Harga sudut keluar  $\beta_2$  telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu  $30^\circ$ . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

#### 4.3 Pelukisan Sudu

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

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



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

Sedangkan jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan persamaan 4.1 (Austin, 1990: 98)

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

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

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

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

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

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

Telah diketahui bahwa :

$$\text{Jari-jari sisi masuk impeler } (R_1) = 60,5 \text{ mm}$$

$$\text{Jari-jari sisi keluar impeler } (R_2) = 179,5 \text{ mm}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk impeler } (\beta_1) = 25^\circ$$

$$\text{Sudut sudu sisi keluar impeler } (\beta_2) = 30^\circ$$

Sehingga harga jari-jari kelengkungan busur dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.1, hasil perhitungan dapat dilihat dalam table 4.1.

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkar an	R (mm)	R <sup>2</sup> (mm) <sup>2</sup>	$\beta$ (°)	Cos $\beta$	R cos $\beta$ (mm)	$R_b \cos \beta - R_a \cos \beta$ (mm)	$R_b^2 - R_a^2$ (mm) <sup>2</sup>	$\rho$ (mm)
1	60,5	3660,25	25	0,906	54,81			
						20,89	3446,24	82,48
B	84,3	7106,49	26	0,898	75,70			
						20,62	4579,12	111,04
C	108,3	116856,61	27	0,891	96,32			
						20,15	5712	141,74
D	131,9	17397,61	28	0,883	116,47			
						19,77	6844,88	173,11
E	155,7	2422,49	29	0,875	136,24			
						19,21	7977,76	207,65
2	179,5	32220,25	30	0,866	155,45			

#### 4.4 Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu impeler menggunakan persamaan 4.2 (Austin, 1990: 106)

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

Dengan :  $D$  = Diameter lingkaran impeler (mm)

$\varepsilon$  = Faktor kontraksi

$z$  = Jumlah sudu

$t$  = Tebal sudu

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

Pada sisi masuk impeler telah diketahui :

Diameter sisi masuk ( $D_1$ ) = 121 mm

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

Jumlah sudu ( $z$ ) = 7

Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $25^{\circ}$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 121 \times \sin 25^{\circ}}{7} \\ &= 3,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

Diameter sisi keluar ( $D_2$ ) = 359 mm

Faktor kontraksi ( $\varepsilon$ ) = 0,9

Jumlah sudu ( $z$ ) = 7

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

Maka tebal sudu pada sisi keluar impeler adalah

$$t_2 = \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z}$$

$$= \frac{(1 - 0.9) \times \pi \times 359 \times \sin 30^\circ}{7}$$

$$= 8,05 \text{ mm}$$

Untuk lingkaran antara diameter sisi masuk dengan diameter sisi keluar, tebal sudu dapat dilihat dalam tabel 4.2.

Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	D (mm)	$\varepsilon$	$\pi \times D$	$\beta$ ( $^\circ$ )	Sin $\beta$	z	t (mm)
1	121	0,85	379,94	25	0,423	7	3,44
B	168,6	0,86	529,40	26	0,438	7	4,64
C	216,2	0,87	678,87	27	0,454	7	5,72
D	263,8	0,88	828,33	28	0,469	7	6,66
E	311,4	0,89	977,79	29	0,485	7	7,45
2	359	0,90	1127,26	30	0,5	7	8,05

#### 4.5 Lebar Laluan

Untuk menentukan lebar laluan dapat dipergunakan persamaan 4.3 (Austin, 1990: 106)

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

Dengan : Q = Kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/ s)

D = Diameter laluan (in)

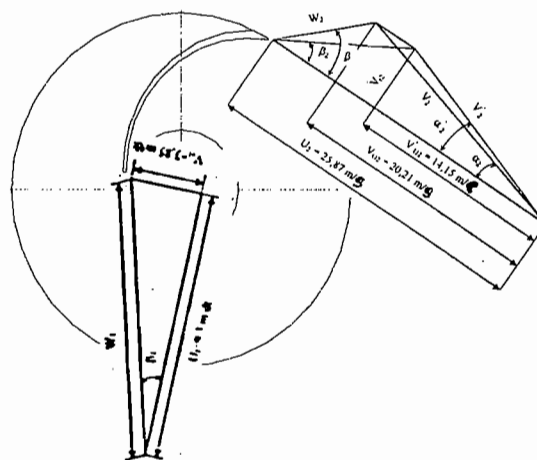
V<sub>r</sub> = Kecepatan aliran radial (ft/s)

$\varepsilon$  = Faktor kontraksi

Hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dalam Tabel 4.3

Tabel 4.3 Lebar laluan ( b )

Lingkaran	D (in)	$\epsilon$	$\pi \times D$ (in)	$V_r$ (ft/s)	Q (ft <sup>3</sup> /s)	b (in)	b (mm)
1	4,76	0,85	14,95	12,60	1,076	0,97	25
B	6,634	0,86	20,83	12,22	1,076	0,67	17,02
C	8,508	0,87	26,72	11,84	1,076	0,56	14,22
D	10,382	0,88	32,60	11,47	1,076	0,47	11,94
E	12,256	0,89	38,48	11,09	1,076	0,41	10,41
2	14,13	0,90	44,37	10,71	1,076	0,37	10



Gambar 4.3 Lengkung sudu serta segi tiga kecepatan sisi masuk dan keluar hasil perancangan.

#### 4.6 Bahan Impeler

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

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

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

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





## 5.2 Perancangan Rumah Pompa

Di dalam perancangan rumah keong, rumah keong dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tonque*) casing perlu diberi jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler. Besarnya jari-jari lidah diperoleh dengan persamaan 5.1 (Khetagurov: 248)

$$r_3 = (1,02-1,05) r_2 \quad (5.1)$$

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

Telah diketahui bahwa  $r_2 = 179,5$  mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 179,5 \\ &= 188,50 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut  $b_3$  dapat diperoleh dengan persamaan 5.2 (Khetagurov: 248)

$$b_3 = b_2 + 0,025 r_2 \quad (5.2)$$

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

Telah diketahui bahwa  $b_2 = 10$  mm, maka lebar celah volut  $b_3$  adalah

$$\begin{aligned} b_3 &= 10 + (0,025 \times 179,5) \\ &= 14,50 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan persamaan 5.3 (Khetagurov, 19.. : 248)

$$\rho = \frac{\varphi^0}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3} \quad (5.3)$$

Dengan :  $\varphi^0$  = sudut perbagian ( $^{\circ}$ )

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

$\chi$  = konstanta

Untuk memperoleh konstanta  $\chi$  dipergunakan persamaan 5.4 (Khetagurov: 247)

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

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

$k_u$  = Konstanta

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

$$V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r = k_u = \text{konstan (Khetagurov:239)} \quad (5.5)$$

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi impeler telah diperoleh

Kecepatan absolut aliran fluida ( $V_{u2}$ ) = 20,21 m/s

Jari-jari sisi keluar impeler ( $r_2$ ) = 179,5 mm

= 0,1795 m

Maka harga konstanta  $k_u$  adalah

$$\begin{aligned} k_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 20,21 \times 0,1795 \\ &= 3,63 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa  $Q = 0,02875 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka harga konstanta  $\chi$  dapat diperoleh, yaitu :

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{720}{0,02875} \times 3,63 \times \pi \\ &= 285450,57 \text{ /m} \end{aligned}$$



$$= 285,45 \text{ /mm}$$

Setelah semua harga konstanta diketahui, maka dengan menggunakan persamaan 5.3 dapat dicari harga jari-jari volut (Tabel 5.1).

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong

Bagian	$\varphi^0$	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3$	$\sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$	$\rho$ (mm)	$r_{3+\rho}$ (mm)	$r_{vol}$ (mm)
I	10	0,035	13,20	3,49	5,525	194,025	199,55
II	45	0,158	59,57	7,72	7,878	196,378	204,26
III	90	0,315	118,76	10,90	11,215	199,715	210,93
IV	135	0,473	178,32	13,35	13,823	202,323	216,15
VI	180	0,631	237,89	15,42	16,051	204,551	220,60
VII	225	0,788	297,08	17,24	18,028	206,528	224,56
VII	270	0,946	356,64	18,88	19,826	208,326	228,15
VIII	315	1,104	416,21	20,40	21,504	210,004	231,51
IX	360	1,261	475,40	21,80	23,061	211,561	234,62
X	370	1,296	488,59	22,10	23,396	211,896	235,29

### 5.3 Nosel Buang ( Discharge Nozzle)

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

Untuk menghindari diameter pipa yang tidak ada dipasaran dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standard. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan, yaitu 12 sampai dengan 40

ft/s .(Austin, 1990: 90) Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pompa telah sesuai dan aman.

Dalam perancangan ini direncanakan ukuran diameter pipa tekan adalah

$$\begin{aligned} \text{Diameter} &= 3 \text{ inc} \\ &= 76,2 \text{ mm} \\ &= 0,0762 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas pompa} &= 0,02875 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 450 \text{ gpm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan 3.6, dapat ditentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan, yaitu :

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0.02875}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0.0762^2} \\ &= 6,31 \text{ m/s} \\ &= 20,7 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 3 in (76,2mm).

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

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

## BAB VI

### PERANCANGAN POROS

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

#### 6.1 Tinjauan Beban Poros

Poros pompa menderita dua beban, yaitu beban puntir dan beban lentur. Beban puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak, dan beban lentur berasal dari bobot impeler yang ditumpu poros dan gaya radial pada impeler tersebut.

Dalam perhitungan di depan telah diketahui bahwa momen puntir yang diterima poros  $T = 12257,82 \text{ kgmm}$ .

Bobot 2 piringan impeler diperoleh dengan persamaan 6.1 (Sularso, 1997: 23)

$$W_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - d_s^2) \times b_2 \times \gamma \quad (6.1)$$

Dengan :  $D_2 =$  Diameter sisi luar impeler = 359 mm

$d_s =$  Diameter lubang poros pada impeler = 45 mm

$b_2 =$  Lebar 2 piringan impeler = 10 mm

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

Maka bobot 2 piringan impeler adalah

$$W_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (359^2 - 45^2) \times 10 \times 7,833 \times 10^{-6} = 7,8 \text{ kg}$$

Bobot 7 buah sudu adalah

$$W_2 = 7 \times P \times L \times t \times \gamma$$

Dengan: P = Panjang sudu = 252 mm

L = Lebar sudu = 10 mm

$$t = \text{Tebal rata-rata sudu} = \frac{8,05 + 3,44}{2} = 5,745 \text{ mm}$$

Maka bobot 7 buah sudu adalah

$$W_2 = 7 \times 252 \times 10 \times 5,745 \times 7,83 \times 10^{-6} = 0,8 \text{ kg}$$

Gaya radial pada impeler dapat ditentukan dengan persamaan 6.2

(Karassik, 1976: 2175)

$$Fr = 0,433 \times Kr \times Sg \times H \times D_2 \times b_2 \quad (6.2)$$

Dengan : Kr = Koefisien eksperimental

Sg = Berat jenis fluida yang dipompa (lb/in<sup>3</sup>)

H = Tinggi tekan pompa (in)

D<sub>2</sub> = Diameter sisi luar impeler (in)

b<sub>2</sub> = Lebar impeler (in)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

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

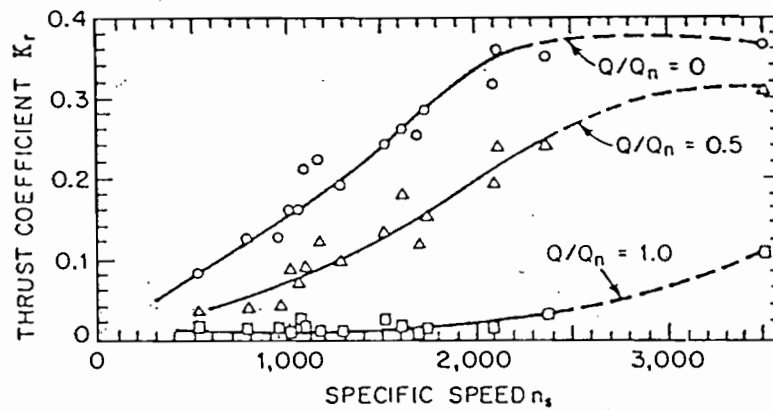
$$\text{Tinggi tekan pompa (H)} = 1259,8 \text{ in}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler (D}_2) = 14,13 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar (b}_2) = 0,39 \text{ in}$$

Harga koefisien Kr dapat diperoleh menggunakan grafik seperti pada Gambar 6.1.





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

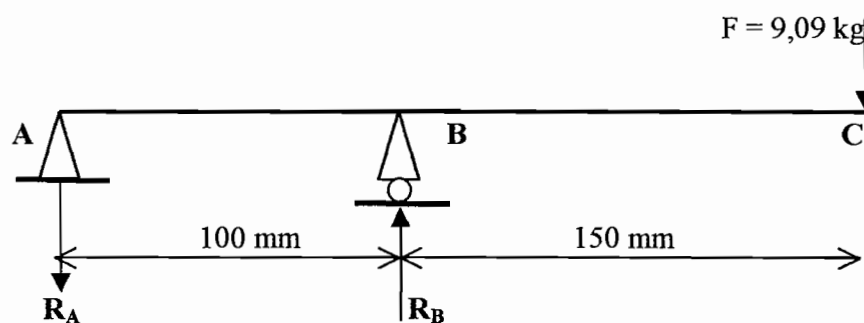
Dari Gambar 6.1 dapat diperoleh harga koefisien eksperimental  $K_r = 0,01$

Maka gaya radial pada impeler

$$\begin{aligned} Fr &= 0,433 \times 0,01 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 1259,8 \times 14,13 \times 0,39 \\ &= 1,086 \text{ lb} \\ &= 0,49 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jumlah beban lentur yang diterima poros adalah

$$\begin{aligned} F &= Fr + W_1 + W_2 \\ &= 0,49 + 7,8 + 0,8 \\ &= 9,09 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar 6.2 Skema gaya yang terjadi pada poros

$$\sum M_B = 0$$

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

$$R_A = \frac{F \times 150}{100} = \frac{9,09 \times 150}{100}$$

$$= 13,635 \text{ kg}$$

$$\sum P_v = 0$$

$$R_B - R_A - F = 0$$

$$R_B = F + R_A$$

$$= 9,09 + 13,635$$

$$= 22,725 \text{ kg}$$

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung ( M )

Dititik B :  $M_B$

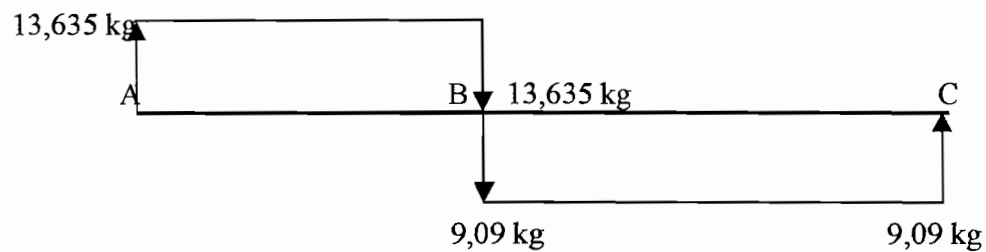
$$M_B = R_A \times 100$$

$$= 13,635 \times 100$$

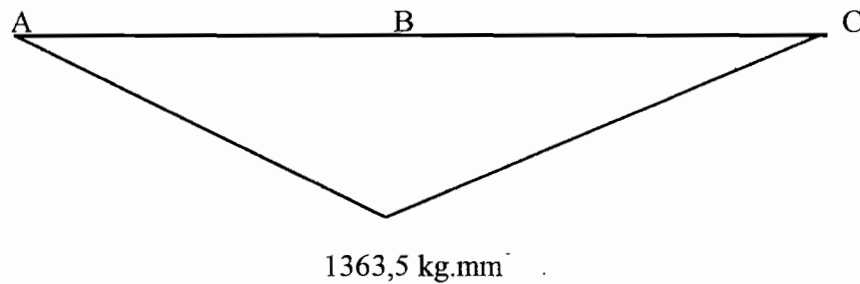
$$= 1363,5 \text{ kg.mm}$$

Dititik A :  $M_A = 0$

Dititik C :  $M_C = 0$



Gambar 6.3 Diagram gaya geser ( *Shearing force* )



Gambar 6.4 Diagram momen lengkung (*Bending moment*)

Dari Gambar 6.4 terlihat bahwa momen lentur maksimal terjadi pada tumpuan B yaitu sebesar 1363,5 kgmm.

## 6.2 Penentuan Diameter Poros

Dari bab sebelumnya telah diketahui bahwa untuk poros adalah S40C dengan kekuatan tarik bahan adalah  $55 \text{ kg/mm}^2$ . Dengan kemungkinan poros dibuat bertingkat maka tegangan lentur bahan diijinkan sebesar  $4,58 \text{ kg/mm}^2$ .

Diameter poros yang dipengaruhi beban puntir dan beban lentur dapat diperoleh dengan persamaan 6.3 (Sularso,1997: 18)

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(k_m \times M)^2 + (k_t \times T)^2} \right]^{1/3} \quad (6.3)$$

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

$k_m$  = Faktor koreksi beban lentur

$k_t$  = Faktor koreksi beban puntir

M = Momen lentur (kgmm)

T = Momen puntir (kgmm)

Dalam perancangan ini diambil

$$\text{Faktor koreksi beban lentur } (k_m) = 2$$

$$\text{Faktor koreksi beban puntir } (k_t) = 1,5$$

Maka besarnya diameter poros adalah

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{4,58} \sqrt{(2 \times 1363,5)^2 + (1,5 \times 12257,82)^2} \right]^{1/3}$$

$$= 27,37 \text{ mm}$$

Untuk menyesuaikan dengan lubang poros impeler yang telah ditentukan sebelumnya, maka diambil diameter poros 45 mm.

### 6.3 Konsentrasi Tegangan Poros

Dalam perancangan poros bertingkat ini

$$\text{Diameter poros } (D) = 50 \text{ mm}$$

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

Harga jari-jari filet poros

$$r = \frac{D - d}{2} = \frac{50 - 45}{2}$$

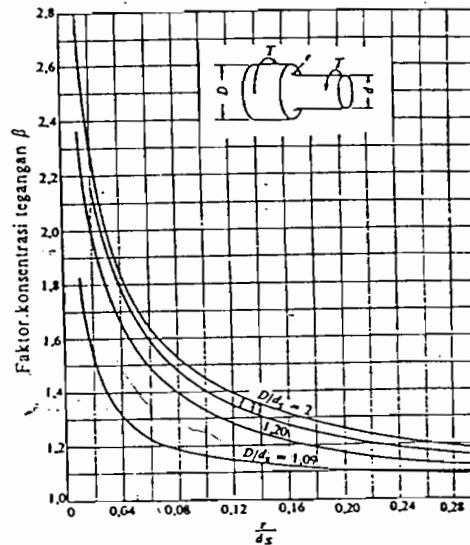
$$= 2,5 \text{ mm}$$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{45} = 0,055$$

Perbandingan diameter poros

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{45} = 1,111$$



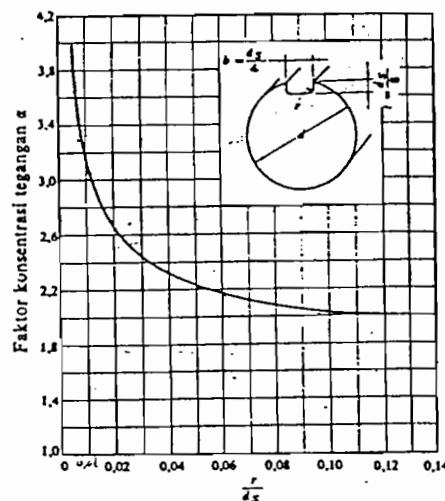
Gambar 6.5 Faktor konsentrasi tegangan  $\beta$  poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi filet.  
( Sularso & Suga, 1997: 11 )

Dari Gambar 6.5 didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan  $\beta = 1,4$

Pasak yang digunakan berukuran  $14 \times 9$ , dan jari-jari filet alur pasak  $= 0,4 \text{ mm}$ .

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros adalah

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{45} = 0,0089$$



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

Dari Gambar 6.6 diperoleh harga faktor konsentrasi tegangan  $\alpha = 3,3$

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

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 6.4 (Sularso, 1997: 18).

$$\tau_{mak} = \frac{5,1}{ds^3} \sqrt{(km \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (6.4)$$

Sehingga tegangan geser maksimum poros adalah

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{5,1}{45^3} \sqrt{(2 \times 1363,5)^2 + (1,5 \times 12257,82)^2} \\ &= 1,04 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman adalah

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

$$4,58 \times 2 > 1,04 \times 3,3$$

$$9,16 > 3,43 \quad (\text{aman})$$

#### 6.4 Defleksi Puntiran

Besarnya defleksi puntiran dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 6.5 (Sularso, 1997: 18).

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4} \quad (6.5)$$

Dengan:  $T = \text{Momen puntir} = 12257,82 \text{ kg/mm}$

$L = \text{Panjang poros} = 250 \text{ mm}$

$G = \text{Modulus geser} = 8300 \text{ kg/mm}^2$

$d_s = \text{Diameter poros} = 45 \text{ mm}$

Maka

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{12257,82 \times 250}{8300 \times 45^4} \\ &= 0,05 \\ &= 0,05 \times 4 = 0,2^\circ\end{aligned}$$

Batas defleksi puntiran adalah  $0,25^\circ$ , sehingga poros tersebut aman karena defleksi puntiran hasil perhitungan lebih kecil dari  $0,25^\circ$ .

### 6.5 Defleksi Lenturan Poros

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

Besarnya defleksi lenturan poros maksimum dapat ditentukan dengan persamaan

6.6 (Lazarkiewics, 1965: 329).

$$Y_{mak} = \frac{W}{3E} \left[ \frac{x^3}{I_x} + \frac{a^3 - x^3}{I_a} + \frac{a^2 b}{I_b} \right] \quad (6.6)$$

Dengan:  $W = \text{Beban lentur yang diterima poros (kg)}$

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

$x = \text{Panjang poros kedudukan impeler (mm)}$

$a = \text{Jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler (mm)}$

$b = \text{Jarak pusat antar tumpuan (mm)}$

Momen inersia dapat ditentukan dengan persamaan 6.7

$$I = \frac{\pi \times ds^4}{64} \quad (6.7)$$

Dengan:  $ds$  = Diameter poros (mm)

Untuk diameter poros  $ds= 45$  mm, maka

$$I_x = \frac{\pi \times 45^4}{64} = 201186,91$$

Untuk diameter poros  $ds= 50$  mm, maka

$$I_a = \frac{\pi \times 50^4}{64} = 306640,62$$

Untuk diameter poros  $ds= 55$  mm, maka

$$I_b = \frac{\pi \times 55^4}{64} = 448952,54$$

Diambil modulus elastisitas bahan  $E = 21500 \text{ kg/mm}^2$

Telah diketahui bahwa

$$\text{Beban lentur (W)} = 9,09 \text{ kg}$$

$$\text{Panjang kedudukan impeler (x)} = 25 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak pusat antar tumpuan (b)} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak pusat impeler dengan tumpuan (a)} = 150 \text{ mm}$$

Maka besarnya defleksi lenturan adalah

$$Y_{\text{mak}} = \frac{9,09}{3 \times 21500} \left[ \frac{25^3}{201186,91} + \frac{150^3 - 25^3}{306640,62} + \frac{150^3 \times 100}{448952,54} \right]$$

$$= 0,11 \text{ mm}$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,12 mm (Lazarkiewics, 1965; 329)

sehingga poros tersebut aman.



## 6.6 Putaran Kritis

Berat benda yang berputar pada poros

$$W_i = \text{Berat impeler} = 8,6 \text{ kg}$$

$$W_p = \text{Berat poros} = \frac{\pi}{4} \times ds \times l \times \gamma$$

Dimana:  $ds$  = Diameter poros = 0,05 m

$l$  = Panjang poros = 0,25 m

$\gamma$  = Berat jenis bahan poros = 7833 kg/m

$$\text{Maka } W_p = \frac{\pi}{4} \times 0,05 \times 0,25 \times 7833 = 3,8 \text{ kg}$$

Kecepatan kritis ditentukan dengan persamaan 6.8 (Sularso, 1997: 19)

$$N_c = 52700 \frac{ds^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \quad (6.8)$$

Sehingga kecepatan kritis dari masing-masing benda yang berputar adalah

$$N_{ci} = 52700 \frac{50^2}{150 \times 250} \times \sqrt{\frac{100}{8,6}} = 11980 \text{ rpm}$$

$$N_{cp} = 52700 \frac{50^2}{25 \times 125} \times \sqrt{\frac{100}{1/2 \times 3,8}} = 305860 \text{ rpm}$$

Besarnya putaran kritis adalah

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{N_{ci}^2} + \frac{1}{N_{cp}^2} = \frac{1}{(11980)^2} + \frac{1}{(305860)^2} = 6,97 \times 10^{-9}$$

$$N_{co}^2 = 1,4 \times 10^8$$

$$N_{co} = 11978 \text{ rpm} \quad (1470/11978 \ll 0,6 - 0,7), \text{ Baik}$$

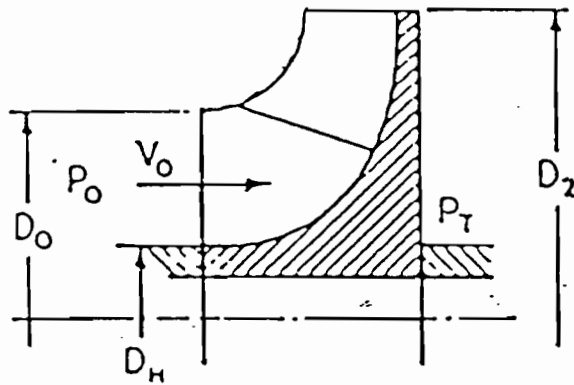
Dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 1470 rpm dibawah batas putaran kritis, sehingga putaran poros tersebut aman.

## BAB VII

### PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

#### 7.1 Pengimbang Gaya Aksial

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan aksial yang disebabkan oleh gaya-gaya yang bekerja pada impeler. Gaya yang bekerja pada impeler diakibatkan 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  $D_0$  dan  $D_H$ .



Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler  
(Austin, 1990: 156)

Fluida yang keluar dari impeler tekanannya lebih tinggi dari pada 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 7.1 (Austin, 1990: 156).

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

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

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

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

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

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

Telah diketahui bahwa

Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler ( $U_2$ ) = 25,87 m/s

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 9,3 m/s

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

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

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah

$$\begin{aligned} P_T - P_0 &= \frac{3}{4} \times \frac{25,87^2 - 9,3^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 22277 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antara bidang lingkaran  $D_0$  dan  $D_H$  terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler kesisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan 7.2 (Austin, 1990:156).

$$F_a = (P_T - P_0) \times \frac{\pi}{4} \times (D_0^2 - D_H^2) \quad (7.2)$$

Dengan:  $D_0$  = Diameter mata impeler (m)

$D_H$  = Diameter hub (m)

Telah diketahui bahwa

Diameter mata impeler ( $D_0$ ) = 0,121 m

Diameter hub ( $D_H$ ) = 0,063 m

Sehingga besarnya gaya aksial adalah

$$\begin{aligned} F_a &= 22277 \times \frac{\pi}{4} \times (0,121^2 - 0,063^2) \\ &= 186,63 \text{ kg} \end{aligned}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk  $V_0$ , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbedaan momentum dapat ditentukan dengan persamaan 7.3 (Austin, 1990: 155).

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_0 \quad (7.3)$$

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

$w$  = Berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/s)

Kapasitas air yang dipompa  $Q = 0,02875 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka bobot air yang dipompa adalah

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \\ &= 0,02875 \times 1000 \\ &= 28,75 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk keimpeler  $V_0 = 3,66$  m/s, sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah

$$F_m = \frac{28,75}{9,81} \times 3,66$$

$$= 10,73 \text{ kg}$$

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

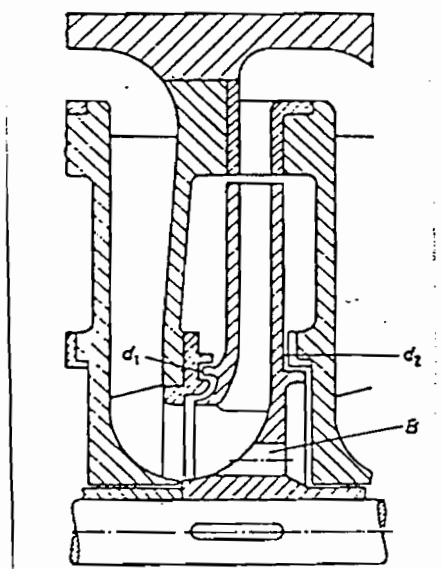
$$F_{\text{resultan}} = F_a - F_m$$

$$= 186,63 - 10,73$$

$$= 175,9 \text{ kg}$$

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 peredaman dengan lubang pengimbang. Cara tersebut dipergunakan 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.

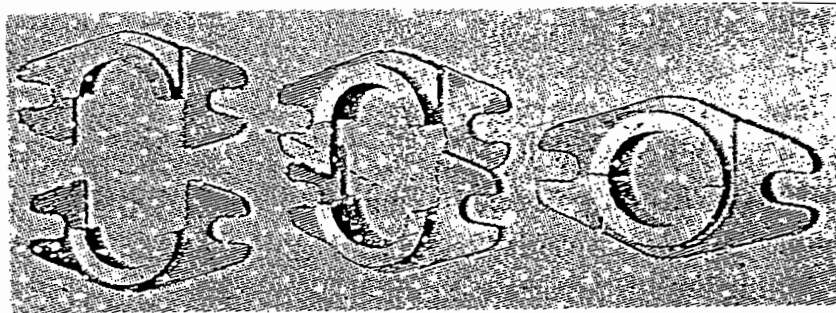


Gambar 7.2 Mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang  
( Dietzel, 1993: 278)

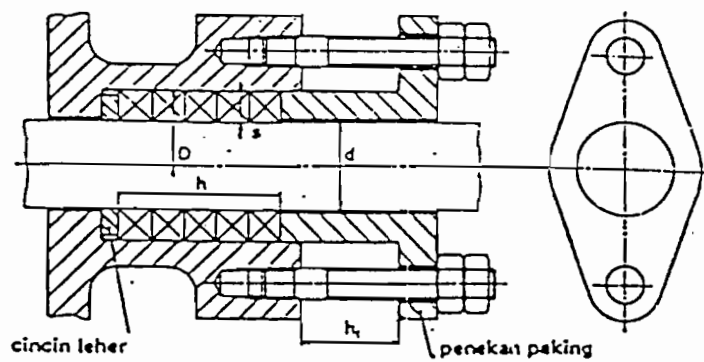
Dalam perancangan ini, mengkompensir gaya aksial diambil dengan cara memberi lubang pada impeler, karena cara ini sederhana dan mudah untuk impeler pompa satu tingkat dan biayanya murah.

## 7.2 Kotak Paking (stuffing Bok)

Perapat poros pada pompa berfungsi untuk mencegah agar udara tidak masuk kedalam rumah pompa saat pompa beroperasi dan mencegah air keluar dari rumah pompa. Kotak paking diisi dengan bahan paking lunak, biasanya terbuat dari rami kain kapas, asbes dan sebagainya yang dikompres terhadap poros oleh gland. Dalam perdagangan paking dapat dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet dengan penampang segi empat atau bujur sangkar. Gland biasanya selalu terpisah dua, seperti gambar 7.3 dan diikat pada tempatnya oleh baut mata berengsel.



Gambar 7.3 Detail gland yang terbelah 2  
(Austin, 1990: 150)



Gambar 7.4 Kotak paking  
(Stolk, 1993: 523)

Dimensi paking dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan-persamaan 7.4 (Stolk, 1993: 523).

Tebal paking (s)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } s = 2\sqrt{d} \quad (7.4)$$

Dengan: d = Diameter poros (mm)

Dalam perancangan ini diameter poros d = 50 mm, sehingga tebal paking adalah

$$\begin{aligned}
 s &= \sqrt{d} \\
 &= \sqrt{50} \\
 &= 7 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Panjang paking dapat ditentukan dengan persamaan 7.5 (Stolk,1993; 523)

$$h = (4 - 8)s \quad (7.5)$$

Diambil panjang paking adalah

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

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan 7.6 (Stolk,1993: 523).

$$\begin{aligned}
 h_1 &= 3 \times s \\
 &= 3 \times 7 \\
 &= 21 \text{ mm}
 \end{aligned} \quad (7.6)$$

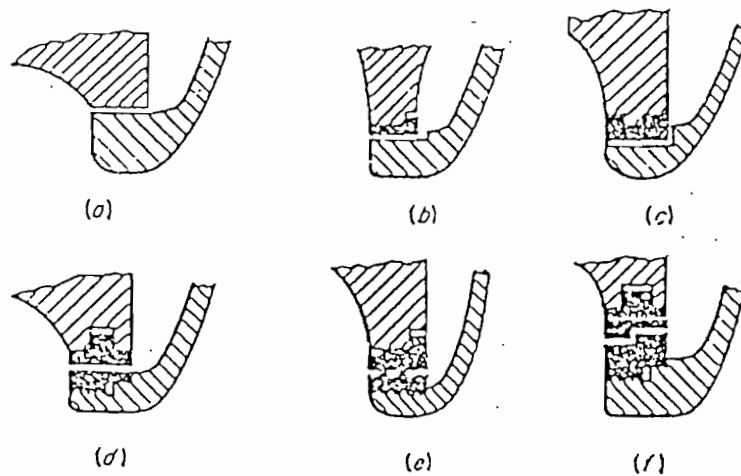
### **7.3 Cincin Penahan Keausan**

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

Pada Gambar 7.5 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, Gambar 7.5a perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya dengan sambungan b, yang mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada Gambar 7.5c cincin terpasang pada alur yang ada pada rumah pompa, pada impeler bisa



memiliki cincin yang serupa. Pada Gambar d,e dan f cincin itu dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan ini dipilih cincin penahan keausan c.



Gambar 7.5 Contoh susunan cincin penahan keausan  
(Hiks, 1996: 21)

#### 7.4 Pemancingan (*Priming*)

Sebelum pompa itu bekerja atau beroperasi, maka mata impeler harus dibenamkan dan pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dipoperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin penahan keausan akan bergesek dan menyebabkan macet.

Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran hisap atau kedalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya. Dengan kata lain pemompaan akan berhenti. Ada tiga macam pemancingan pompa, yaitu:

- a. Memasukan air kedalam saluran hisap hingga impeler terisi air.

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

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancingan yang pertama (a).

### 7.5 Pasak

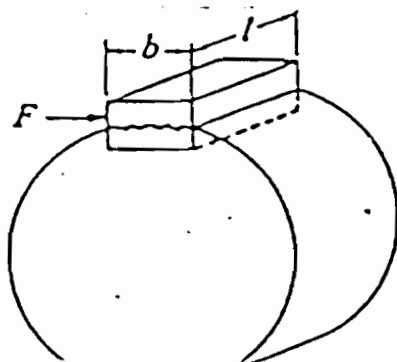
Secara umum pasak mempunyai penampang segi empat dengan arah memanjang berbentuk prisma (lurus) atau tirus. Dalam perancangan ini bagian pompa yang ditetapkan dengan pasak adalah impeler. Pasak benam merupakan jenis pasak yang paling banyak dipergunakan dalam sambungan poros karena pengerjaan dan pemasangan pasak ini lebih mudah.

Telah ditentukan dalam perhitungan didepan bahwa

$$\text{Momen puntir (T)} = 12257,82 \text{ kgmm}$$

$$\text{Diameter poros untuk impeler (ds)} = 45 \text{ mm}$$

Gambar 7.6 menunjukkan gaya geser yang bekerja pada permukaan poros.



Gambar 7.6 Gaya geser pasak  
(Sularso, 1997: 25)

Gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros dapat diperoleh dengan persamaan 7.7 (Sularso, 1997: 25).

$$F_t = \frac{T}{ds/2} \quad (7.7)$$

Dengan: T = Momen puntir poros (kg mm)

ds = Diameter poros (mm)

Sehingga gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros adalah

$$F_t = \frac{12257,82}{45/2}$$

$$= 544,79 \text{ kg}$$

Ukuran pasak dapat diambil dari ukuran pasak yang telah ada Tabel 7.1.

Dan diambil ukuran pasak

Ukuran pasak =  $14 \times 9$

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

Kedalaman alur pasak pada nar ( $t_2$ ) = 3,8 mm

Tabel 7.1 Pemilihan jenis pasak (Sularso, 1997: 10)

Ukuran-ukuran utama				(Satuan: mm)							
Ukuran nominal pasak $a \times b$	Ukuran standar $a, b,$ dan $b_1$	Ukuran standar $a$		C	r	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai $d''$
		Pasak prismatis	Pasak bucor				Pasak prismatis	Pasak bucor	Pasak tirus		
2 x 2	2	2		0,16-	6-20	1,2	1,0		0,5	0,06-	Lebih dari 6-6
3 x 3	3	3		0,25	6-36	1,8	1,4		0,9	0,16	6-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		10-15
5 x 5	5	5			10-54	3,0	2,3		1,5		15-20
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		20-25
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-	20-25
				0,40	18-90	4,0	3,3		2,4	0,25	25-30
8 x 7	8	7			22-110	5,0	3,3		2,4		30-38
10 x 8	10	8			28-140	5,0	3,3		2,4		38-44
12 x 8	12	8			36-160	5,5	3,8		2,5		44-50
14 x 9	14	9		0,40-					2,5	0,25-	
				0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,40	50-55
(15 x 10)	15	10	10,2		45-180	4,0	4,3		3,4		50-54
16 x 10	16	10			50-200	5,0	4,4		3,4		50-62
18 x 11	18	11			56-220	7,5	4,9		3,9		64-73
20 x 12	20	12			63-250	9,0	5,4		4,4		75-85
22 x 14	22	14									
(24 x 16)	24	16	16,2	0,65-	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-	80-90
				0,80	70-280	9,0	5,4		4,4	0,80	85-95
25 x 14	25	14			80-320	10,0	6,4		5,4		95-110
28 x 16	28	16			90-360	11,0	7,4		6,4		120-150
32 x 18	32	18									

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

Tegangan geser yang diijinkan dapat ditentukan dengan persamaan 7.8 (Sularso, 1997: 25).

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad (7.8)$$

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

$S_{f1}$  = Faktor keamanan 1

$S_{f2}$  = Faktor keamanan 2

Diambil bahan pasak S30C, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan  $S_{f1} = 6$

Faktor keamanan  $S_{f2} = 2$

Sehingga tegangan geser bahan yang diijinkan adalah

$$\begin{aligned} \tau_{ka} &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Akibat adanya gaya geser tangensial yang bekerja pada permukaan poros, maka dapat ditentukan panjang pasak dengan persamaan 7.9 (Sularso, 1997: 25).

$$L_1 = \frac{Ft}{b \times \tau_{ka}} \quad (7.9)$$

Dengan: Ft = Gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

b = Lebar pasak (mm)

$\tau_{ka}$  = Tegangan geser bahan yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

Dari ukuran yang diambil, lebar pasak (b) = 14 mm



Sehingga panjang pasak akibat gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros adalah

$$L_1 = \frac{544,79}{14 \times 4}$$

$$= 9,73 \text{ mm}$$

Selain tegangan geser yang bekerja pada permukaan poros, pasak juga dipengaruhi oleh tekanan permukaan. Dengan tekanan permukaan yang bekerja pada pasak akan memberikan panjang pasak yang berbeda.

Panjang pasak tersebut dapat diperoleh dengan persamaan 7.10 (Sularso, 1997: 27).

$$L_2 = \frac{Ft}{P_{ka} \times (t_1 + t_2)} \quad (7.10)$$

Dengan:  $P_{ka}$  = Tekanan permukaan pasak yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

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

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

$Ft$  = Gaya geser tangensial permukaan poros (kg)

Untuk memberikan panjang pasak yang maksimal, maka antara kedalaman alur pasak  $t_1$  dan  $t_2$  diambil yang terkecil, yaitu  $t_2$ .

Kedalaman alur pasak pada naf  $t_2 = 3,8 \text{ mm}$

Tekanan permukaan pasak yang diijinkan ( $P_{ka}$ ) =  $8 \text{ kg/mm}^2$  (digunakan untuk poros berdiameter kecil)

Sehingga panjang pasak akibat tekanan permukaan yang diijinkan adalah

$$L_2 = \frac{544,79}{8 \times 3,8} = 17,92 \approx 18 \text{ mm}$$

Diantara  $L_1$  dan  $L_2$  Dipilih panjang pasak yang terbesar yaitu 18 mm. Panjang pasak hasil perhitungan harus disesuaikan dengan panjang pasak yang sudah distandarkan (Tabel 7.1). Diambil panjang pasak  $L = 36$  mm.

Untuk memeriksa hasil perancangan pasak aman atau tidak, dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut :

$$\frac{b}{ds} = \frac{14}{45} = 0,31 \quad 0,25 < 0,31 < 0,35$$

$$\frac{L}{ds} = \frac{36}{45} = 0,8 \quad 0,75 < 0,8 < 1,5$$

Dari pemeriksaan diatas, pasak hasil perancangan sudah aman dipergunakan.

## 7.6 Bantalan

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

Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja sebagaimana mestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

### 1. Atas dasar gerakan bantalan pada poros

#### - Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan karena 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 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 bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding khusus, karena dapat menumpu beban radial maupun aksial sekaligus. Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan yang sulit (Sularso, 1997: 103).

### 7.6.1 Umur Nominal Bantalan B

Dalam perhitungan sebelumnya besar gaya reaksi tumpuan yang menopang poros dan sisa- sisa gaya geser aksial adalah.

$$\text{Gaya geser tumpuan } (F_r) = 22,725 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya aksial } (F_a) = 175,9 \text{ kg}$$

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.11 (Sularso, 1997: 135).

$$P_r = (X \times V \times F_r) + (Y \times F_a) \quad (7.11)$$

Dengan:  $F_r$  = Gaya radial pada tumpuan (kg)

$F_a$  = Gaya aksial (kg)

$X$  = Faktor beban radial

$V$  = Faltor kontruksi bantalan

$Y$  = Faktor beban aksial

Tabel 7.2 Faktor-faktor  $V, X, Y$ , dan  $X_0, Y_0$  (Sularso, 1997 : 135)

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				$\epsilon$	Baris tunggal		Baris ganda	
			$F_a/VF_r > \epsilon$		$F_a/VF_r \leq \epsilon$					$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$					
Bantalan bola alur dalam	1	1,2	0,56	1	0	0,56	1,45	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5
								1,99	0,22				
								1,71	0,26				
								1,55	0,28				
								1,31	0,34				
								1,15	0,38				
								1,04	0,42				
								1,00	0,44				
Bantalan bola sudut	1	1,2	0,35	1	0,55	0,57	0,43	0,57	0,5	0,33	1	0,84	
							0,41	0,68				0,76	
							0,39	0,80				0,66	
							0,37	0,95				0,60	
							0,35	1,15				0,57	

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



Tabel 7.3 Bantalan (Sudiby: 63).

NOMOR-DALAM	JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN	
	621.60		NU 10		62		12, (2... K <sup>1</sup> )		N 2 NU 2 <sup>1</sup>		N 2 NUP 2		302 <sup>1</sup>		202, 202... K <sup>1</sup>					
	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	D	b	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	B	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>
00	10	35	11	6.40	3.80															
01	12	37	12	7.65	4.75															
02	15	42	13	8.80	5.50															
03	17	47	14	10.60	6.70	62	17	18.30	12.70	4.80	3.75	16.60	9.30	15.25	24.50	16.30				
04	20	52	15	13.40	8.80	72	19	24.00	17.00	4.80	4.05	21.60	12.20	16.25	30.00	20.80	23.60	16.00		
05	25	62	17	17.60	11.60	80	21	28.00	20.00	14.00	6.10	27.50	16.00	18.25	40.50	28.50	31.50	22.00	11.8	20.4
06	30	72	19	22.80	15.60	90	23	33.50	24.00	16.60	8.00	36.50	21.60	20.75	53.00	38.00	41.50	29.00	16.0	25.5
07	35	80	21	26.00	18.30	100	25	43.00	32.00	19.60	10.00	41.50	25.50	22.75	65.50	48.00	50.00	36.50	21.2	31.0
08	40	90	23	33.50	24.00	110	27	50.00	37.50	23.20	12.50	53.00	33.50	25.25	81.50	63.00	65.50	50.00	25.0	39.0
09	45	100	25	41.50	30.50	120	29	60.00	46.50	30.00	16.30	67.00	42.50	27.25	96.50	76.50	75.00	57.00	28.0	46.5
10	50	110	27	48.00	36.50	130	31	69.50	53.00	32.50	18.30	81.50	53.00	29.25	114.00	90.00	93.00	72.00	29.0	55.0
11	55	120	29	60.00	45.50	140	33	78.00	64.00	40.50	22.80	102.00	67.00	31.5	134.00	108.00	104.00	83.00	36.5	62.0
12	60	130	31	64.00	49.00	150	35	85.00	71.00	45.00	27.00	114.00	76.50	33.5	153.00	125.00	127.00	104.00	44.0	71.0
13	65	140	33	72.00	57.00	160	37	86.50	72.00	49.00	30.00	127.00	85.00	36	176.00	143.00	146.00	120.00	50.0	80.0
14	70	150	35	81.50	64.00	180	42	102.00	91.50	58.50	36.00	150.00	102.00	38	200.00	163.00	160.00	132.00	50.0	90.0
15	75	160	37	83.00	68.00	190	45	120.00	116.00	62.00	39.00	180.00	125.00	40	224.00	186.00	190.00	156.00	54.0	100
16	80	170	39	90.00	73.50	200	48	129.00	127.00	69.50	43.00	180.00	125.00	42.5	255.00	212.00	208.00	173.00	63.0	110
17	85	180	41	98.00	85.00	210	52	137.00	137.00	76.50	49.00	212.00	150.00	44.5	275.00	232.00	232.00	193.00	68.0	118
18	90	190	43	106.00	91.50	225	54	153.00	166.00	85.00	56.00	224.00	160.00	46.5	300.00	250.00	255.00	216.00	80.0	127
19	95	200	45	112.00	102.00							255.00	186.00	48.5	355.00	204.00	285.00	240.00	91.5	134
20	100	215	47	129.00	122.00							290.00	216.00	51.5	365.00	315.00	305.00	255.00	102	153
21	105	225	49	137.00	134.00							335.00	250.00	53.5	400.00	345.00	335.00	280.00	112	163
22	110	240	50	150.00	150.00							380.00	290.00	54.5	355.00	290.00	365.00	310.00	120	176
24	120	260	55	166.00	176.00							440.00	335.00	59.5	440.00	335.00	415.00	365.00		
26	130	280	58	180.00	196.00							520.00	400.00				475.00	425.00		
28	140	300	62	200.00	228.00							570.00	450.00				560.00	510.00		
30	150	320	65	224.00	270.00							630.00	490.00				620.00	570.00		

Dari Tabel 7.2 didapat :

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

Dari Tabel 7.3 didapat :

$$\text{Nomor bantalan} = 6310 \text{ B}$$

$$\text{Diameter dalam (d)} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar (D)} = 90 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar bantalan (b)} = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Sudut singgung } (\alpha) = 30^{\circ}$$

$$\text{Kapasitas dinamis (C)} = 18 \text{ KN} = 1836 \text{ kgf}$$

$$\text{Kapasitas statis (C}_0\text{)} = 11 \text{ KN} = 1122 \text{ kgf}$$

Maka dari persamaan 7.11 didapat :

$$\begin{aligned} P_r &= (1 \times 1 \times 22,725) + (0,78 \times 175,9) \\ &= 159,93 \text{ kg} \end{aligned}$$

Umur bantalan yang digunakan pada setiap mesin memiliki batasan umur pemakaian yang telah ditentukan, serta faktor bahan yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut.

Bantalan pada pompa mempunyai batasan umur pemakaian 5000 sampai dengan 15000 jam. Untuk kerja biasa atau normal, maka faktor beban  $f_w = 1,1-1,3$ . Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan  $F_w$  (Sularso, 1997: 137).

Beban yang bekerja pada bantalan dapat dicari dengan persamaan 7.12(Sularso,1997: 136).

$$P = f_w \times P_r \tag{7.12}$$

Maka

$$\begin{aligned} P &= 1,3 \times 159,93 \\ &= 207,91 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan pembebanan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatannya.

Untuk bantalan bola dengan persamaan 7.13 (Sularso, 1997: 136).

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \quad (7.13)$$

Dengan :  $n$  = Putaran poros (rpm)

Maka faktor kecepatan pada bantalan bola adalah

$$\begin{aligned} f_n &= \left( \frac{33,3}{1470} \right)^{1/3} \\ &= 0,28 \end{aligned}$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan menggunakan persamaan 7.14 (Sularso, 1997: 136).

$$F_n = f_n \times \frac{C}{P} \quad (7.14)$$

Dengan :  $C$  = Kapasitas dinamis bantalan (kg)

$P$  = Beban yang diterima bantalan (kg)

$f_n$  = Faktor kecepatan

Sehingga faktor umur bantalan adalah

$$F_n = 0,28 \times \frac{1836}{207,91}$$

$$= 2,5$$

Umur nominal bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan 7.15(Sularso, 1997: 136).

$$L_h = 500 \times f_h^3 \quad (7.15)$$

Sehingga umur nominal bantalan bola adalah

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times (2,5)^3 \\ &= 7812,5 \text{ jam} \end{aligned}$$

### **7.6.2 Umur Nominal Bantalan A**

Untuk bantalan A tidak menerima gaya aksial, dalam perancangan ini menggunakan bantalan baris tunggal cincin dalam yang berputar, maka

Dipilih jenis bantalan sebagai berikut :

Dari Tabel 7.2 didapat

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

Dari Tabel 7.4 Bantalan bola didapat

Nomor bantalan	= 6810
Diameter dalam (d)	= 50 mm
Diameter luar (D)	= 65 mm
Lebar bantalan (B)	= 7 mm
Kapasitas dinamis (C)	= 515 kgf
Kapasitas statis (C <sub>0</sub> )	= 525 kgf

Beban ekuivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.11

$$\begin{aligned}P_r &= (1 \times 1 \times 13,635) + 0 \\ &= 13,635 \text{ kg}\end{aligned}$$

Beban yang bekerja pada bantalan dari persamaan 7.12 didapat

$$\begin{aligned}P &= 1,3 \times 13,635 \\ &= 17,73 \text{ kg}\end{aligned}$$

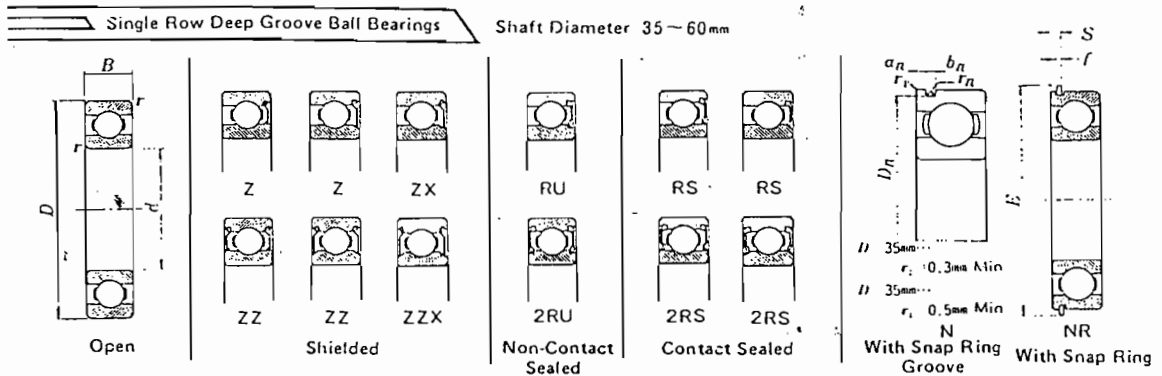
Faktor umur bantalan dari persamaan 7.14 didapat

$$\begin{aligned}f_h &= 0,28 \times \frac{515}{17,73} \\ &= 8,13\end{aligned}$$

Umur nominal bantalan bola dari persamaan 7.15 didapat

$$\begin{aligned}L_h &= 500 \times 8,13^3 \\ &= 268684 \text{ jam}\end{aligned}$$

Tabel 7.4 Bantalan bola (BAS, 1978: 142)



Dimensions (mm)				Bearing No.										Basic Load Rating (kgf)		Limiting Speed (r/min)		
d	D	B	r	Open	Shielded		Non-Contact Sealed		Contact Sealed		N	NR	Dynamic C	Static C <sub>0</sub>	Grease Lub.		Oil Lub.	
					Z	ZZ	RU	2RU	RS	2RS					Open Z, ZZ, RU, 2RU	RS, 2RS	Open Z	
35	100	25	2.5	6407	-	-	-	-	-	-	-	-	4 320	3 120	7 200	-	8 600	
40	52	7	0.5	6808	-	-	-	-	-	-	-	-	465	410	12 000	-	14 000	
40	62	12	1	6908	-	-	-	-	-	-	-	-	1 070	855	11 000	-	13 000	
40	68	9	0.5	16008	-	-	-	-	-	-	-	-	980	820	9 800	-	12 000	
40	68	15	1.5	6008	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	1 310	1 010	10 000	6 100	12 000	
40	80	18	2	6208	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 280	1 650	8 300	5 000	10 000	
40	90	23	2.5	6308	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	3 190	2 290	7 700	4 600	9 200	
40	110	27	3	6408	-	-	-	-	-	-	-	-	5 000	3 670	6 600	-	7 900	
45	58	7	0.5	6809	-	-	-	-	-	-	-	-	500	480	11 000	-	13 000	
45	68	12	1	6909	-	-	-	-	-	-	-	-	1 110	920	9 700	-	11 000	
45	75	10	1	16009	-	-	-	-	-	-	-	-	1 220	1 040	8 900	-	10 000	
45	75	16	1.5	6009	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	1 650	1 320	9 200	5 500	11 000	
45	85	19	2	6209	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 560	1 870	7 700	4 600	9 200	
45	100	25	2.5	6309	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	4 140	3 070	6 800	4 100	8 100	
45	120	29	3	6409	-	-	-	-	-	-	-	-	6 060	4 560	6 000	-	7 200	
50	65	7	0.5	6810	-	-	-	-	-	-	-	-	515	525	9 600	-	11 000	
50	72	12	1	6910	-	-	-	-	-	-	-	-	1 140	990	9 000	-	11 000	
50	80	10	1	16010	-	-	-	-	-	-	-	-	1 250	1 110	8 200	-	9 700	
50	80	16	1.5	6010	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	1 710	1 430	8 400	5 000	9 900	
50	90	20	2	6210	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 750	2 110	7 100	4 200	8 500	
50	90	20	2	6210R	-	-	-	-	-	-	...N	...NR	3 170	2 370	7 100	-	8 600	
50	110	27	3	6310	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	4 860	3 660	6 100	3 600	7 300	
50	130	31	3.5	6410	-	-	-	-	-	-	-	-	6 510	4 920	5 500	-	6 600	
55	72	9	0.5	6811	-	-	-	-	-	-	-	-	690	695	8 700	-	10 000	
55	80	13	1.5	6911	-	-	-	-	-	-	-	-	1 300	1 180	8 100	-	9 600	
55	90	11	1	16011	-	-	-	-	-	-	-	-	1 520	1 370	7 400	-	8 800	
55	90	18	2	6011	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 220	1 850	7 600	4 500	8 900	
55	100	21	2.5	6211	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	3 400	2 670	6 300	3 800	7 600	
55	120	29	3	6311	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	5 620	4 290	5 600	3 300	6 700	
55	140	33	3.5	6411	-	-	-	-	-	-	-	-	7 890	6 270	5 000	-	6 000	
60	78	10	0.5	6812	-	-	-	-	-	-	-	-	900	895	8 000	-	9 400	
60	85	13	1.5	6912	-	-	-	-	-	-	-	-	1 580	1 460	7 500	-	8 900	
60	95	11	1	16012	-	-	-	-	-	-	-	-	1 560	1 470	6 900	-	8 100	
60	95	18	2	6012	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 310	2 000	7 100	4 200	8 400	
60	110	22	2.5	6212	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	4 110	3 280	5 700	3 400	6 900	

[Remarks] 1) The static load rating "C<sub>0</sub>" is calculated based on BAS-142,1978.  
 2) Standard retainer types used for the above bearings are shown in Table 2 in page 159.

### 7.7 Baut dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon 0,22 sampai 0,36 % difinis biasa sehingga tegangan tarik ijinnya adalah  $\sigma = 48 \text{ kg/mm}^2$ .

Dalam perancangan ini menggunakan ulir kasar metris (JIS B 0205) M12, berdasarkan Tabel 7.5.

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

$$\text{Tinggi kaitan (H}_1\text{)} = 0,947 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar (d)} = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter inti (d}_1\text{)} = 10,106 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter efektif (d}_2\text{)} = 10,863 \text{ mm}$$

Tegangan tarik yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan 7.16 (Sularso, 1997: 296).

$$\sigma_a \geq \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times (0,8 \times d^2)} \quad (7.16)$$

Dengan :  $W$  = Gaya aksial murni maksimum (kg)

$$\sigma_a = \text{Tegangan tarik ijin (kg/mm}^2\text{)}$$

$$d = \text{Diameter luar (mm)}$$

Pembebanan gaya aksial murni maksimum pada baut dapat ditentukan dengan persamaan 7.16

$$\begin{aligned} W &\leq 48 \times \frac{(0,8 \times 12^2) \times 3,14}{4} \\ &\leq 4340,74 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tabel 7.5 Ukuran standar ulir kasar metris (Sularso, 1997: 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 inti $d_1$
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			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 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			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 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			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	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
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	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Catatan: (1) Kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.



Tekanan kontak ijin  $q_a$  bahan dari baja liat yang digunakan sebagai pengikat, maka harga  $q_a$  dapat dilihat dalam Tabel 7.6 didapat  $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$ . Harga  $q_a$  yang didapat harus lebih besar. Dapat dilihat dengan menggunakan persamaan 7.17 (Sularso, 1997: 297).

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \quad (7.17)$$

Dengan :  $H_1$  = Tinggi kaitan (mm)

$d_2$  = Diameter efektif (mm)

$z$  = Jumlah lilitan ulir

Jumlah lilitan ulir dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.17

$$z \geq \frac{4340,74}{3,14 \times 10,863 \times 0,947 \times 3}$$

$\geq 45$  lilitan

Pemeriksaan kembali harga  $q_a$

$$q_a \geq \frac{4340,74}{3,14 \times 10,863 \times 0,947 \times 5}$$

$3 \geq 2,9$

Maka pemilihan bahan memenuhi persyaratan.

Tinggi mur (H) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.18 (Sularso, 1997: 297).

$$H = z \times P \quad (7.18)$$

Dengan :  $z$  = Jumlah lilitan ulir

$P$  = Jarak bagi

Maka tinggi mur

$$H = 45 \times 1,75$$

$$= 78,75 \text{ mm}$$

Tabel 7.6 Tekanan permukaan yang diijinkan pada ulir (Sularso, 1997:298).

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan $q_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

### 7.8 Kopling

Kopling adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip) dengan sumbu kedua poros tersebut terletak pada garis lurus atau dapat berbeda sumbunya.

Dalam perancangan ini kopling tetap yang digunakan adalah kopling tetap flens. Bahan yang digunakan adalah baja liat dengan  $\sigma = 40 \text{ kg/mm}^2$  dengan  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 2$ .

Tegangan geser poros yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan 7.19 (sualrso, 1997: 8).

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (7.19)$$

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

$$= 3,33 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui

$$P = 12,2 \text{ Kw}$$

$$n = 1470 \text{ rpm}$$

$$T = 12257,82 \text{ kg.mm}$$

$$d_s = 50 \text{ mm}$$

Dari Tabel 7.7 didapat data sebagai berikut

$$\text{Diameter luar kopling (A)} = 180 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter pusat baut (B)} = 132 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter naf (C)} = 90 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang naf (L)} = 63 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter baut (a)} = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Jumlah baut (n)} = 6 \text{ buah}$$

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

Nilai efektif baut dapat ditentukan dengan persamaan 7.20 (Sularso, 1997:

35).

$$n_\varepsilon = \varepsilon \times n \tag{7.20}$$

$$= 0,5 \times 6$$

$$= 3 \text{ buah}$$

Tegangan geser pada baut dinyatakan dengan persamaan 7.21 (Sularso, 1997:

34).

$$\begin{aligned}
 \sigma_b &= \frac{8 \times T}{\pi \times d^2 \times n_e \times B} & (7.21) \\
 &= \frac{8 \times 12257,82}{3,14 \times 12^2 \times 3 \times 132} \\
 &= 0,55 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Bahan baut yang digunakan pada kopling adalah SS 41 B dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 41 \text{ kg/mm}^2$ , factor keamanan ( $Sf_b$ ) = 6, faktor kekuatan tarik ( $K_b$ ) = 3.

Tegangan geser yang diijinkan pada baut dinyatakan dengan persamaan 7.22 (Sularso, 1997: 35).

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ba} &= \frac{\sigma_b}{Sf_b \times K_b} & (7.22) \\
 &= \frac{41}{6 \times 3} \\
 &= 2,27 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Syarat agar perancangan baut aman  $\sigma_b < \sigma_{ba}$ , maka  $0,55 < 2,27$  jadi perancangan baut dengan bahan ini aman digunakan karena memenuhi persyaratan.

Bahan flens yang digunakan adalah FC 30 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 30  $\text{kg/mm}^2$ , tebal flens ( $F$ ) = 20 mm,  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 2$ .

Tegangan geser bahan yang diijinkan pada flens dinyatakan dengan persamaan 7.19

$$\begin{aligned}
 \tau_{fa} &= \frac{30}{6 \times 2} \\
 &= 2,5 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang diijinkan pada flens ditentukan dengan persamaan 7.23 (Sularso, 1997: 34).

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \quad (7.23)$$

Dengan : T = Torsi (kg.mm)

C = Diameter naf (mm)

F = Tebal flens (mm)

Maka tegangan gesernya adalah

$$\begin{aligned} \tau_f &= \frac{2 \times 12257,82}{3,14 \times 90^2 \times 20} \\ &= 0,05 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat agar bahan flens aman dari tegangan geser adalah

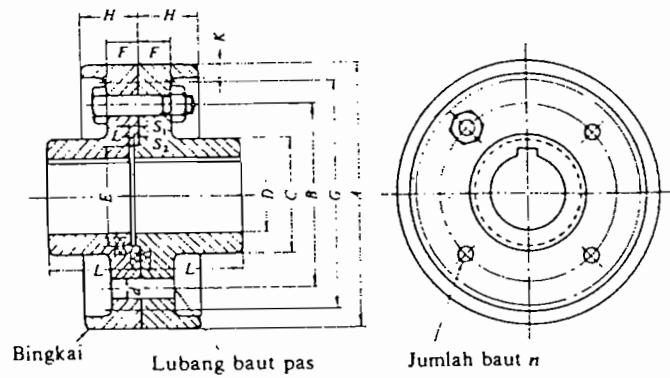
$$\tau_f \times Sf_2 < \tau_a$$

$$0,05 \times 2 < 2,5$$

$$0.1 < 2,5$$

Maka perancangan flens dengan bahan ini memenuhi syarat.

Tabel 7.7 Ukuran kopleng flens (Sularso,1997 :31)



(Satuan : mm)

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

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

## BAB VIII

### KARAKTERISTIK POMPA DAN KAVITASI

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

#### 8.1 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head

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

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

Beasanya head euler's dinyatakan dengan persamaan 8.1 (Khetagurov, 1986: 265)

$$H_e = \frac{U_2}{g} \left( U_2 - \frac{Q_z \times \cot \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right) \quad (8.1)$$

Dengan :  $U_2$  = Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (m/s)

$D_2$  = Diameter sisi keluar impeler (m)

$b_2$  = Lebar sisi keluar impeler (m)

$Q_z$  = Kapasitas pompa teoritis ( $m^3/s$ )

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 25,87 m/s

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 0,359 m

Lebar sisi keluar impeler ( $b_2$ ) = 0,01m

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

Kapasitas pompa ( $Q_{tz}$ ) =  $1,06Q$

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

Sehingga besarnya head euler's adalah

$$H_E = \frac{25,87}{9,81} \left( 25,87 - \frac{1,06Q \times \cot 30^\circ}{0,359 \times 9,81 \times 0,01} \right)$$

$$= 68,22 - 429,47Q$$

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

$$H_E = 68,22 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,02875 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka

$$H_E = 55,87 \text{ m}$$

### 8.1.2 Head Teoritis ( $H_t$ )

Head ini telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran yang belum dimasukkan pada asumsi ideal head euler's.

Head teoritis dinyatakan dengan persamaan 8.2 (Khetagurov, 1986: 231).

$$H_{th} = \eta_\infty \times H_E \quad (8.2)$$

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

Harga koefisien sirkulasi aliran  $\eta_\infty$  memiliki batasan yaitu antara 0,6 sampai dengan 0,8.



Sehingga besarnya head teoritis adalah

$$\begin{aligned} H_{th} &= 0,6(68,22 - 429,47Q) \\ &= 40,93 - 257,68 Q \end{aligned}$$

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

$$H_{th} = 40,93 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,02875 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_{th} = 33,53 \text{ m}$$

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

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

Head aktual dapat dinyatakan dengan persamaan 8.3

$$H_{akt} = H_{th} - H_h \quad (8.3)$$

Dengan :  $H_{th}$  = Head teoritis (m)

$H_h$  = Kerugian hidrolis (m)

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah

$$\begin{aligned} H_h &= H_{th} - H_{akt} \\ &= 33,53 - 32 \\ &= 1,53 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan 8.4

$$H_h = h_s - h_{fd} \quad (8.4)$$

Dengan :  $h_s$  = Kerugian kejut (m)

$h_{fd}$  = Kerugian gesekan (m)

Pada waktu pompa bekerja dalam kondisi terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik efisiensi maksimum, maka kerugian kejut, turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu 0,1 – 0,5 kerugian hidrolis.

$$\begin{aligned} h_s = h_{fd} &= 0,3 \times H_h \\ &= 0,3 \times 1,53 \\ &= 0,46 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian gesekan dapat ditentukan dengan persamaan 8.5 (Stepanoff, 1948: 164).

$$h_{fd} = K \times Q^2 \quad (8.5)$$

Dengan : K = Koefisien gesekan

Q = Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02875 m<sup>3</sup>/s, maka harga koefisien gesek dapat ditentukan dengan persamaan

$$\begin{aligned} K &= \frac{h_{fd}}{Q^2} \\ &= \frac{0,46}{0,02875^2} \\ &= 556,52 \end{aligned}$$

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

$$h_{fd} = 556,52 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan persamaan 8.6 (Khetagurov, 1986: 267).

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2 \times g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times \eta_\infty \times \frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad (8.6)$$

Dengan :  $K_{sh}$  = Koefisien kerugian kejut atau turbulensi

$\eta_\infty$  = Koefisien sirkulasi aliran

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

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

$D_2$  = Diameter sisi keluar impeler (m)

$D_3$  = Diameter dasar rumah volut (m)

$Q_n$  = Kapasitas normal pompa ( $m^3/s$ )

$Q$  = Kpasitas pompa ( $m^3/s$ )

Dalam perhitungan bab sebelumnya telah diketahui bahwa

Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 9,3 m/s

Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 25,87 m/s

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 0,359 m

Diameter dasar rumah volut ( $D_3$ ) = 0,377 m

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

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

Diambil koefisien kerugian kejut ( $K_{sh}$ ) = 0,6

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,02875 m^3/s$ , dari persamaan 8.6 dapat ditentukan kapasitas normal sebagai berikut

$$0,46 = \frac{0,6}{2 \times 9,81} \left[ 9,3^2 + \left( 25,87 \times 0,6 \times \frac{0,359}{0,377} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,02875}{Q_n} \right]^2$$

$$0,46 = 9,15 \times \left[ 1 - \frac{0,02875}{Q_n} \right]^2$$

$$0,05 = \left[ 1 - \frac{0,02875}{Q_n} \right]$$

$$0,22 = 1 - \frac{0,02875}{Q_n}$$

$$Q_n = 0,03686 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$\begin{aligned} h_s &= 9,15 \times \left[ 1 - \frac{Q}{0,03686} \right]^2 \\ &= 9,15 - 496,47Q + 6734,58Q^2 \end{aligned}$$

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

$$h_s = 9,15 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,02875 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka

$$h_s = 0,45 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan kedalam persamaan 8.4, maka

$$\begin{aligned} h_h &= (9,15 - 496,47Q + 6734,58Q^2) + 556,52Q^2 \\ &= (9,15 - 496,47Q + 7291,1Q^2) \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} H_{\text{akt}} &= (40,93 - 257,68Q) - (9,15 - 496,47Q + 7291,1Q^2) \\ &= 31,78 + 238,79Q - 7291,1Q^2 \end{aligned}$$

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

$$H_{\text{akt}} = 31,78 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,02875 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka

$$H_{\text{akt}} = 32,62 \text{ m}$$

Dengan demikian head aktual hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan head yang diminta.

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

$$H_e = 68,22 - 429,47Q$$

$$H_{th} = 40,93 - 257,68Q$$

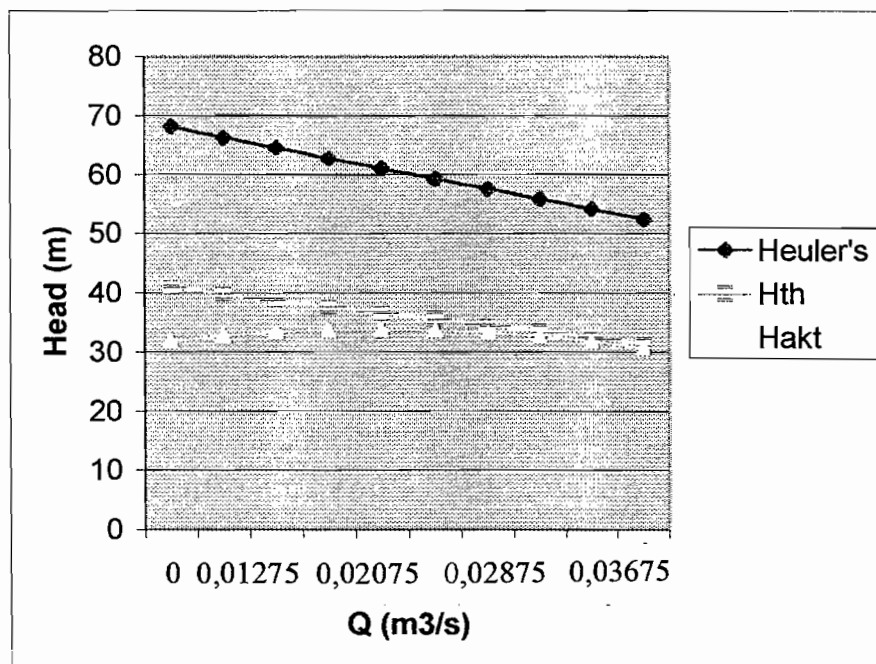
$$H_{\text{akt}} = 31,78 + 238,795Q - 7291,1Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head yang diambil harga kapasitas  $Q$  sembarang dapat dilihat dalam Tabel 8.1.



Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dan head

Q	$h_{eul}$	$h_{th}$	$h_{AKT}$
0.00000	68.22	40.93	31.78
0.00475	66.18	39.71	32.75
0.00875	64.46	38.67	33.31
0.01275	62.74	37.65	33.64
0.01675	61.03	36.61	33.73
0.02075	59.31	35.58	33.59
0.02475	57.59	34.55	33.22
0.02875	55.87	33.52	32.62
0.03275	54.16	32.49	31.78
0.03675	52.44	31.46	30.70



Gambar 8.1 Grafik antara kapasitas dengan head dan rugi-rugi

## 8.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian atau 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 dengan persamaan 8.7 (Austin, 1990: 35)

$$b, hp = f, hp + hp, L + hp, DF + hp, HY + hp, M \quad (8.7)$$

Dengan :  $b, hp$  = Daya kuda rem

$f, hp$  = Daya kuda fluida

$hp, L$  = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp, DF$  = Daya kuda untuk mengatasi cakra

$hp, HY$  = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

$hp, M$  = Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan 8.8 (Lazarkiewics, 1965: 70).

$$f, hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \quad (8.8)$$

Dengan :  $H$  = Head pompa (m)

$Q$  = Kapasitas pompa ( $m^3/s$ )

$\gamma$  = Berat jenis fluida ( $kg/m^3$ )

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah

$$f, hp = \frac{Q \times 32 \times 1000}{75}$$

$$= 429,67 Q$$

Daya kuda untuk mengatasi kebocoran diperoleh dengan persamaan 8.9 (Lazarkiewics, 1965: 70).

$$Hp_{,L} = \frac{Q \times H_{th} \times \gamma}{75} \quad (8.9)$$

Dengan :  $Q$  = Kapasitas kebocoran pompa ( $m^3/s$ )

$H_{th}$  = Head teoritis (m)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan kapasitas kebocoran yaitu 6 % kapasitas pompa.

Sehingga daya kuda untuk mengatasi kebocoran adalah

$$\begin{aligned} hp_{,L} &= \frac{0,06Q \times (40,93 - 257,68Q) \times 1000}{75} \\ &= 32,74 Q - 206,14Q^2 \end{aligned}$$

Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra untuk kapasitas pompa sembarang dapat dicari dengan persamaan 8.10 (Austin, 1990: 126).

$$hp_{,DF} = \frac{\left(\frac{D_2}{12}\right)^{4,84} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \quad (8.10)$$

Dengan :  $D_2$  = Diameter sisi keluar impeler (in)

$n$  = Putaran poros (rpm)

Telah diketahui bahwa

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 14,13 in

Putaran poros ( $n$ ) = 1470 rpm

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah



$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{14,13}{12}\right)^{4,84} \times 1470^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$= 2,32$$

Daya kuda yang digunakan untuk mengatasi kerugian hidrolis, untuk sembarang harga kapasitas dinyatakan dengan persamaan 8.11 (Stepanoff, 1948:196)

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \quad (8.11)$$

Telah ditentukan sebelumnya bahwa kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas adalah

$$h_h = 9,15 - 496,47Q + 7291,1Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,06Q) \times 1000 \times (9,15 - 496,47Q + 7291,1Q^2)}{75}$$

$$= 129,32Q - 7016,78Q^2 + 103047,55Q^3$$

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

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 4% dari daya kuda rem karena perancangan pompa ini termasuk unit kecil.

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

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan mensubstitusikan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke persamaan 8.7

$$\begin{aligned}
 b, hp &= 429,67Q + (32,74Q - 206,14Q^2) + 2,32 \\
 &\quad + (129,32Q - 7016Q^2 + 103047,55Q^3) + 0,04 \times b, hp \\
 (1 - 0,04)b, hp &= 2,32 + 591,73Q - 7222,92Q^2 + 103047,55Q^3 \\
 b, hp &= 2,42 + 616,38Q - 7523,88Q^2 + 107341,2Q^3
 \end{aligned}$$

Efisiensi pompa diperoleh dengan persamaan 8.12 (Austin, 1990: 36)

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \quad (8.12)$$

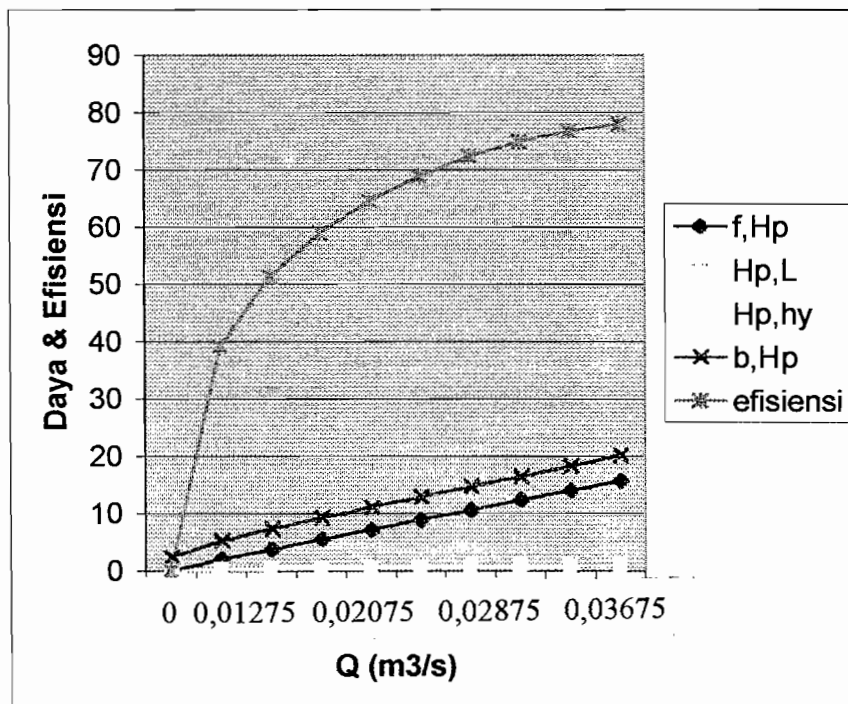
Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 f, hp &= 429,67Q \\
 hp, L &= 32,74q - 206,14Q^2 \\
 hp, DF &= 2,32 \\
 hp, HY &= 129,32Q - 7016,78Q^2 + 103047,55Q^3 \\
 b, hp &= 2,42 + 616,38Q - 7523Q^2 + 107341,2Q^3
 \end{aligned}$$

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam Tabel 8.2 dan dari tabel ini juga dapat digambarkan grafik karakteristik pompa dengan daya dan efisiensi.

Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q	f, hp	hp,L	hp, HY	b, hp	$\eta_{op}$
0.00000	0	0	0	2.42	0
0.00475	2.04	0.15	0.47	5.20	39.23
0.00875	3.76	0.27	0.66	7.31	51.44
0.01275	5.48	0.38	0.72	9.28	59.05
0.01675	7.20	0.49	0.68	11.14	64.63
0.02075	8.92	0.59	0.58	12.93	68.98
0.02475	10.63	0.68	0.46	14.69	72.36
0.02875	12.35	0.77	0.37	16.47	74.98
0.03275	14.07	0.85	0.33	18.31	76.84
0.03675	15.79	0.92	0.39	20.24	78.01



Gambar 8.2 Grafik hubungan antara kapasitas dan daya

### **8.3 Kavitasi**

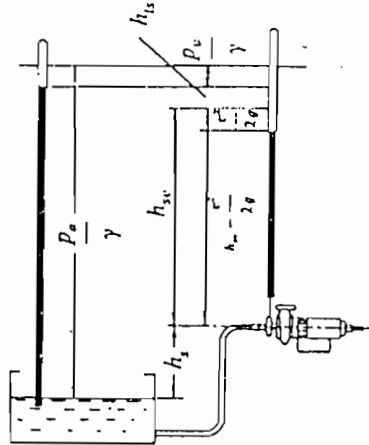
Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanan berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Pada tekanan 1 atmosfer air akan mendidih pada temperatur  $100^{\circ}\text{C}$ , akan tetapi apabila tekanannya dibawah 1 atmosfer maka titik didih airpun akan berkurang dari  $100^{\circ}\text{C}$ .

Apabila air mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap air. Hal ini akan terjadi pada air yang sedang mengalir didalam pompa maupun didalam pipa.

Pada bagian pompa yang mudah mengalami kavitasi adalah pada pipa isapnya. Kavitasi ini akan terjadi apabila tekanan isapnya terlalu rendah. Jika pompa mengalami kavitasi, maka akan timbul suara berisik atau getaran. Selain itu performansi pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dioperasikan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus dalam jangka waktu yang lama, maka permukaan dinding saluran disekitar aliran yang mengalami kavitasi akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding tererosi sehingga mengakibatkan berlubang-lubang. Peristiwa ini disebut erosi kavitasi, sehingga akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara menerus. Karena kavitasi sangat merugikan, maka gejala ini harus dicegah dengan segala cara. Kavitasi akan terjadi apabila NPSH yang tersedia lebih kecil dari pada NPSH pompa yang dibutuhkan pompa.

#### **8.3.1 NPSH Yang Tersedia**

NPSH (*Net Positive Suction Head*) yang tersedia adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi isap pompa, dikurangi dengan tekanan uap air jenuh zat cair ditempat tersebut.



Gambar 8.3 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang dihisap  
(Sularso, 2000: 44)

Bila tekanan atmosfer yang bekerja pada pompa, besarnya NPSH yang tersedia dengan persamaan 8.13 (Sularso, 2000: 44)

$$h_{st} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{fs} \quad (8.13)$$

Dengan :  $h_{st}$  = NPSH yang tersedia (m)

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

$P_v$  = Tekanan uap jenuh ( $\text{kgf/m}^2$ )

$h_s$  = Head hisap statis (m)

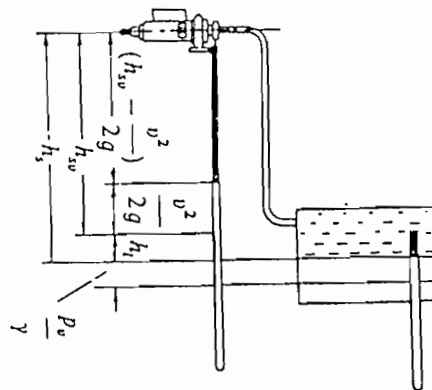
$h_{fs}$  = Kerugian head didalam pipa isap (m)

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

Pada Gambar 8.4 bila air dihisap dari tangki tertutup maka  $P_a$  dalam persamaan 8.13 menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan air

didalam tangki tertutup tersebut. Khususnya jika tekanan diatas permukaan air sama dengan tekanan uap jenuhnya, maka  $P_a = P_v$ , sehingga persamaan 8.13 menjadi persamaan 8.14 (Sularso, 2000: 44)

$$h_{sv} = -h_s - h_{fs} \quad (8.14)$$



Gambar 8.4 NPSH, bila tekanan uap bekerja didalam tangki air hisap yang tertutup (Sularso, 2000: 44)

### 8.3.2 NPSH Yang Dibutuhkan

Tekanan terendah didalam pompa terdapat disuatu titik dekat sisi masuk impeler. Tekanan ini adalah lebih rendah dari tekanan pada saluran hisap pompa. Hal ini disebabkan karena kerugian head nosel hisap, kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu. NPSH yang dibutuhkan dapat dicari dengan menggunakan persamaan 8.15 (Sularso, 2000: 47)

$$n_s = n \times \frac{Q_N^{1/2}}{H_N^{3/4}} \quad (8.15)$$

Dengan :  $n$  = Putaran poros (rpm)

$Q_N$  = Kapasitas pompa dalam efisiensi terbaik ( $m^3$ /menit)

$H_N$  = Head pompa pada efisiensi terbaik (m)

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui

Pada efisiensi terbaik  $\frac{Q}{Q_n} = 1$  sehingga  $Q_n = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s} = 0,65 \text{ m}^3/\text{menit}$

Head pompa pada efisiensi terbaik ( $H_N$ ) = 32 m

Maka kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik adalah

$$n_s = 1470 \times \frac{0,65^{1/2}}{32^{3/4}}$$

$$= 88,12 \text{ rpm}$$

NPSH yang dibutuhkan dapat dicari dengan persamaan 8.16 (Sularso, 2000:

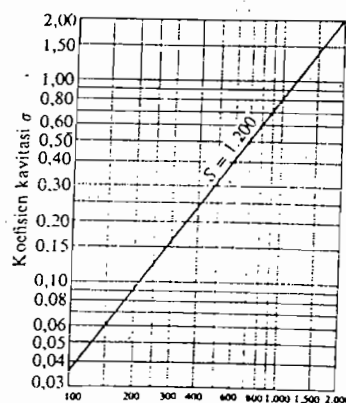
47)

$$H_{svN} = \sigma \times H_N \quad (8.16)$$

Dengan :  $\sigma$  = Koefisien kavitasi Thoma

$H_N$  = Head pompa pada efisiensi terbaik (m)

Dengan kecepatan spesifik yang didapat pada efisiensi terbaik, maka dengan demikian dapat dicari koefisien kavitasi Thoma ( $\sigma$ ) pada Gambar 8.5.



Gambar 8.5 Hubungan antara koefisien kavitasi dan kecepatan spesifik (Sularso, 2000: 46)

Dari Gambar 8.5 didapat harga  $\sigma$  adalah 0,035

Maka NPSH yang dibutuhkan adalah

$$\begin{aligned} H_{svN} &= 0,035 \times 32 \\ &= 1,12 \text{ m} \end{aligned}$$

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan berikut yaitu (Sularso, 2000: 45)

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan

Maka persamaan menjadi

$$\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \times (h_s + h_{ls}) > H_{svN} \quad (8.17)$$

Misal air yang dipakai dengan temperatur  $20^{\circ}\text{C}$  dan ujung saluran hisap pompa pada tekanan atmosfer, maka :

$$P_a = 1,0332 \text{ kgf/cm}^2 = 10332 \text{ kgf/m}^2$$

$$P_v = 0,02383 \text{ kgf/cm}^2 = 238,3 \text{ kgf/m}^2$$

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}^2$$

Maka

$$\frac{10332}{1000} - \frac{238,3}{1000} \times (h_s + h_{ls}) > H_{svN}$$

$$10,1 - (h_s + h_{ls}) > 1,12$$

$$10,1 - 1,12 > (h_s + h_{ls})$$

$$11,31 > (h_s + h_{ls})$$

Dengan demikian kita dapat menentukan letak tinggi pompa maksimal dari permukaan air yang dipompa dan kerugian head maksimal pipa isap.



## **BAB IX**

### **KESIMPULAN DAN PENUTUP**

#### **9.1 Kesimpulan**

Dalam merancang suatu pompa, haruslah terlebih dahulu mengetahui jenis fluida yang akan dipompa, kapasitas aliran dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang dipompa. Ketepatan didalam pemilihan pompa akan sangat menguntungkan. Pemakaian pompa yang sesuai dengan penggunaannya dapat memeberikan efisiensi dalam sebala hal, baik dari segi ekonomi, waktu maupun kelancaran dalam pemompaan.

Selain dengan ketepatan pemilihan pompa, hal yang perlu diperhatikan agar pompa dapat bekerja dengan baik, maka perlu diperhatikan instalasi pompa. Instalasi yang dimaksudkan adalah meliputi letak pompa, perpipaan, katup dan tangki tekan.

Untuk itu dalam perancangan pompa dengan jenis fluida air bersih seperti pada tugas akhir ini, telah mempertimbangkan hal-hal yang mendukung perencanaan pompa. Maka dapat menghasilkan sebuah perancangan pompa yang dapat bekerja dengan baik.

#### **9.2 Penutup**

Dari perhitungan dalam bab-bab sebelumnya dapat dituliskan hasil perhitungan pokok dalam perancangan pompa, yaitu :

### 1. Spesifik pompa:

- Tipe : Pompa sentrifugal satu tingkat
- Fluida yang dipompakan : Air bersih
- Kapasitas :  $103,5 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Head total : 32 m
- Putaran : 1470 rpm
- Daya : 18,5 Kw
- Efisiensi : 74 %

### 2. Impeler

- Tipe : Tertutup
- Bahan : Baja karbon cor (SC)
- Diameter sisi masuk impeler : 121 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 359 mm
- Jumlah sudu : 7 buah

### 3. Rumah keong

- Tipe : Rumah keong (volut)
- Bahan : Besi cor (FC)
- Diameter dasar volut : 377 mm

### 4. Poros

- Bentuk : Pejal bertingkat
- Bahan : S 40 C
- Diameter : 45 mm

- Panjang poros : 250 mm

#### 5. Pasak

- Bahan : S 30 C
- Penampang pasak :  $14 \times 9$
- Panjang pasak : 36 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros : 5,5 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf : 3,8 mm

#### 6. Bantalan

- Tipe A : Bantalan bola
- Nomor bantalan A : 6810
- Diameter dalam bantalan A : 50 mm
- Diameter luar bantalan A : 65 mm
- Tipe B : Bantalan bola sudut alur dalam
- Nomor bantalan B : 6310 B
- Diameter dalam bantalan B : 50 mm
- Diameter luar bantalan B : 90 mm

#### 7. Kopling

- Tipe : Kopling flens kaku
- Bahan : Baja liat
- Diameter luar : 180 mm
- Diameter lubang untuk poros : 50 mm
- Jumlah baut : 6 buah

## DAFTAR PUSTAKA

- Austin. H.Church, 1990, *Pompa dan Blower*, Erlangga, Jakarta.
- Dietzel. Fritz, 1993, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta.
- Hicks. G. Tyler, dan Edward, 1996, *Teknologi Pemakaian Pompa*, Erlangga, Jalarta.
- Igor. JJ. Karasik, 1976, *Pump Hand Book*, Mc Grow-Hill Book Company, New York
- Khetagurov.M. 1986, *Marine Auxiliarr Machinery and System Peace Publiser*,  
Moscow.
- Lazarkiewics. Stephen, 1965, *Impeler, Pump, Permagon Pres*, Oxford London.
- Stepanoff.AJ. 1948, *Centrigugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley and Sons, New  
York.
- Sularso, Kiyokatsu Suga, 1997, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*,  
PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, Haruo Tahara, 2000, *Pompa dan Kompresor*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.



**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

**LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR**

Nomor : 358 / FT USD / TM / September 2003

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : Kustanto  
Nomor Mahasiswa : 995214085  
NIRM : 99005112310120085  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Matakuliah : Pompa & Kompresor  
Judul / naskah soal :

Rancang sebuah pompa untuk mengalirkan fluida dengan data perancangan sebagai berikut : - H & Q menyesuaikan dengan yang ada ditempat saudara melakukan kerja praktek ( PT. Sandang Nusantara ) . - Fluida idem.

Tanggal dimulai : 8 September 2003  
Pembimbing Utama : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.  
Pembimbing Kedua : Yosef Agung C.ST.MT.

NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	12/11/03	Bab I, II.	judul. H. berdasarkan y q. cukup tinggi	Juwan
2	17/10/04	Bab III, IV, V	Tambahkan fl. length sudu + Δ kecep inlet outlet	Juwan
3	9/10/03	Bab VI, VII	- bent impeller & ukur sambalan	Juwan
4	28/3/04	Naskah selesai	dibangun ulang - dapat digambar	Juwan
5	18/5/04	Gambar selesai	Dapat diuji	Juwan
6				
7				
8				



**UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI**  
**TANGGAL : 12 Juni 2004**

NAMA Mhs. : KUSTANTO  
NIM : 995214085  
JUDUL :  
" Water Pump For Industry "

Pembimbing Utama : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

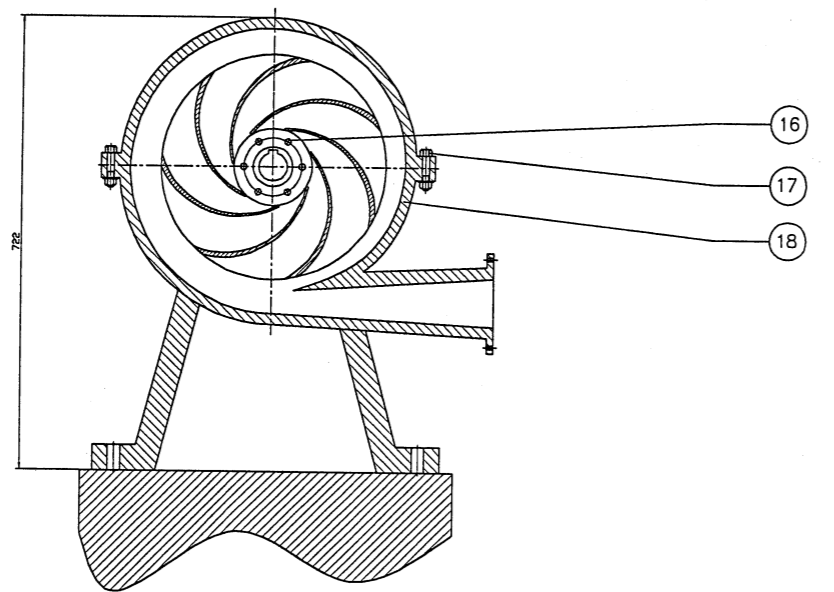
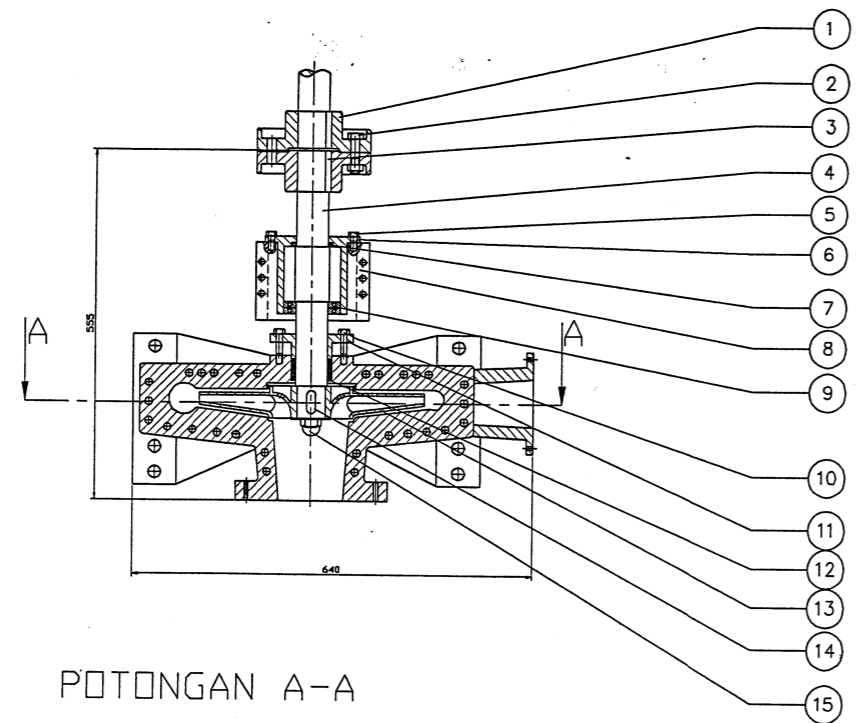
Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

**USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI**

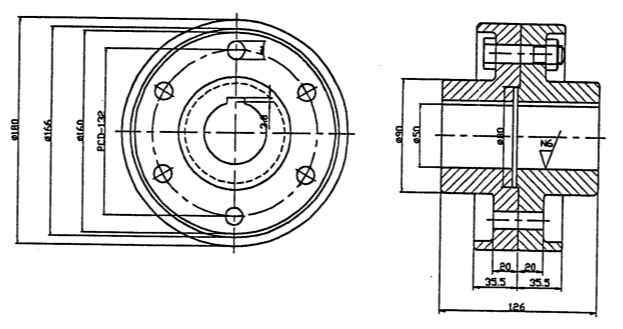
1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

- 1). Abstrak dalam bahasa Inggris harap dicetak.
- 2). Skala gambar
- 3). Tujuan umum
- 4). Putaran Kritis  $\rightarrow W = \text{berat benda berputar lontan gaya}$ .
- 5). Umr bautalan
- 6). Gambar potongan impeler harap diartik.

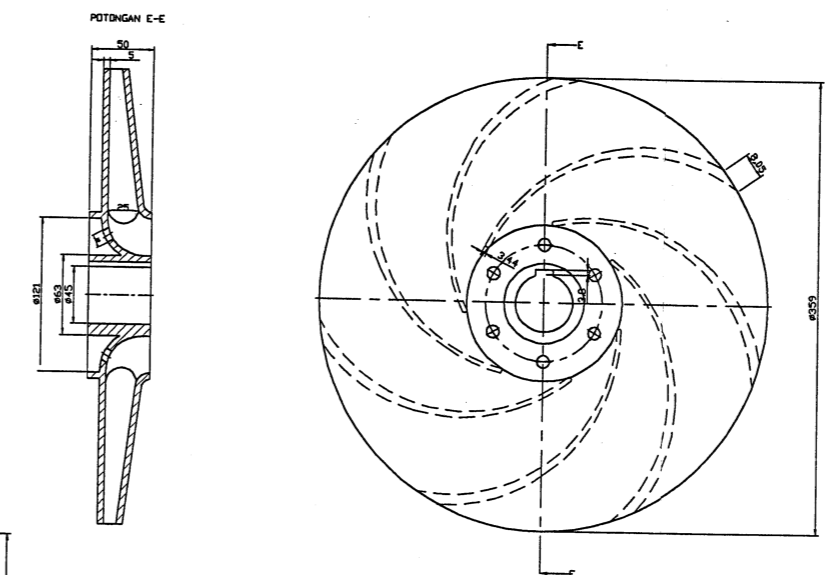




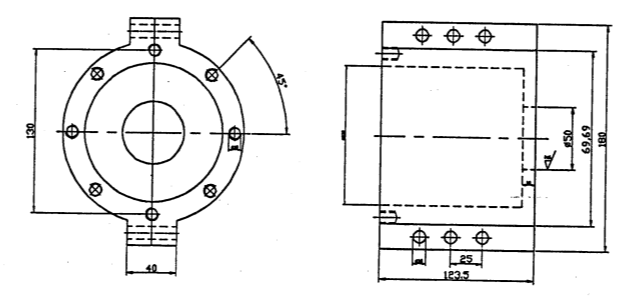
SKALA 1:2 1



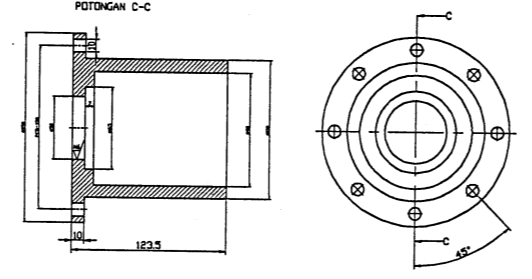
SKALA 1:2 13



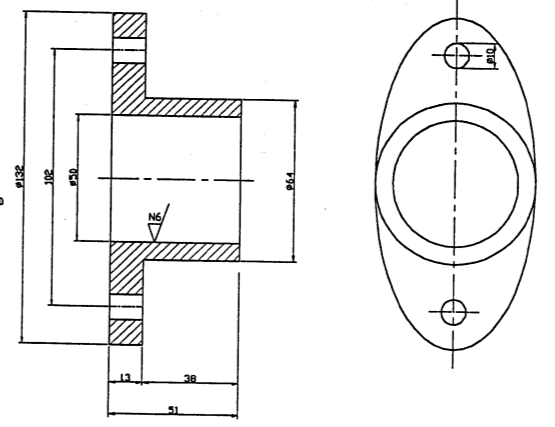
SKALA 1:2 8



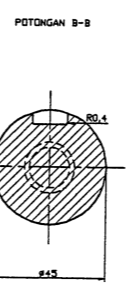
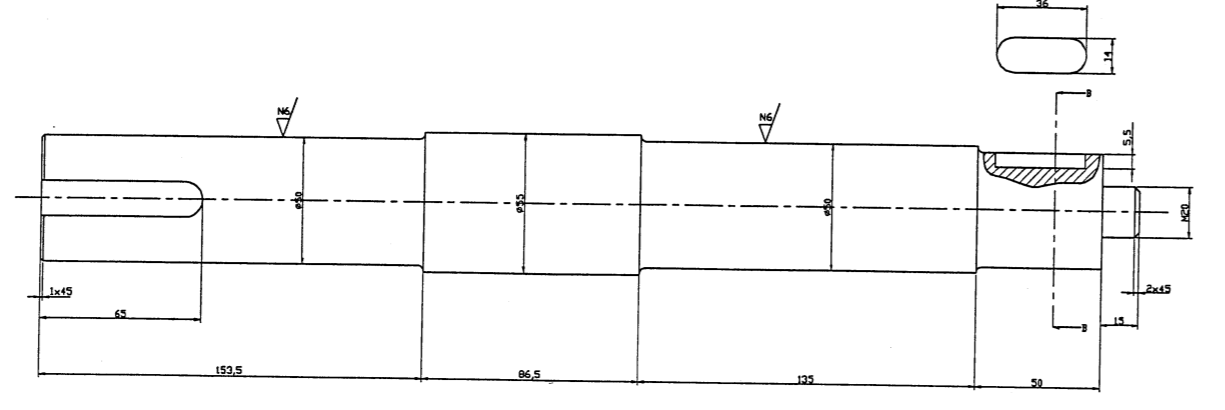
SKALA 1:2 6



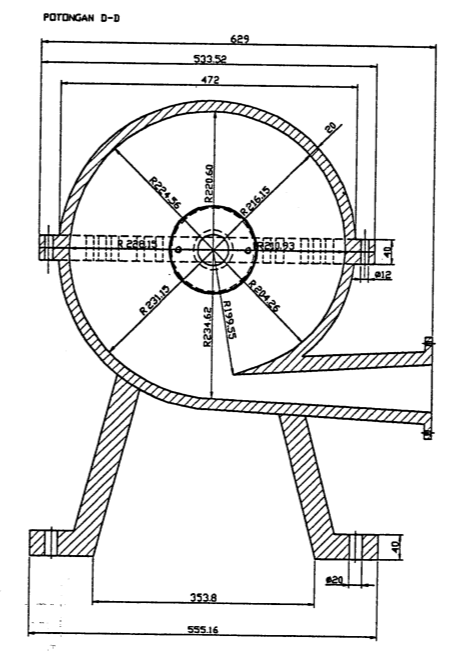
SKALA 1:1 11



SKALA 1:1 4



18



No	Uraian	Materi	Norm.	Keterangan
18	1	Casing	Best cor	
17	2	Baut casing	S30C	M12
16	4	Lubang pengimbang	S30C	
15	1	Mur Impeler	S30C	M20
14	1	Posak Impeler	S30C	
13	1	Impeler	SC49	
12	1	Pakling	Abestos	Dibel
11	1	Penekan pakling	S30C	
10	2	Baut pakling	S30C	M10
9	1	Bantolan bala sudut	Boja	Dibel
8	1	Cakup bantolan	S30C	
7	1	Bantolan gerdang	Boja	Dibel
6	1	Cover bantolan	S30C	
5	8	Baut cover	S30C	M10
4	1	Poros	S40C	
3	1	Poros kopling	SC37	
2	6	Baut kopling	SC49	M14
1	1	Kopling fans saku	S20C	Dibel
No	Uraian	Materi	Norm.	Keterangan

Skala : 1:5  
 Gambar : KUSJANJO  
 Solusi : mm  
 No : 99514285  
 Tanggal : 12/05/04  
 Disiapkan : di Indonesia