OVER HUNG IMPELLER PUMP

TUGAS AKHIR

Nomor : 400 / FT. USD / TM / Maret / 2004

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan

Mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin

Jurusan Teknik Mesin

Diajukan oleh :

AGUSTINUS JONI

NIM : 995214124

Kepada

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2004

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

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

No: 400 /FT .USD/TM/ Maret/2004

NAMA	: Agustinus Joni
NIM	: 995214124
NIRM	:
Program Studi	: Teknik Mesin
Fakultas	: Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA	: Buat Perancangan sebuah " Over Hung Impeller Pump " yang dapat menghasilkan Head 32 m dan Kapasitasnya 36 m^3/jam putaran pompa 1485 RPM.
Tanggal dimulai	: 21 Pebruari 2004

Yogyakarta , 17 Maret 2004

Pembimbing II

Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Pembimbing I

Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

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

Yogyakarta, Desember 2004

Agustinus Joni

Tanda Tangan dan Nama Terang

MOTTO

- Hidup adalah suatu perjuangan dan sangat indah bila dinikmati
- Jika anda bisa meMimpikannya..... tidak mustahil anda bisa meWujudkannya.....
- Para pemenang berpikir dan berjuang untuk mewujudkan kebahagian; Para pecundang bermimpi memperoleh kebahagiaan
- Go Freedom

KARYA INI KU PERSEMBAHKAN

Tuhan Yang Maha Kuasa.....
Yang telah melindungi, membimbing dan mencurahkan rahmatNya dalam karya hidupku ini.

Kepada Juru Selamatku

Yesus Kristus

Kepada Bunda Maria

Yang selalu memberikan saya kekuatan dan selalu mendoakanku

Kuujukan.....

Untuk Bapak dan Alm. Ibu tercinta

Buat kakak dan adik : Silvester, Tornaldi, Alm.Dawiske, Gabriela, Yulianus, Sarce, Makalo, yohanes, dan Alm. Konsita

Buat keponakan : Ingrid, Hila, Ely, Yohan, Nesty, Ani,Yani, Toni, Fani

Buat Eliana, Y. S (mai'tu) You'r my inspiration spirit and Thank's for Loving me

Buat teman-teman kost Duck dan teman-teman seperjuangan.

HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

TUGAS AKHIR

OVER HUNG IMPELLER PUMP

Oleh :

Agustinus Joni

NIM : 995214124

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I

(Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA) tanggal 23 Desember 2004

Pembimbing II

(Ir. FX. Agus Unggul Santoso) tanggal 23 Desember 2004

HALAMAN PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

OVER HUNG IMPELLER PUMP

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Agustinus Joni

NIM : 995214124

Telah dipertahankan di depan Panitia Penguji

Pada tanggal 23 Desember 2004

Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

	Nama Lengkap	tanda tangan
Ketua	Ir. YB. Lukiyanto, M.T.	
Sekertaris	Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.	
Anggota	Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.	
Anggota	Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA	
Anggota	Ir. FX. Agus Unggul Santoso	

Yogyakarta, 23 Desember 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Dekan

(Ir. Greg. Heliarko, S.J., S.S., B.S.T.,M.A., M.Sc.)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah Bapa di Surga, yang telah melimpahkan rahmat, berkat, dan anugerah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi untuk dapat menyelesaikan studi strata-1 pada program studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Pada kesempatan ini penulis juga menyampaikan ucapan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan moral dan material serta spritual sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Disini penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Dr. Paulus Suparno S.J., MST., selaku Rektor Universitas Santa Dharma.
2. Ir. Greg. Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
3. Yoseph Agung Cahyanta, S.T., M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
4. Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA., selaku Dosen Pembimbing utama dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
5. Ir. FX. Agus Unggul Santoso, selaku Dosen pembimbing kedua yang telah memberikan bimbingan dalam menyelesaikan penulisan ini.
6. Sekretariat Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, yang telah membantu dalam penyelenggaraan berlangsungnya ujian pendadaran Tugas Akhir ini.

7. Bapa Bernadus Bura dan Alm. Ibunda Getrudis, yang jauh di sana namun selalu dekat di hati dan sanubari.
8. Pastor Agustinus Made, O.S.C., yang telah membiayai saya dalam menyelesaikan studi ini.
9. Kakak Gabriela, Wilfridus, Silvester, Tornaldi, Alm. Kresensia da Wiske, Alm. Adik Konsita yang telah banyak memberikan dukungan dan doanya.
10. Eliana Yunitha Seran (Ma,i tua), yang banyak membantu saya dan selalu setia memberikan dorongan dan perhatiannya dalam segala hal.
11. Komunitas KFC (Kucingan Fried Chiken" Mr. Yanto.Cs") Theo, Piere, David, Nadi, Agung K' tex, Anen, Craeng, Wondo, Dino, Iwan jaman batu, Prio, Jimi, Nelson, Viki, Joe, dll, yang tidak bisa penulis sebutkan semuanya.

Akhirnya penulis berharap, semoga penulisan Tugas Akhir tentang " Over Hung Impeller Pump " ini bermanfaat, dan penulis juga berharap agar mendapatkan saran dan kritik yang bersifat membangun demi tercapainya kesempurnaan dalam penulisa Tugas Akhir ini.

Yogyakarta,Desember 2004

(Agustinus Joni)

DAFTAR ISI

		Hal
HALAMAN JUDUL		i
HALAMAN SOAL		ii
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA		iii
MOTTO		iv
HALAMAN PERSEMBAHAN		v
HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING		vi
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN		vii
KATA PENGANTAR		viii
DAFTAR ISI		x
DAFTAR GAMBAR		xv
DAFTAR TABEL		xvii
DAFTAR LAMBANG / NOTASI		xviii
INTISARI		xxiv
ABSTRACT		xxv
BAB I	PENDAHULUAN	1
	1.1. Pengertian Pompa	1
	1.2. Klasifikasi Pompa	1
	1.2.1. Pompa Dinamis	1

1.2.2. Pompa Perpindahan Positif 2

1.3. Pembatasan Masalah 12

1.4. Prinsip Kerja Pompa 12

BAB II DASAR PERENCANAAN POMPA 14

2.1. Perancangan Pompa 14

2.2. Pemilihan Diameter Pipa 14

2.2.1. Diameter Pipa Isap 15

2.2.2. Diameter Pipa Tekan 16

2.3. Penentuan Jenis Pompa 17

2.3.1. Poros Mendatar dan Poros Tegak 17

2.3.2. Jenis Pompa Menurut Kondisi Pemasangan 18

2.4. Spesifikasi Pompa 19

2.5. Perhitungan Daya Pompa 20

2.6. Penentuan Jumlah Tingkat 21

2.6.1. Kecepatan Spesifik 21

2.6.2. Daya Mesin Penggerak Pompa 22

BAB III PERANCANGAN IMPELER 24

3.1. Pemgertian Impeler 24

3.2. Jenis Impeler 25

3.3. Ukuran – Ukuran Utama Impeler 26

3.4. Perancangan Ukuran Utama Impeler 27

3.4.1. Diameter Poros 27

3.4.2. Diameter Leher Poros 30

3.4.3. Diameter Mulut Isap 30

3.5. Ukuran – Ukuran dan Sudut Sisi Masuk Impeler 32

3.5.1. Lebar Impeler Bagian Masuk 33

3.5.2. Sudut Sisi Masuk Impeler 34

3.5.3. Kecepatan Relatif Sisi Masuk Impeler 35

3.5.4. Segitiga Kecepatan pada Sisi Masuk Impeler 35

3.6. Ukuran – Ukuran dan Sudut Sisi Keluar Impeler 36

3.6.1. Sudut Sisi Keluar Impeler 38

3.6.2. Kecepatan Relatif Sisi Keluar Impeler 38

3.6.3. Kecepatan Keliling Keluar Impeler 39

3.6.4. Kecepatan Absolut Sisi Keluar Impeler 40

3.6.5. Kecepatan Absolut Sisi Keluar dengan adanya Aliran Sirkulasi 42

3.6.6. Segitiga Kecepatan pada Sisi Keluar 43

3.6.7. Lebar Impeler Sisi Keluar 44

3.7. Sudu Impeler 48

3.7.1. Jumlah Sudu 50

3.7.2. Melukis Bentuk Sudu 50

3.7.3. Tebal Sudu 52

3.7.4. Lebar Laluan 54

3.7.5. Pemilihan Bahan Impeler 56

3.8. Penentuan Bahan impeler 57

BAB IV PERANCANGAN RUMAH POMPA 58

4.1. Dasar Perancangan 58

4.2. Perancangan Rumah Pompa 61

4.3. Nosel Buang 65

4.4. Pemilihan Bahan Rumah Pompa 66

BAB V PERANCANGAN POROS 68

5.1. Tinjauan Umum 68

5.2. Tinjauan Beban Poros 69

5.3. Pemilihan Bahan Poros 74

5.4. Penentuan Diameter Poros 74

5.5. Konsentrasi Tegangan Pada Poros 75

5.6. Defleksi Puntiran Poros 79

5.7. Defleksi Lenturan Poros 80

5.8. Putaran Kritis Poros 82

BAB VI ELEMEN PENDUKUNG POMPA 84

6.1. Elemen Pengimbang Gaya Aksial 84

6.2. Kotak Paking 91

6.3. Cincin Penahan Keausan 94

6.4. Pasak 95

6.5. Bantalan 100

6.6. Baut dan Mur Rumah Pompa 109

6.7. Kopling 113

BAB VII KARAKTERISTIK POMPA 117

7.1. Pendahuluan 117

7.2. Karakteristik Pompa Hubungan dengan Kapasitas dan Head 117

7.2.1. Head Euler's ....., 117

7.2.2. Head Teoritis 118

7.2.3. Head Aktual 119

7.3. Karakteristik Pompa Hubungan antara Kapasitas dengan Daya Dan Efisiensi 125

7.3.1. Daya Kuda Fluida 127

7.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran 127

7.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra 128

7.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis.. 129

7.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis.. 129

7.3.6. Daya Kuda Rem 129

7.3.7. Efisiensi Pompa 130

BAB VIII PENUTUP DAN KESIMPULAN 133

8.1. Kesimpulan 133

8.2. Penutup 135

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

		Hal
Gambar 1.1.	Klasifikasi Pompa Dinamis	2
Gambar 1.2.	Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif	3
Gambar 1.3.	Pompa Sentrifugal	4
Gambar 1.4.	Pompa Aliran Campur Mendatar	5
Gambar 1.5.	Pompa Aliran Aksial Mendatar	5
Gambar 1.6.	Pompa Volut	8
Gambar 1.7.	Pompa Difuser	9
Gambar 1.8.	Bagian Aliran Fluida dalam Pompa Sentrifugal	13
Gambar 2.1.	Grafik Penentuan Jenis Pompa	19
Gambar 2.2.	Rendemen Efektif	23
Gambar 3.1.	Jenis – Jenis Impeler	26
Gambar 3.2.	Ukuran – Ukuran Utama Impeler	27
Gambar 3.3.	Harga Informatif untuk Kecepatan pada Mulut Isap	32
Gambar 3.4.	Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler	36
Gambar 3.5.	Titik – Titik Koefisien Tinggi Tekan untuk Berbagai Kapasitas..	37
Gambar 3.6.	Grafik Hubungan Kecepatan dalam Hubungan dengan n_s	39
Gambar 3.7.	Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler	44
Gambar 3.8.	Bentuk Sudu	49

Gambar 3.9. Pelukisan Sudu dengan Busur Lingkaran Tangen 49

Gambar 3.10. Pelukisan Sudu dengan Metode Arkes Tangen 51

Gambar 3.11. Bentuk Penampang Impeler 52

Gambar 4.1. Rumah Spiral 55

Gambar 4.2. Tiga Desain Rumah Pompa 59

Gambar 4.3. Posisi Konfensional Flens Buang 60

Gambar 4.4. Desain Rumah Keong 61

Gambar 5.1. Harga Koefisien Eksperimental kr 62

Gambar 5.2. Beban Lentur Poros 71

Gambar 5.3. Diagram Pembebanan pada Poros 72

Gambar 5.4. Faktor Konsentrasi Tegangan ß untuk beban Puntir Statis 73

Gambar 5.5. Faktor Konsentrasi Tegangan α pada Poros Bulat 76

Gambar 6.1. Bagian Leher Impeler 77

Gambar 6.2. Gaya Geser Aksial pada Impeler 84

Gambar 6.3. Roda Jalan dengan Aliran Masuk Ganda 85

Gambar 6.4. Mengkompensir Gaya Aksial dengan Lubang Pengimbang 88

Gambar 6.5. Mengkompensir Gaya Aksial dengan Sudu Belakang 89

Gambar 6.6. Kotak Paking 90

Gambar 6.7. Contoh Cincin Penahan Keausan 91

Gambar 6.8. Gaya Geser Pasak 95

DAFTAR TABEL

		Hal
Tabel 3.1.	Perhitungan Sudu Dengan Metode Arkus Tangen	52
Tabel 3.2.	Penampang Impeler	55
Tabel 3.3.	Pemilihan Bahan untuk Pompa	56
Tabel 4.1.	Perhitungan Rumah Volut	65
Tabel 6.1.	Ukuran Pasak dan Alur Pasak	97
Tabel 6.2.	Bantalan Khusus	103
Tabel 6.3.	Faktor V, X, Y dan Xo, Yo	104
Tabel 6.4.	Bantalan Untuk Permesinan serta Umur	105
Tabel 6.5.	Harga Faktor Keandalan	108
Tabel 6.6.	Ukuran Standar Ulir Kasar Metris	111
Tabel 6.7.	Tekanan Permukaan yang Diijinkan pada Ulir	112
Tabel 6.8.	Ukuran Kopling Flens	116
Tabel 7.1.	Hubungan Antar Kapasitas dengan Head	124
Tabel 7.2.	Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi	131

DAFTAR LAMBANG / NOTASI

γ : kerapatan air, kg/m^3

θ : defleksi momen puntir, °

ε : faktor kontraksi

α : faktor kontraksi tgangan pada pasak

α_2 : sudut sisi keluar impeler, °

α_4 : sudut pengarah bagian masuk, °

α_5 : sudut pengarah bagian keluar, °

α'_2 : sudut sisi keluar absolut impeler, °

β : faktor konsentrasi tegangan poros bertingkat

β_1 : sudut sisi masuk impeler, °

β_2 : sudut sisi keluar impeler, °

ρ : jari-jari kelengkungan sudu, mm

Φ : koefisien tinggi tekan overall

ψ : koefisien tinggi tekan pompa

α : sudut kecepatan absolut, °

τ : tegangan geser, kg/mm^2

$\varphi°$: sudut rumah volut per bagian, °

η_∞, K_{2cu} : faktor sirkulasi aliran fluida

σa : tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm^2

σ_B : kekuatan tarik bahan yang diijinkan, kg/mm^2

η_c : efisiensi pompa, %

τ_{ka} : tegangan geser pasak yang diijinkan, kg/mm^2

β_m : sudut rata-rata kelengkungan sudu, °

a : jarak tumpuan dengan impeler, mm

A : luas penampang pipa, mm

A_1 : luas penampang pipa isap, m^2

A_2 : luas penampang pipa tekan, m^2

a_1 : faktor keandalan bantalan

a_2 : faktor beban bantalan

a_3 :faktor kerja bantalan

a_4 : lebar sisi masuk sudu pengarah, mm

b : jarak antar tumpuan, mm

b : lebar pasak, mm

b : lebar laluan impeler, mm

b_{ave} : lebar rata-rata luasan laluan rumah keong, mm

b1 : lebar impeler bagian masuk, mm

b_2 : lebar impeler bagian keluar, mm

b_4 : lebar sisi masuk sudu pengarah, mm

b_5 : lebar sisi keluar sudu pengarah, mm

b,hp : daya kuda rem

C : kapasitas dinamis bantalan, kN

C_b : faktor koreksi beban lentur

C_o : kapasitas statis bantalan, kN

C_0 : kecepatan fluida masuk, m/s

C_{m1} : kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler, m/s

C_{m2} : kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler, m/s

C_2 : kecepatan absolut sisi keluar impeler, m/s

C'_2 : kecepatan absolut sisi keluar impeler karena adanya sirkulasi, m/s

C_{u2} : komponen kecepatan absolut, m/s

C_{u4} : komponen kcepatan dari sudu pengarah, m/s

C'_{u2} : komponen kecepatan tangensial absolut, m/s

C_{m4} : kecepatan sisi keluar radial sudu pengarah, m/s

C_{m4} : kecepatan sisi masuk radial sudu pengarah, m/s

D : diameter kotak paking, mm

D_1 : diameter sisi masuk impeler, mm

D_2 : diameter sisi keluar impeler, mm

D_4 : diameter roda pengarah bagian masuk, mm

D_5 : diameter roda pengarah bagian keluar, mm

d_3 : diameter lidah rumah volut, mm

D_{H} : diameter hub impeler, mm

D_o : diameter mulut isap, mm

Ds, d_{sh} : diameter poros, mm

E : modulus elastisitas, kg/mm^2

F : beban lentur, kg

$f_{,hp}$: daya kuda fluida

F_a : gaya aksial, kg

F_b : gaya tekan baut, kg

f_h : faktor umur bantalan

F_m : gaya aksial akibat momentum, kg

f_n : faktor kecepatan

F_p : gaya penekan paking, kg

F_r : gaya radial, kg

F_t : gaya tangensial, kg

f_w : faktor beban bantalan

g : percepatan gravitasi, m/s^2

H : tinggi tekan (*head*), meter, (feet)

h : panjang paking, mm

h_1 : jarak penekan paking, mm

H_{akt} : head aktual, meter

h_{FD} : kerugian gesekan cakra, meter

h_h : kerugian hidrolis, meter

h_{pDF} : daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

h_{pHY} : daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

h_{pL} : daya kuda untuk mengatasi kebocoran

h_{pM} : daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

h_s : kerugian kejut/turbulensi, meter

H_t : head teoritis, meter

H_∞ : Head Euler's, meter

i : jumlah tingkat pompa

I : momen inersial, mm^4

K : koefisien gesekan

K_m : faktor koreksi momen lengkung

K_r : faktor ekperimental

K_{sh} : koefisien kerugian kejut/turbulensi

K_t : faktor koreksi momen puntir

L : panjang poros, mm

l_1, l_2 : panjang pasak, mm

L_h : umur keandalan bantalan, jam

L_n : umur nominal bantalan, jam

M : momen lengkung, kg.mm

n : putaran pompa, rpm

N_{cr} : putaran kritis, rpm

n_s : putaran spesifik pompa, rpm

P : daya mesin penggerak pompa, hp, (kW)

P_{ka} : tekanan permukaan pasak yang diijinkan, kg/mm^2

P_o : tekanan fluida depan impeler, kg/m^2

P_r : beban ekivalen bantalan, kg

P_t : tekanan flluida belakang impeler, kg/m^2

P_v : daya pemompaan, hp, (kW)

Q : kapasitas pompa, m^3

Q_L : kapasitas kerugian pompa, m^3/s

Q_n : kapasitas normal, m^3/s

Q_{tz} : kapasitas total/teoritis, m^3/s

R : gaya reaksi timpuan, kg

r : jari-jari filet, mm

r_3, r_6 : jari-jari ruangan tanpa sudu, mm

r_4 : jari-jari roda pengarah bagian masuk, mm

r5 : jari-jari roda pengarah bagian keluar, mm

R_a : jari-jari lingkaran impeler sisi dalam, mm

R_b : jari-jari lingkaran impeler sisi luar, mm

R_{ave} : jari-jari lingkaran rata-rata rumah keong, mm

R_t : jari-jari lidah aktual, mm

s : tebal paking, mm

s_4 : tebal sudu pngarah, mm

S_{f1}, S_{f2} : faktor keamana

T : momen puntir, kg.mm

t : tebal sudu, mm

t_1 : kedalaman alur pasak pada poros, mm

t_2 : kedalaman alur pasak pada naf, mm

t_F : tebal flens, mm

U : kecepatan keliling sisi masuk impeler, m/s

U_2 : kecepatan keliling sisi keluar impeler, m/s

V : faktor kontruksi bantalan

vo : kecepatan fluida masuk mata impeler, m/s

w : berat impeler, kg

INTISARI

Pompa adalah suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan zat cair melalui sistem perpipaan, dan untuk menaikan 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) = 36 m^3/jam, Putaran motor (n) = 1485 rpm, daya motor penggerak (P) = 5,23 kW. Secara umum cara kerja pompa dalam perancangan ini adalah daya dari motor penggerak yang dihubungkan ke poros pompa, sehingga impeler dalam rumah pompa berputar menyebabkan perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi tekan. Karena gaya sentrifugal, zat cair mengalir dari tengah impeler keluar melalui saluran diantara sudu-sudu kemudian ditampung dalam rumah volut dan disalurkan ke luar melalui nosel. Jenis impeler menggunakan jenis impeler tertutup dikarenakan zat cair yang akan dipompakan adalah air bersih, bahan impeler brons, jumlah sudu impeler 7 buah. Tipe sudu ' Backward Curve Vanes '.

ABSTRACT

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

The design of the pump is a single stage centrifugal pump with 32 m in Head (H), 36 m^3/hour in capacity (Q), 1485 rpm in electric motor speed (n), the power of activator is 5,23 kW. Generaly working of pump in this design is that power of engine to joint the axis pump, then impeller rotate and it would cause the different of pressure bertween suction and discharge. Because sentrifugal force, the liquid would flows middle of impeller trhough out between blades of impeller and than the liquid would be received in volute of pump and would be trhough out of nozle. The type of impeller is closed system because of the fluids to be pumped is clean water, the material of impeller is brons, the number of the blade is 7, the type of the blade is ' Backward Curve Vanes '

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. PENGERTIAN POMPA

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

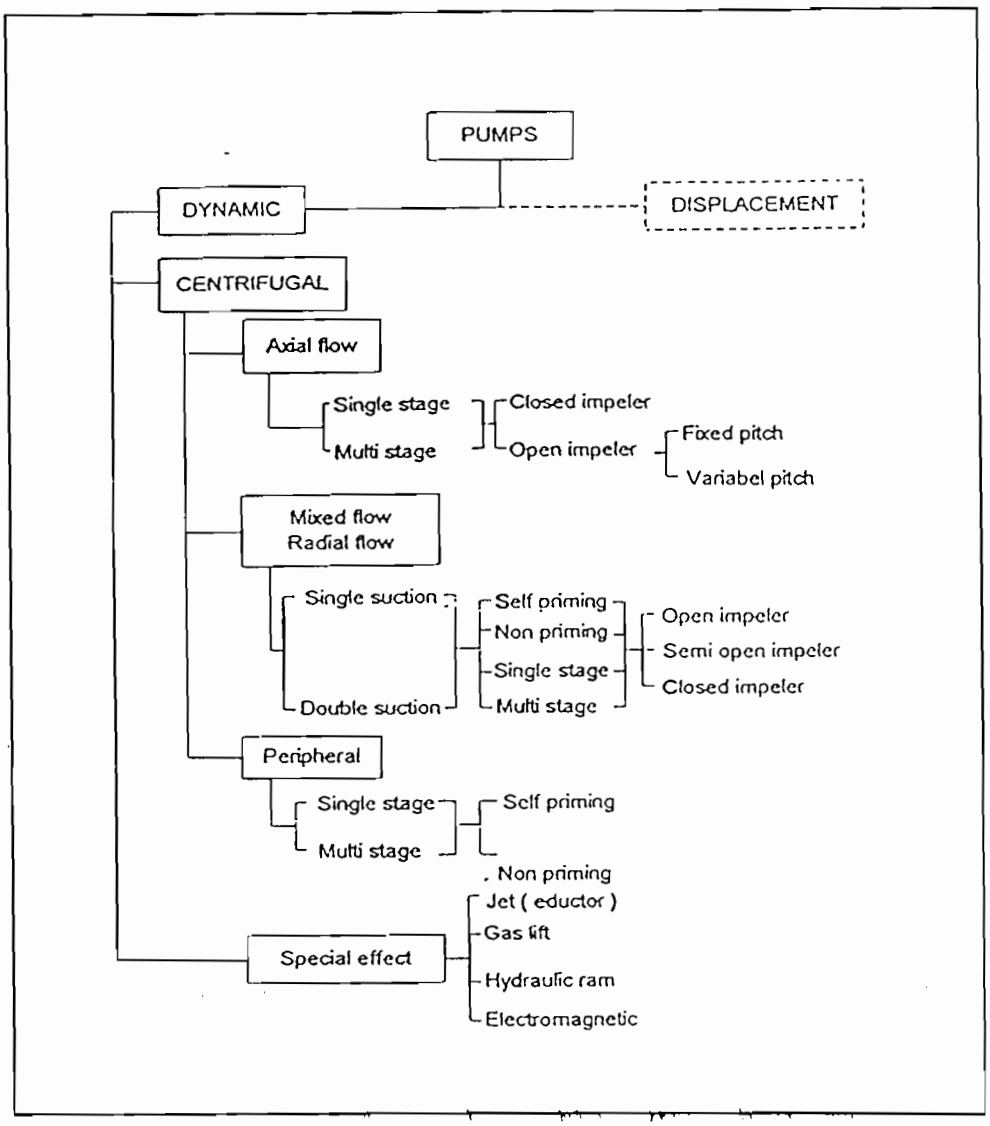
1.2. KLASIFIKASI POMPA

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 campur (*mixed pumps*)



Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa Dinamis

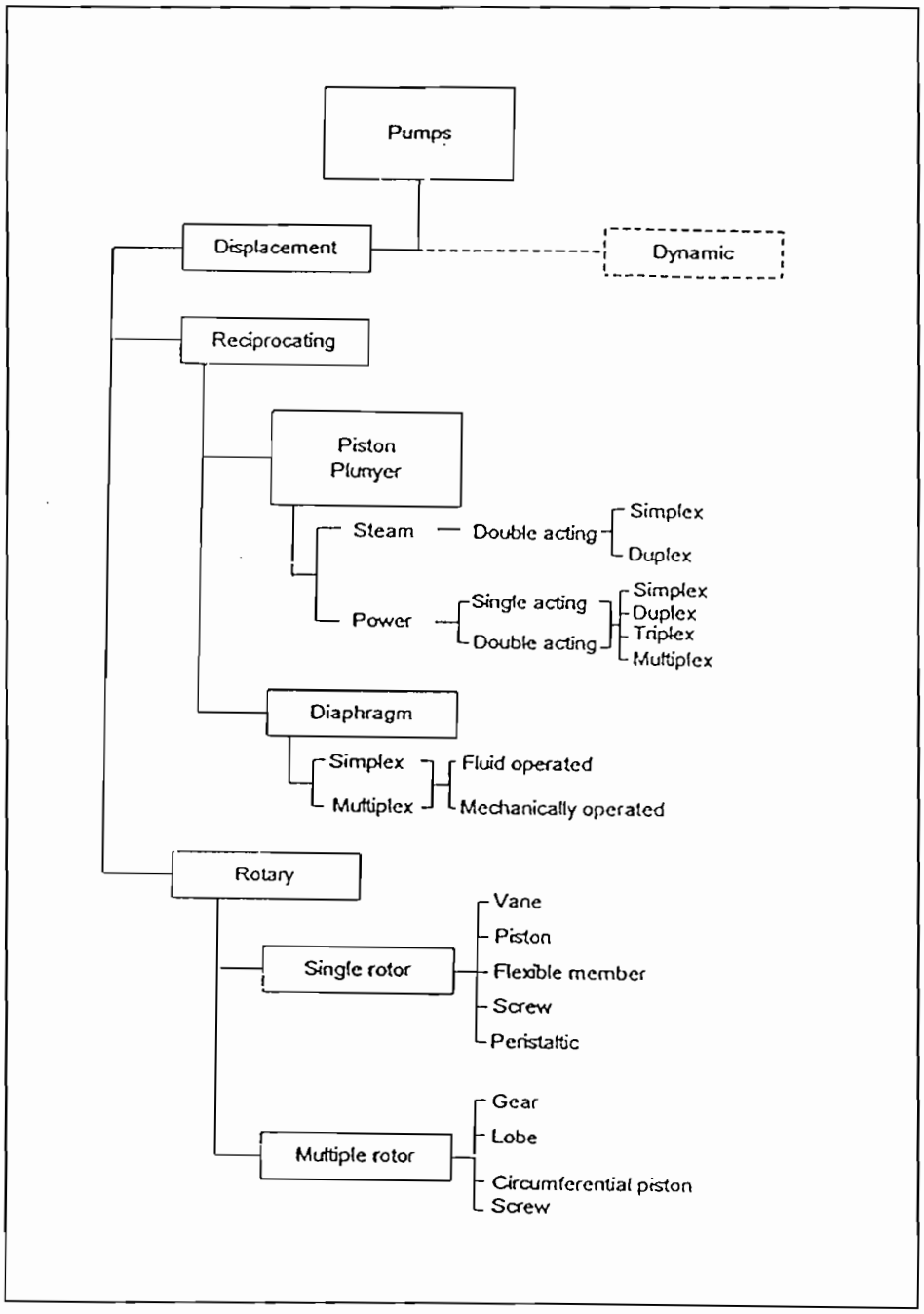
(Sumber : Karassik, 1997 : 1.3)

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)*



Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif

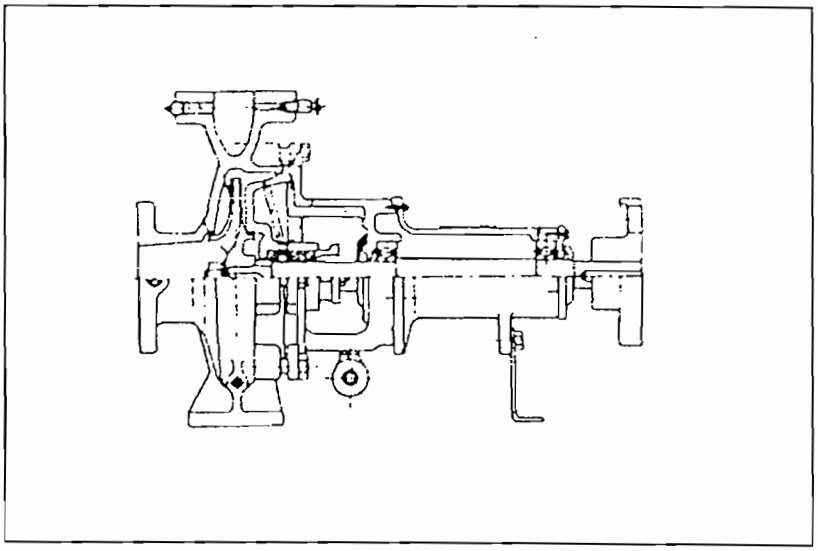
(Sumber : Karassik, 1997 : 1.3)

Menurut konstruksi pompa, pompa dapat dibedakan menjadi berbagai jenis antara lain : ***(Sularso & H. Tahara, 2000: 75 - 90)***

1. Klasifikasi menurut jenis pompa

a. Pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai konstruksi sedemikian rupa hingga zat cair yang keluar dari impeler akan melalui bidang yang tegak lurus dengan pompa, seperti terlihat pada gambar 1.3 di bawah ini.

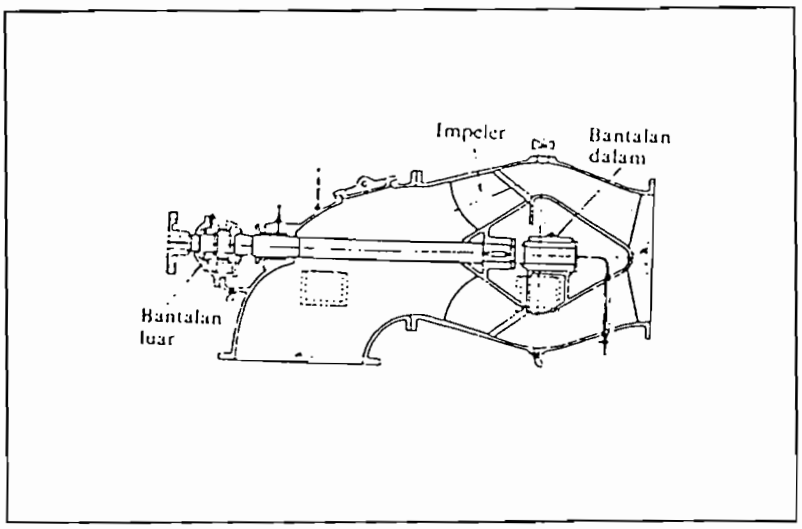


Gambar 1.3 Pompa sentrifugal

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 2000 : 75)

b. Pompa aliran campur

Seperti yang diperlihatkan dalam Gambar 1.4, aliran yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut.

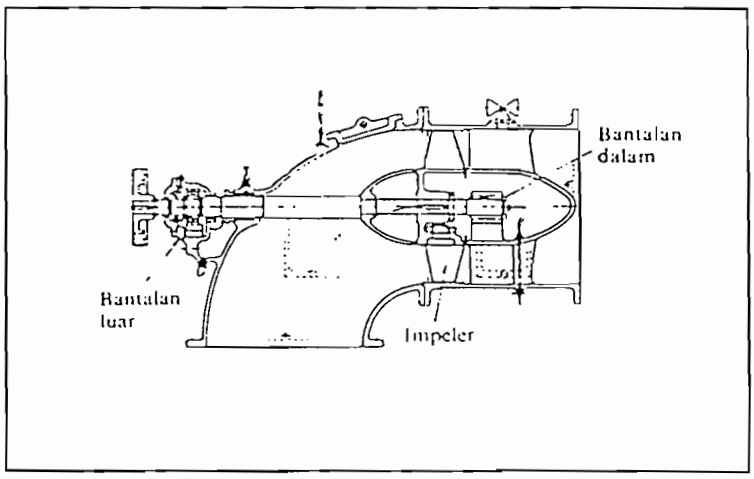


Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 2000 : 76)

c. Pompa aliran aksial

Aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Seperti yang diperlihatkan dalam Gambar 1.5



Gambar 1.5 Pompa aliran aksial mendatar

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 2000 : 76)

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 (*pararel*).

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.

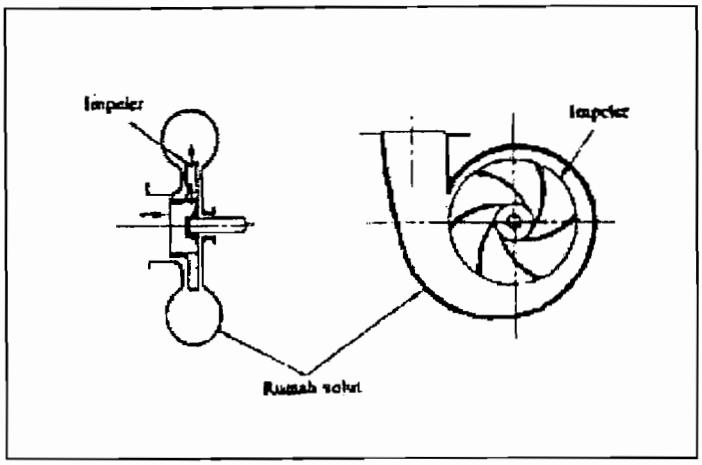
c. Pompa jenis berderet

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.

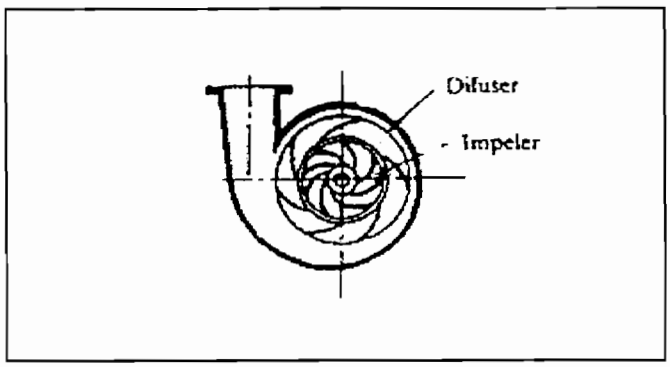


Gambar 1.6 Pompa volut

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 1987 : 7)

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.



Gambar 1.7 Pompa difuser

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 1987 : 8)

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, bisanya 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 tetep 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 penggeraknya, 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 magnit. 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.

1.4. PRINSIP KERJA POMPA

Dalam tugas akhir ini akan dirancang sebuah pompa yang digunakan untuk keperluan pemompaan air bersih.

Data-data yang diberikan:

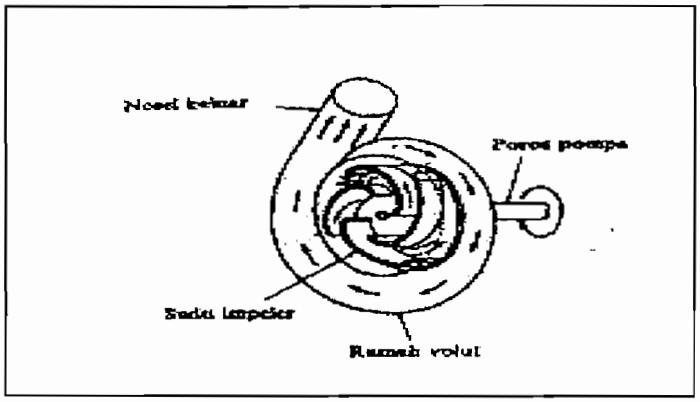
~ Kapasitas pompa (Q) = 36 m^3/jam

~ Head pompa (H) = 32 m

~ Putaran pompa (n) = 1485 rpm

Perancangan pompa akan dipilih jenis pompa dinamis, dalam hal ini pemilihan pompa ini akan dibahas lebih lanjut dalam bab selanjutnya. Termasuk dalam pompa dinamis diantaranya pompa sentrifugal. Pada pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekanan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu. Daya motor listrik diberikan

kepada poros pompa untuk memutarkan impeler di dalam zat cair. Maka zat cair atau fluida yang ada di dalam impeler, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputara. Karena timbul gaya sentrifugal maka fluida mengalir dari tengah impeler dan keluar melalui saluran diantara sudu-sudu. Jadi impeler pompa berfungsi memberikan kerja kepada fluida sehingga energi yang dikandung fluida menjadi bertambah besar.



Gambar 1.8 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal

(Sumber: Sularso & H. Tahara, 1987 : 4)

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

BAB II

DASAR PERENCANAAN POMPA

2.1. PERANCANGAN POMPA

Pada perancangan pompa ini dilakukan berdasarkan pada ketentuan soal, yaitu merancang sebuah over hung impeller pump. Disini saya merancang pompa tersebut untuk melayani keperluan air bersih dengan data-data sebagai berikut:

Kapasitas pompa (Q) = 36 m^3/jam

= 0,6 m^3/menit

= 0,01 m^3/detik

= 158,52 GPM

Head pompa (H) = 32 m

= 105 ft

Putaran pompa (n) = 1485 rpm

Berdasarkan ketentuan soal diatas maka perancangan digunakan untuk pemompaan air bersih.

2.2. PEMILIHAN DIAMETER PIPA

Dalam pemilihan atau perancangan pompa, untuk menghindari kerusakan akibat terjadinya kavitasi maka diameter pipa isap dibuat lebih besar ukurannya dibandingkan dengan pipa tekan pompa, dan keduanya dibuat lebih besar daripada diameter flensnya pompa. Diameter-diameter dalam flens dan pipa standar yang

ada diantaranya: 1; 1,24; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 30; dan 36 Inchi. ***(Austin H. Church, 1993 : 90)***

2.2.1. Diameter pipa isap

Berdasarkan diameter pipa yang tersedia, maka dalam perancangan pompa diameter pipa yang dipilih:

Diameter pipa isap = 4 inchi

= 10,16 cm

= 0,1016 m

Maka besarnya kecepatan aliran pada sisi isap pompa dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} \qquad (2.1)$$

Dengan:

V_1 = Kecepetan aliran pada sisi isap, m/s

Q_1 = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

A_1 = Luas penampang pipa isap, m^2

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

$$A_1 = \frac{3,14}{4} \times 0,1016^2$$

$$A_1 = 8,1.10^{-3} \ m^2$$

Maka:

$$V = \frac{0.01}{8{,}1.10^{-3}}$$
$$V = 1{,}235\ m/s$$
$$V = 4{,}052\ ft/s$$

Syarat yang harus dipenuhi pada saluran pipa isap adalah bahwa kecepatan sisi isap berkisar antara 4 sampai 8 ft/s, sehingga pemilihan diameter pipa isap diatas telah memenuhi persyaratan sesuai dengan kecepatan aliran yang telah ditentukan ***(Austin H.Church, 1993 : 90)***

2.2.2. Diameter pipa tekan

Diameter pipa tekan biasanya dibuat lebih kecil daripada diameter pipa isap. Untuk menghindari kerusakan-kerusakan akibat kavitasi, maka pada diameter pompa yang dipakai disesuaikan dengan diameter pipa standart yaitu:

Diameter pipa tekan = 2 inchi

= 5,08 cm

= 0,0508 m

Maka kecepatan aliran pada sisi tekan pompa adalah:

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Dengan:

V_2 = Kecepatan aliran pada sisi tekan pompa, m/s

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

A_2 = Luas panampang pipa tekan, m^2

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

$$A_2 = \frac{3{,}14}{4} \times 0{,}0508^2$$

$$A_2 = 2{,}026 \times 10^{-3}\ m^2$$

Maka:

$$V_2 = \frac{0{,}01}{2{,}026 \times 10^{-3}}$$

$$V_2 = 4{,}936\ m/s$$

$$V_2 = 16{,}195\ ft/s$$

Syarat yang harus dipenuhi untuk kecepatan aliran pada saluran pipa tekan adalah antara 12 sampai 20 ft/s, sehingga dalam pemilihan diameter diatas telah memenuhi peryaratan sesuai dengan kecepatan aliran yang ditentukan. ***(Austin H. Church, 1993 : 90)***

2.3. PENENTUAN JENIS POMPA

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

2.3.1. Poros mendatar dan poros tegak

Didalam pemilihan pompa berdasarkan atas pertimbangan hal-hal sebagai berikut:

1. Jika tidak ada pembatasan-pembatasan pada kondisi pengisapan dan operasi pompa kecil atau sedang, maka pompa berporos mrndatar adalah lebih ekonomis.

2. Jika head isap statis cukup besar atau pompa harus bekerja secara otomatis maka pompa berporos tegak adalah lebih sesuai.
3. Jika harus sering dibongkar pasang maka pompa berporos mendatar akan lebih menguntungkan.

2.3.2. Pemilihan jenis pompa menurut kondisi pemasangan

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

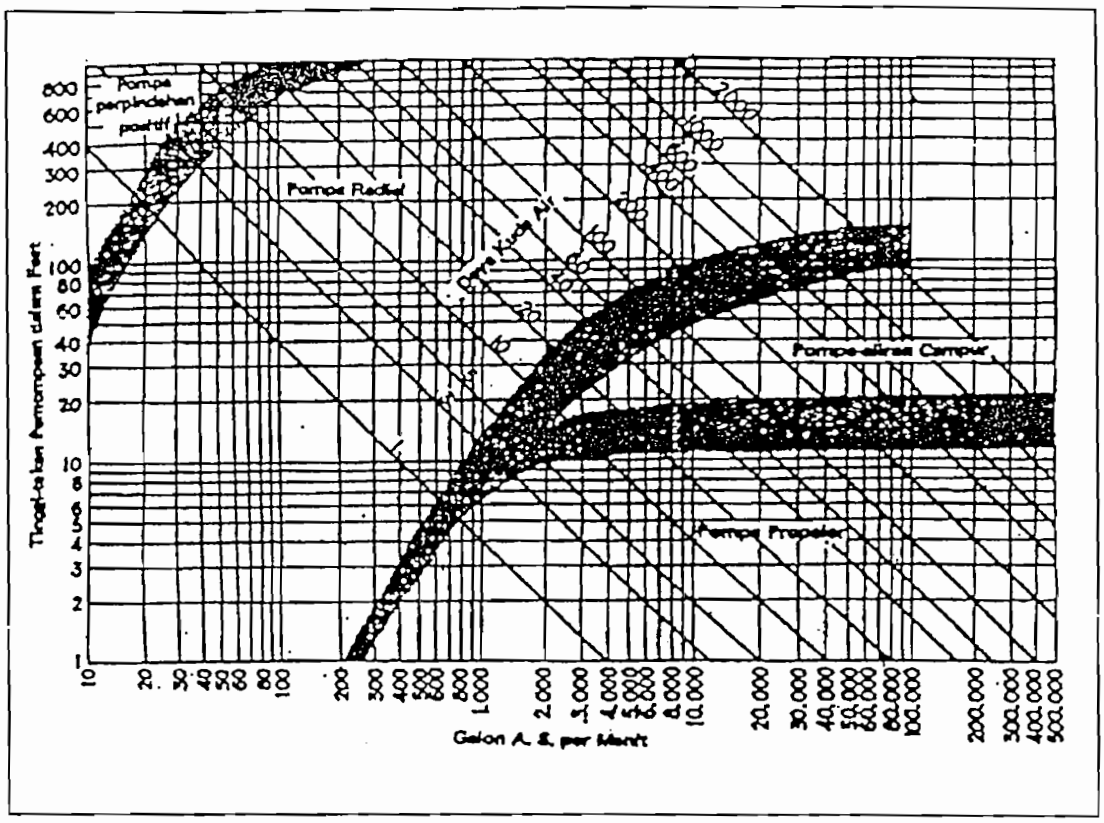
Kapasitas pompa (Q) = 0,01 m^3/s

= 158,52 GPM

Head pompa (H) = 32 m

=104,99 ft atau 105 ft

Jadi sesuai dengan grafik yang ditunjukkan, maka pompa yang digunakan untuk keperluan pemompaan air bersih adalah jenis pompa radial (*pompa sentrifugal*)



Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa

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

2.4. SPESIFIKASI POMPA

Dari hasil perancangan diatas maka dapat diambil spesifikasi pompa:

Kapasitas pompa (Q) = 0,01 m^3/s

= 158,52 GPM

Head pompa (H) = 32 m

= 105 ft

Diameter pipa isap = 4 inchi

Diameter pipa tekan = 2 inchi

2.5. PERHITUNGAN DAYA POMPA

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

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

Daya kuda fluida dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \qquad (2.3)$$

(Fritz Dietzel, 1993 : 242)

Dengan:

P_v = Daya kuda fluida, kW

g = Kecepatan gravitasi = 9,81 m/s^2

H = Head pompa = 32 m

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

Maka:

P_v = 1000 x 9,81 x 32 x 0,01

= 3139,2 W

= 3,14 kW

= 4,21 Hp

2.6. PENENTUAN JUMLAH TINGKAT

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

2.6.1. Kecepatan spesifik

Kecepetan spesifik (n_s) adalah notasi yang khusus untuk tanda pangenal bentuk roda. ***(Fritz Dietzel, 1993 : 249)***

Besarnya mesin yang dibuat tidak tergantung pada kecepatan spesifik. Istilah dan daerah kerja yang berlaku untuk masing-masing bentuk roda adalah sebagai berikut:

1. Roda putaran pelan, roda tekanan tinggi, roda radial n_s = 10 sampai 30 menit^{-1}
2. Roda putaran menengah (*medium*), roda tekanan menengah n_s = 30 sampai 60 menit^{-1}
3. Roda putaran cepat, roda sekrup n_s = 50 sampai 150 menit^{-1}
4. Roda putaran cepat, roda propeller dan roda aksial n_s = 110 sampai 500 menit^{-1}

Kecepatan spesifik pompa dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad (2.4)$$

Dengan:

n_s = Kecepatan spesifik, menit^{-1}

n = Putaran pompa = 1485 rpm

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

H = Tinggi kenaikan pompa = 32 meter

Maka:

$$n_s = \frac{1485\sqrt{0,01}}{32^{3/4}}$$

$$n_s = 11,04\ menit^{-1}$$

Dari perhitungan diatas maka harga n_s dengan pompa satu tingkat memenuhi persyaratan, untuk harga n_s yang paling sedikit adalah 10 ***(Fritz Dietzel, 1993 :250)***, sedangkan dari hasil perhitungan didapat harga n_s sebesar 11,04 $menit^{-1}$, maka untuk selanjutnya adalah perhitungan efisiensi pompa (η_p) dengan menggunakan grafik rendemen efektif (η_c) dengan data-data:

Kapasitas pompa (Q) = 0,01 m^3/s

Kecepatan spesifik (n_s) = 11,04 $menit^{-1}$

Dari hasil pembacaan grafik, maka diperoleh efisiensi pompa (η_p) dengan satu tingkat impeler = 60 %.

Maka efisiensi pompa 60 % telah memenuhi persyaratan bahwa pompa tersebut bekerja pada titik maksimal. Dari hasil perhitungan tersebut maka digunakan pompa satu tingkat dengan bentuk pola yang dipakai adalah menggunakan roda (*impeler*) radial (harga n_s = 10 sampai 30 $menit^{-1}$)

2.6.2. Daya mesin penggerak pompa

Daya mesin penggerak pompa dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = \frac{Q \times H \times \gamma \times g}{1000 \times \eta_p} \qquad (2.5)$$

(Fritz Dietzel, 1993 :264)

Dengan:

P = Daya mesin penggerak pompa, Hp

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

H = Head pompa = 32 meter

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

g = Percepatan gravitasi = 9,81

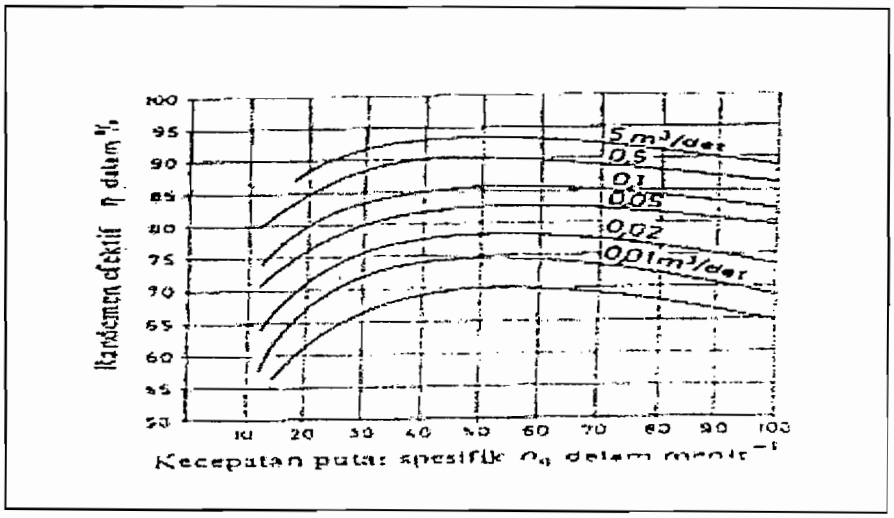
η_p = Efisiensi pompa = 60 %

Maka:

$$P = \frac{0{,}01 \times 32 \times 1000 \times 9{,}81}{1000 \times 0{,}60}$$

$$P = 5{,}23\ kW$$

$$P \approx 7{,}02\ Hp$$



Gambar 2.2 Randemen efektif (η_c)

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 243)

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1. PENGERTIAN IMPELER

Impeler adalah suatu elemen dari pompa yang berfungsi untuk memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandung menjadi bertambah besar oleh gaya sentrifugal akibat dorongan sudu-sudu yang melalui saluran.

Impeler biasanya dicor secara terpadu (*integral*) dengan tutup depan atau belakangnya. Bagian-bagian impeler dibuat setipis mungkin sepanjang masih dapat dilaksanakan dalam teknik pengecoran yang umumnya sudah dapat memberikan kekuatan yang cukup. Sudu-sudu dibuat dengan tebal yang konstan atau bentuk kurva yang sama, dapat digunakan untuk kedua sisi dengan memberikan tebal yang lebih besar pada ujung sisi masuk. Sudu yang tipis pada sisi masuk akan memberikan efisiensi yang tinggi bila sudut sudu sesuai dengan arah gerakan fluida. Ujung sisi masuk yang bentuknya dibulatkan, efisiensi tidak akan mencapai harga puncak efisiensi sudu yang dibuat tajam, akan tetapi efisiensi tidak akan turun begitu banyak bila dibandingkan dengan penurunan efisiensi yang diakibatkan oleh sudut-sudutnya yang tidak sesuai. ***(Austin H. Church, 1993 :105)***

3.2. JENIS-JENIS IMPELER

Menurut bentuknya impeler dibagi menjadi:

a. Impeler jenis radial

Tinggi tekan umumnya sebagian besar disebabkan oleh gaya sentrifugal.

b. Impeler jenis perancis

Tinggi tekan yang lebih rendah sering dipakai impeler pembuangan radial.

c. Impeler jenis aliran campur

Tinggi tekan yang dihasilkan pada impeler jenis ini sebagian adalah disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian lagi tolakan impeler.

Tipe- tipe impeler dibagi menjadi

a. Impeler tertutup (*closed impeller*)

b. Impeler semi terbuka (*semi open impeller*)

c. Impeler terbuka (*open impeller*)

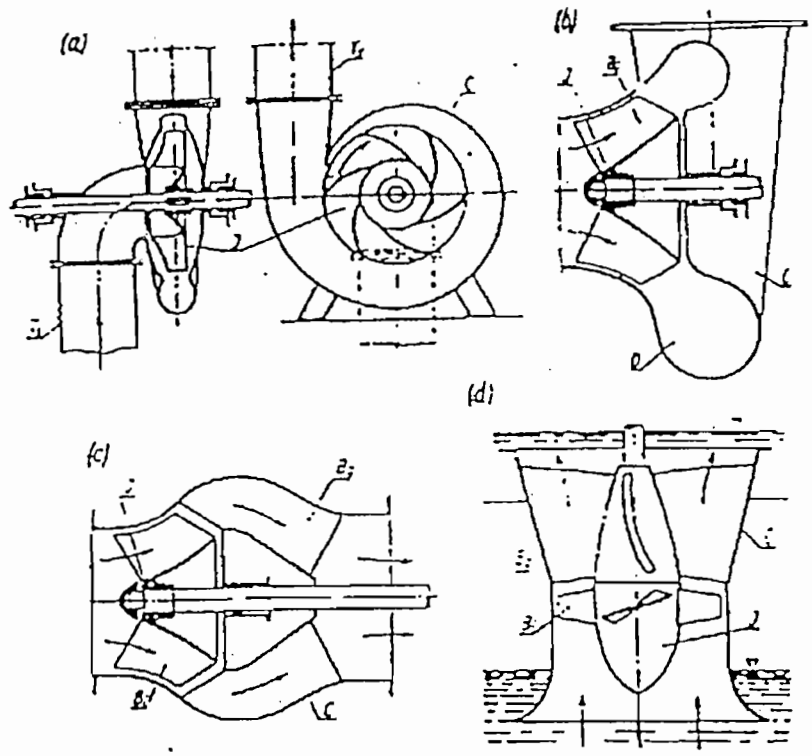


FIG. 2. Impeller pump types: (a) centrifugal pump, (b) helical flow pump, (c) diagonal flow pump, (d) axial flow pump;
B_1 — impeller blade, B_2 — guide vane, C — casing, D — diffuser, J — impeller, T_d — delivery pipe, T_s — suction pipe.

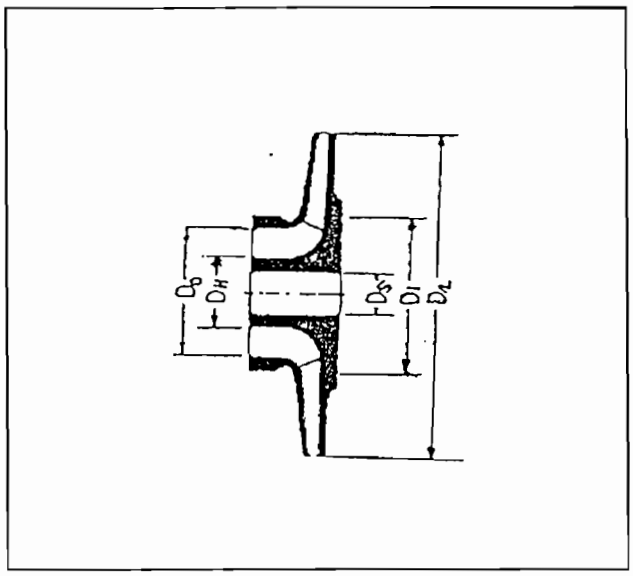
Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler

(Sumber: Lazarkiewicz, 1965 : 4)

Pada perancangan ini , impeler yang digunakan adalah tipe impeler tertutup (*closed impeller*), karena fluida yang digunakan adalah air bersih.

3.3. UKURAN-UKURAN UTAMA IMPELER

Ukuran-ukuran utama pada impeler dapat dilihat pada gambar 3.2 di bawah ini:



Gambar 3.2 Ukuran-ukuran utama impeler

(Sumber: Austin H. Church, 1993 :93)

Keterangan:

D_2 = Diameter ujung sisi keluar

D_s = Diameter poros

D_H = Diameter hubung

D_0 = Diameter mata impeler

D_1 = Diameter ujung sisi masuk

3.4. PERANCANGAN UKURAN-UKURAN UTAMA IMPELER

3.4.1. Diameter poros

Untuk merencanakan ukuran-ukuran utama pompa harus juga memperhatikan besarnya diameter poros. Dalam hal ini diameter poros dapat dihitung dari gaya momen puntir (T), sedangkan momen puntir (T) sendiri bisa

didapat dari hasil perhitungan besarnya daya penggerak pompa (P) yang harganya P = 7,02 Hp. Pertama-tama dengan tidak memperhatikan besarnya beban lengkung yang ada, besarnya diameter poros dapat dihitung dengan menempatkan harga tegangan torsi paling kecil yang diijinkan. ***(Fritz Dietzel, 1993 :260)***

Maka besarnya momen puntir yang dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \frac{P}{n} \qquad (3.1)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 7)

Dengan:

T = Momen puntir, kg.mm

P = Daya penggerak pompa = 7,02 Hp atau 5,23 kW

n = Putaran poros pompa = 1485 rpm

Maka:

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \frac{5{,}23}{1485}$$
$$T = 3430{,}32\ kg.mm$$

Poros pompa direncanakan dengan poros pejal dari bahan **S40C** yaitu baja batang karbon yang difinishing dingin yang mempunyai kekuatan tarik σ_B 48 kg/mm^2

Batas kelelahan puntir adalah 18 %

Sesuai dengan standart ASME, untuk harga 18 % ini adalah faktor keamanan untuk bahan **S40C** dengan:

S_{f1} = Faktor keamanan karena pengaruh massa dan baja paduan = 5,6

S_{f2} = Faktor keamanan karena poros dibuat alur pasak = 1,3 – 3,0

Diambil 2,0

Maka besarnya tegangan geser yang diijinkan (τ_a) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{s_{f1} \times s_{f2}} \qquad (3.2)$$

Maka:

$$\tau_a = \frac{48}{5{,}6 \times 2{,}0}$$

$$\tau_a = 4{,}28\ kg/mm^2$$

Besarnya diameter poros impeler dapat dicari dengan rumus:

$$ds = \left(\frac{5{,}1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3} \qquad (3.3)$$

Dengan:

d_s = Diameter poros impeler pompa, mm

τ_a = Tegangan geser ijin pda poros = 4,28 kg/mm^2

T = Momen puntir pada poros = 3430,32 kg.mm

K_t = Faktor keamanan beban kejut = 1,5

C_b = Faktor keamanan beban lentur = 1,5

Maka:

$$d_s = \left(\frac{5{,}1}{4{,}28} \times 1{,}5 \times 1{,}5 \times 3430{,}32 \right)^{1/3}$$

$$d_s = 20{,}89\ mm$$

Sehingga diambil diameter poros untuk impeler ukuran standart d_s = 30 mm

3.4.2. Diameter leher poros

Diameter leher poros dibuat lebih besar dari diameter poros.

Besarnya diameter leher poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

D_H = (1,2 sampai 1,5). d_s (3.4)

(Frits Dietzel, 1993 : 265)

Dengan:

D_H = Diameter leher poros, mm

d_s = Diameter poros pompa = 30 mm

Maka:

D_H = 1,5 . 30

= 45 mm

3.4.3. Diameter mulut isap

Besarnya diameter mulut isap (D_0) dapat diperoleh melalui rumus sebagai berikut:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times Q^1}{\pi \times C_0} + D_H{}^2} \qquad (3.5)$$

(Fritz Dietzel, 1993 : 261)

Dengan harga kapasitas teoritis (Q^1) dibuat sekitar 3 % sampai 5 % lebih besar dari kapasitas yang direncanakan (Q) , karena kerugian arus balik juga

diperhatikan, kerugian tersebut diakibatkan karena fluida dari sisi tekan kembali masuk ke bagian sisi isap melalui celah roda jalan yang berada di atas sisi masuk dan hal ini berlangsung terus menerus. ***(Fritz Dietzel, 1993 : 260)***

Maka kapasitas teoritis (Q^1) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Q^1 = (\ 1{,}02 \text{ sampai } 1{,}05\ ).\ Q \qquad (3.6)$$

$$= 1{,}05\ .\ 0{,}01$$

$$= 0{,}011\ m^3/s$$

Sedangkan kecepatan fluida masuk (C_0) besarnya harus tertentu dan tidak boleh melebihi harga yang sudah ditentukan, karena apabila batas tersebut dilampaui maka akan timbul bahaya terbentuknya gelembung-gelembung uap dan kavitasi. Harga kecepatan masuk fluida (C_0) dapat diperoleh dengan grafik harga-harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap yang diijinkan.

Data-data yang mendukung:

$Q^1 = 0{,}011$ m3/s

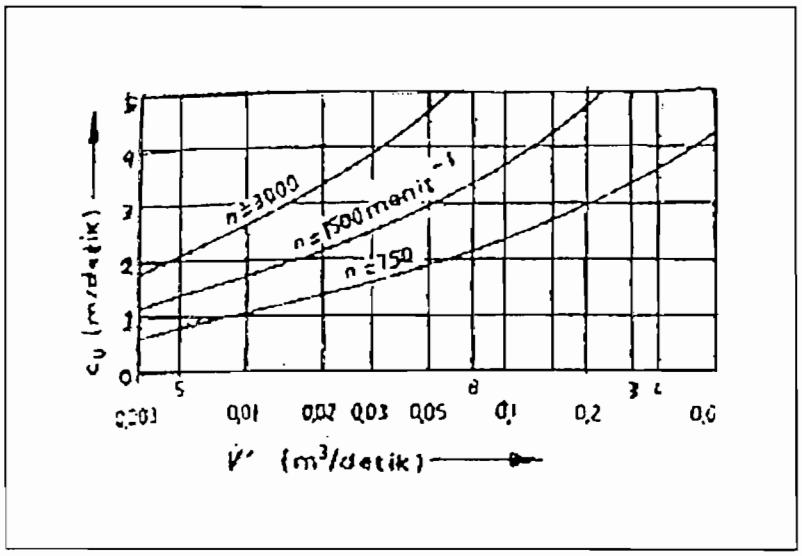
n = 1485 rpm

Dengan data-data tersebut maka harga kecepatan masuk dapat dicari, yaitu sebesar C_0 = 1,6 m/s. Sesudah harga Q^1 dan C_0 diketahui maka diameter mulut isap (D_0) dapat dicari yaitu:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}011}{3{,}14 \times 1{,}6} + 0{,}045^2}$$

$$D_0 = 0{,}104\ m$$

$$D_0 = 104\ mm$$



Gambar 3.3 Harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 261)

3.5. UKURAN-UKURAN DAN SUDUT SISI MASUK IMPELER

Untuk memastikan terjadinya aliran yang mulus tanpa adanya turbulensi yang berlebih, maka diameter ujung sisi masuk (D_1) dibuat sama dengan diameter mulut isap (D_0) atau dengan kata lain permukaan sudu harus dibuat pararel, dengan $D_1 = D_0$ ***(Fritz Dietzel, 1993 : 261)***, sehingga diameter ujung sisi masuk D_1 = 104 mm.

Kecepatan keliling ujung sisi masuk impeler dapat diperoleh dengan memakai rumus sebagai berikut:

$$U_1 = \frac{D_1 \times \pi \times n}{60} \qquad (3.7)$$

(Fritz Dietzel, 1993 : 265)

Dengan:

D_1 = Diameter ujung sisi masuk = 0,104 m

n = Putaran poros pompa = 1485 rpm

Maka:

$$U_1 = \frac{0{,}104 \times 3{,}14 \times 1485}{60}$$

$$U_1 = 8{,}082\ m/s$$

3.5.1. Lebar impeler bagian masuk

Lebar impeler bagian masuk (b_1) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$b_1 = \frac{Q^1}{D_1 \times \pi \times C_{m1}} \qquad (3.8)$$

Dengan:

b_1 = Lebar impeler bagian masuk, m

D_1 = Diameter sisi masuk impeler = 0,104 m

Q^1 = Kapasitas teoritis = 0,011 m^3/s

C_{m1} = Kecepatan arus fluida masuk ke dalam yang tegantung pada jumlah sudu dan ketebalan sudu (*kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler*)

= (1,1 sampai 1,3) x C_0

dengan: C_0 = kecepatan fluida masuk = 1,6 m/s

C_{m1} = 1,1 x C0

= 1,1 x 1,6

= 1,76 m/s

Maka:

$$b_1 = \frac{0{,}011}{0{,}104 \times 3{,}14 \times 1{,}76}$$
$$b_1 = 0{,}0195\ m$$
$$b_1 = 19{,}5 \approx 20\ mm$$

3.5.2. Sudut sisi masuk impeler

Fluida dianggap masuk kesudu impeler secara aksial, sehingga sudut sisi masuk absolut (α_1) = 90° ***(Austin H. Church, 1993 : 94)***, maka sudut sisi fluida masuk impeler dapat diperoleh dengan rumus:

$$tg\beta_1 = \frac{C_1}{U_1} \qquad (3.9)$$

Dengan:

U_1 = Kecepatan keliling ujung sisi masuk impeler = 8,082 m/s

β_1 = Sudut sisi masuk impeler, °

C_{m1} = Kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler = 1,76 m/s

Maka:

$$tg\beta_1 = \frac{1{,}76}{8{,}082}$$
$$tg\beta_1 = 0{,}218$$
$$\beta_1 = 12{,}29^0$$

Sudut sisi masuk (β_1) yang besar berguna untuk mengimbangi adanya prarotasi dan kontraksi aliran. Batasan harga β_1 antara 10° sampai dengan 25°. ***(Austin.H. Church,1990: 94)***

Maka diambil harga β_1 = 19,29°

3.5.3. Kecepatan relatif sisi masuk impeler

Kecepatan relatif sisi masuk impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_1} \qquad (3.10)$$

Dengan:

W_1 = Kecepatan relatif sisi masuk impeler, m/s

β_1 = Sudut sisi masuk impeler = 19,29 °

C_{m1} = Kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler = 1,76 m/s

Maka:

$$W_1 = \frac{1,76}{\sin 19,29^0}$$

$$W_1 = 5,33\ m/s$$

3.5.4. Segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler

Data-data yang dipergunakan untuk menggambar segitiga kecepatan sisi masuk impeler:

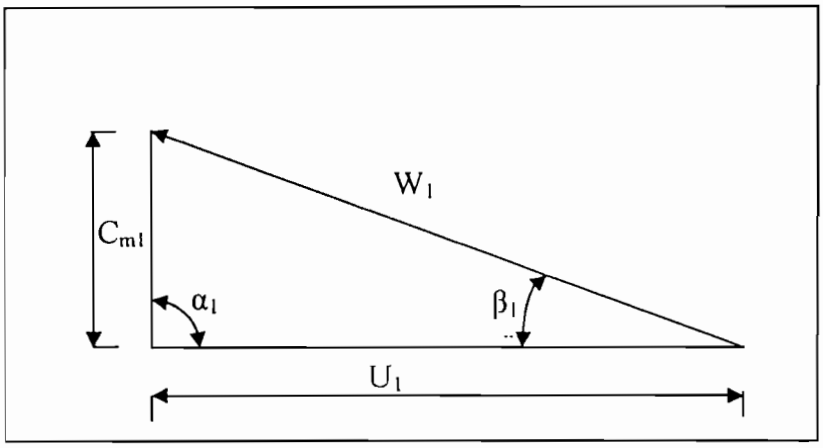
U_1 = 8,082 m/s

β_1 = 19,29 °

C_{m1} = 1,76 m/s

W_1 = 5,33 m/s

α_1 = 90°



Gambar 3.4 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

3.6. UKURAN-UKURAN DAN SUDUT KELUAR IMPELER

Diameter bagian luar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \qquad (3.11)$$

(Austin H. Church, 1993 : 109)

Dengan:

D_2 = Diameter bagian luar impeler, m

n = Putaran pompa = 1485 rpm

H = Head pompa = 32 meter atau 104,99 ft ≈ 105 ft

Φ = Koefisien tinggi tekan total

Diameter luar impeler dapat dihitung sesudah harga koefisien tinggi tekan total Φ yang sesuai telah dipilih. Dari gambar 4.5 titik-titik koefisien tinggi tekan Φ – tinggi tekan untuk berbagai kapasitas, batas-batas Φ untuk tinggi tekan sebesar 105 ft dan kapasitas Q = 158,52 Gpm adalah 0,7 sampai 1,1. Sehingga dalam perancangan koefisien tinggi tekan total diambil Φ = 0,85.

Maka diameter luar impeler dapat dicari dengan rumus:

$$D_2 = \frac{1840 \times 0{,}85 \times \sqrt{105}}{1485}$$

$$D_2 = 10{,}79\ in \qquad (3.12)$$

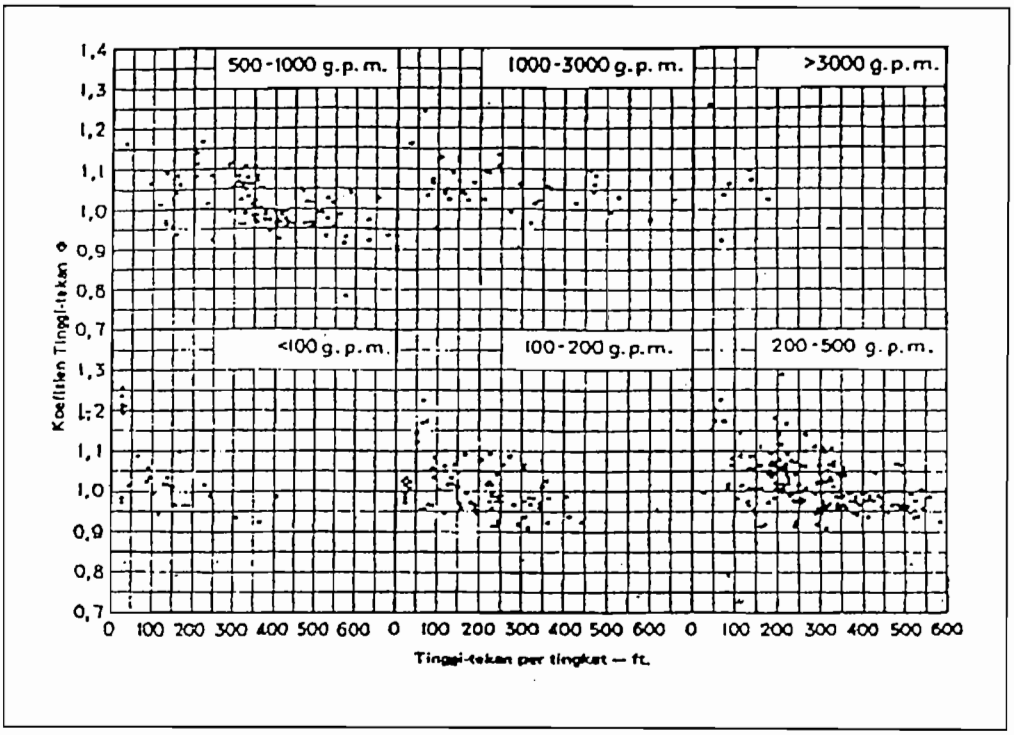
$$D_2 = 274{,}07\ mm \approx 0{,}2741\ m$$

Perbandingan diameter impeler D_2/D_1 sangat besar, hal ini akan mempengaruhi lebar roda di bagian keluar (b_2) sangat kecil. Maka diameter roda luar impeler (D_2) dipotong agar dapat memenuhi persyaratan tinggi tekan yang dibutuhkan, ukuran diameter dapat dikurangi 15 % sampai 20 %. ***(Austin H. Church, 1993 : 151)***, dalam perancangan ini diambil 20 %.

sehingga:

$D_2 = 274{,}07 - (20\ \% \ .\ 274{,}07)$

$D_2 = 219{,}26$ mm



Gambar 3.5 Titik-titik koefisien tinggi tekan Φ – tinggi tekan untuk berbagai kapasitas

(Sumber : Austin H. Church, 1993 : 97)

3.6.1. Sudut sisi keluar impeler

Sudut sisi keluar impeler (β_2) biasanya dibuat antara 15° sampai 40°, dalam hal ini biasanya dibuat sedikit lebih besar dari sudut masuk untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. ***(Austin H. Church, 1993 : 98)***

Dalam perancangan ini dipilih sudut sisi masuk impeler sebesar $\beta_2 = 28°$

4.6.2. Kecepatan relatif sisi keluar impeler

Kecepatan relatif sisi keluar impeler (W_2) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} \qquad (3.13)$$

Dengan:

β_2 = Sudut sisi keluar impeler, 28°

W_2 = Kecepatan relatif sisi keluar impeler, m/s

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler

$$C_{m2} = Kc_{m2} \cdot \sqrt{2 \times g \times H}$$

Dimana:

Kc_{m2} = Koefisien kecepatan absolut atas fungsi dari kecepatan spesifik (n_s)

n_s = 11,04 menit^{-1}, maka Kcm_2 = 0,08

H = Head pompa = 32 meter

Maka:

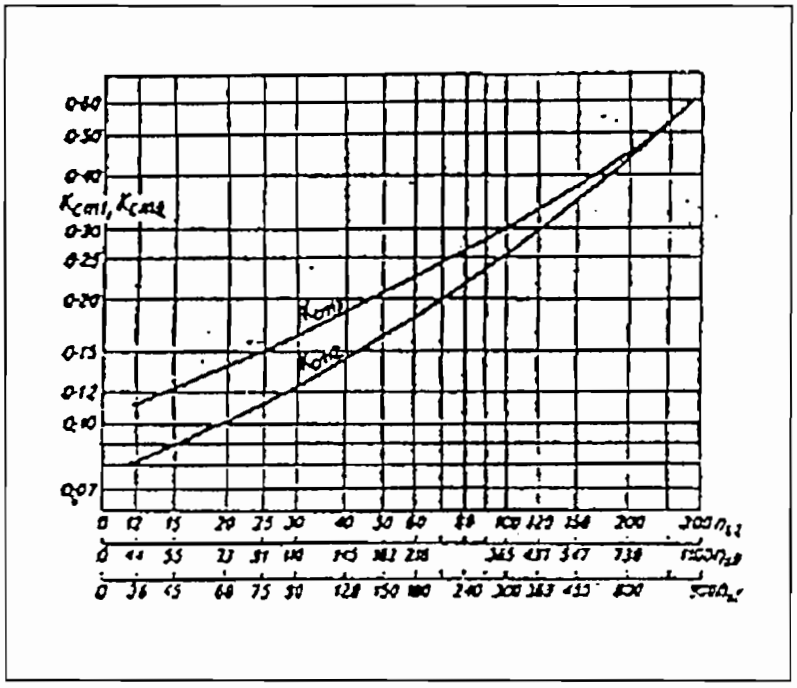
$$C_{m2} = 0{,}08.\sqrt{2 \times 9{,}81 \times 32}$$

$$= 2{,}01 \text{ m/s}$$

Sehingga:

$$W_2 = \frac{2{,}01}{\sin 28^0}$$

$$W_2 = 4{,}28\ m/s$$



Gambar 3.6 Grafik koefisin kecepatan Kc_{m1} dalam hubungan dengan n_s

(Sumber : Lazarkiewicz, 1965 : 134)

3.6.3. Kecepatan keliling keluar impeler

Kecepatan keliling keluar impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$U_2 = \frac{1}{2}\left[\frac{V_{r2}}{\tan\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{r2}}{\tan\beta 2}\right)^2 + \frac{4\times g\times H}{K}}\right] \qquad (3.14)$$

(Austin H. Church,1990: 96)

Dengan:

Vr_2 = Kecepatan meridional absolut sisi keluar = 2,01 m/s

g = Percepatan gravitasi = 9,81 m/s

H = Head pompa = 32 m

β_2 = Sudut sisi keluar impeler = 28 °

U_2 = Kecepatan keliling sisi keluar impeler, m/s

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

Maka:

$$U_2 = \frac{1}{2}\left[\frac{2{,}01}{\tan 28°} + \sqrt{\left(\frac{2{,}01}{\tan 28°}\right)^2 + \frac{4\times 9{,}81\times 32}{0{,}6}}\right]$$

= 24,85 m/s

3.6.4. Kecepatan absolut sisi keluar impeler (C_2)

Komponen kecepatan absolut (C_{u2}) yang meninggalkan impeler harus diketahui, dan untuk mendapatkan komponen kecepatan absolut dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{tg\beta_2} \qquad (3.15)$$

(Lazarkiewicz, 1965 : 134)

dimana:

C_{u2} = Kecepatan absolut sisi keluar, m/s

β_2 = Sudut keluar sisi impeler = 28°

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler = 2,01 m/s

U_2 = Kecepatan keliling keluar impeler = 24,85 m/s

Maka:

$$C_{u2} = 24{,}85 - \frac{2{,}01}{tg28^0}$$

$$C_{u2} = 42{,}96\ m/s$$

Sehingga kecepatan absolut sisi keluar impeler (C_2)

$$C_2 = \sqrt{(C_{m2})^2 + (C_{u2})^2} \qquad (3.16)$$

$$C_2 = \sqrt{(2{,}01)^2 + (42{,}96)^2}$$

$$C_2 = 43{,}01\ m/s$$

Sudut alfa pada sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan memakai rumus:

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

Dengan:

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler = 2,01 m/s

C_{u2} = Komponen kecepatan absolut = 42,96 m/s

α_2 = Sudut pada sisi keluar impeler, °

Sehingga:

$$\tan\alpha_2 = \frac{2{,}01}{42{,}96}$$

$$\tan\alpha_2 = 0{,}047$$

$$\alpha_2 = 2{,}68^0$$

3.6.5. Kecepatan absolut sisi keluar dengan adanya aliran sirkulasi (C_2)

Untuk komponen kecepatan tangensial absolut dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$C'_{u2} = C_{u2} \times \eta_\infty \qquad (3.17)$$

(Austin H. Church, 1993 :33)

Dengan:

C'_{u2} = Komponen kecepatan tangensial absolut, m/s

η_∞ = Koefisien aliran sirkulasi berkisar antara 0,65 sampai 0,75

dalam hal ini diambil 0,65

C_{u2} = Komponen kecepatan absolut = 42,96 m/s

Sehingga:

C'_{u2} = 42,96 x 0,65

= 27,92 m/s

Sudut pada sisi keluar absolut impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\tan\alpha'_2 = \frac{Cm_2}{C'_{u2}} \qquad (3.18)$$

Dengan:

α'_2 = Sudut pada sisi keluar absolut impeler, °

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler = 2,01 m/s

C'_{u2} = Komponen kecepatan tangensial absolut = 27,92 m/s

Maka:

$$\tan\alpha'_2 = \frac{2,01}{27,92}$$
$$\tan\alpha'_2 = 0,072$$
$$\alpha'_2 = 4,12^0$$

Sehingga kecepatan absolut pada sisi keluar impeler karena adanya sirkulasi (C_2) dapat dicari yaitu:

$$C_2' = \frac{C_{m2}}{\sin\alpha_2'}$$
$$C_2' = \frac{2,01}{\sin 4,12^0} \qquad (3,19)$$
$$C_2' = 27,98\ m/s$$

3.6.6. Segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler

Dari hasil perhitungan data-data yang diperlukan untuk menggambar segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler adalah:

C_2 = 43,01 m/s

β_2 = 28°

α'_2 = 4,12°

α_2 = 2,68°

C_{m2} = 2,01 m/s

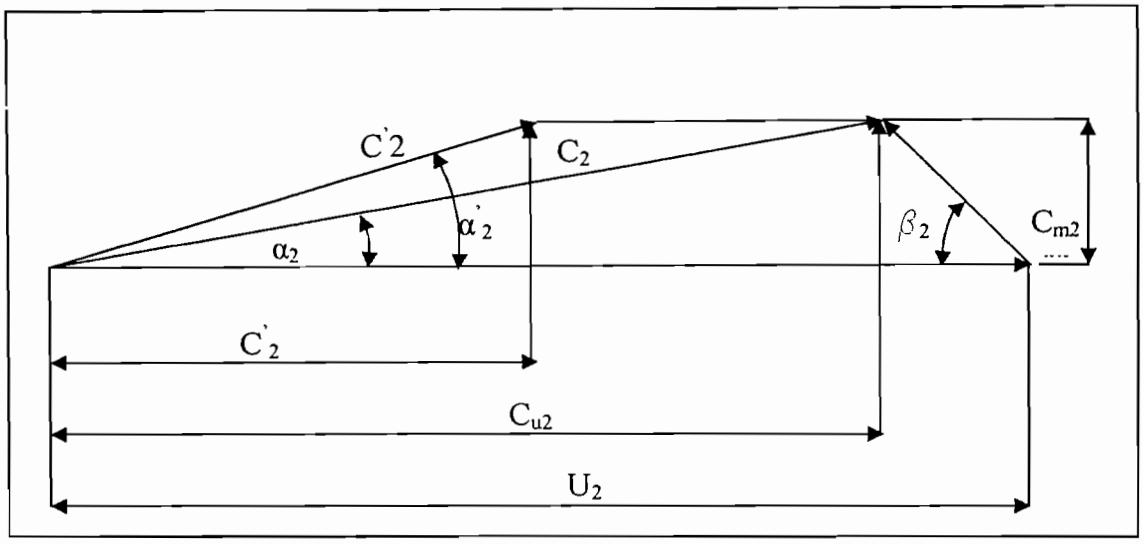
U_2 = 24,85 m/s

W_2 = 4,28 m/s

C'_2 = 27,98 m/s

C_{u2} = 42,96 m/s

C'_{u2} = 27,92 m/s



Gambar 3.7 Segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler

3.6.7. Lebar impeler sisi keluar

Lebar impeler sisi keluar (b_2) dapat ditentukan terlebih dahulu dengan menghitung variabel-variabel yang diperlukan untuk menentukan lebar impeler. Jumlah sudu impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$Z = 6{,}5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \qquad (3.20)$$

(Austin H. Church, 1993 : 115)

Dengan:

Z = Jumlah sudu

D_1 = Diameter impeler sisi masuk = 104 mm

D_2 = Diameter impeler sisi keluar = 219,26 mm

β_m = Sudut rata-rata

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

$$\beta_m = \frac{19{,}29 + 28}{2}$$

$$\beta_m = 23{,}66^0$$

Sehingga:

$$Z = 6{,}5 \times \frac{219{,}26 + 104}{219{,}26 - 104} \sin 23{,}66^0$$

$$Z = 7{,}32$$

$$\approx 7\, buah\ sudu$$

Jarak antar sudu (t_2) dapt diperoleh dengan rumus:

$$t_2 = \frac{\pi \times D_2}{Z} \qquad (3.21)$$

Dengan:

t_2 = jarak antar sudu, mm

D_2 = Diameter bagian luar impeler = 219,26 mm

Z = Jumlah sudu = 7

Sehingga:

$$t_2 = \frac{3{,}14 \times 219{,}26}{7}$$

$$t_2 = 98{,}35\ mm$$

Jarak ketebalan (S_{u2}) sudu bagian luar dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$S_{u2} = \frac{s}{\sin\beta_2} \qquad (2.22)$$

Dengan:

S_{u2} = Jarak ketebalan sudu bagian keluar,mm

β_2 = Sudut keluar sisi impeler = 28°

s = Tebal sudu yang besarnya berkisar antara 2 mm sampai 6 mm

(Fritz Dietzel, 1993 : 261)

Dalam perancangan ini digunakan 5 mm

Sehingga:

$$S_{u2} = \frac{5}{\sin 28^0}$$
$$S_{u2} = 10{,}65\ mm$$

Koefisien perubahan luasan sisi keluar impeler (φ_2) dapat diperoleh dengan rumusan sebagai berikut:

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u2}} \qquad (3.23)$$

Dengan:

φ_2 = Koefisien perubahan luasan sisi keluar impeler

t_2 = Jarak antar sudu = 114,75 mm

S_{u2} = Jarak ketebalan sudu bagian keluar = 10,65 mm

Sehingga:

$$\varphi_2 = \frac{98,35}{98,35 - 10,65}$$

$$\varphi_2 = 1,12$$

Luas penampang laluan sisi keluar impeler (A_2) dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$A_2 = \varphi_2 \times \frac{Q^1}{C_{m2}} \qquad (3.24)$$

Dengan:

A_2 = Luas penampang laluan sisi keluar impeler, m^2

Q^1 = Kapasitas teoritis = 0,011 m^3/s

φ_2 = Koefisien perubahan luasan pada sisi keluar impeler = 1,10

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler = 2,01 m/s

Sehingga:

$$A_2 = 1,12 \times \frac{0,011}{2,01}$$

$$A_2 = 0,0061 \ m^3$$

Dari hasil perhitungan variabel-variabel diatas maka dapat ditentukan lebar impeler sisi keluar (b_2) yaitu:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \times D_2} \qquad (3.25)$$

Dimana:

b_2 = Lebar impeler sisi keluar, mm

A_2 = Luas penampang laluan sisi keluar impeler = 0,0061 m^2

D_2 = Diameter bagian luar impeler = 219,26 mm

Sehingga:

$$b_2 = \frac{0{,}0061}{3{,}14 \times 0{,}2193}$$

$$b_2 = 0{,}0089\ m$$

$$\approx 8{,}9\ mm$$

3.7. SUDU IMPELER

Sudu adalah bagian impeler yang berfungsi sebagai pendorong zat cair yang ada dalam impeler. Sudu pada imperler mempunyai bentuk yang dapat diklasifikasikan atas dasar sudut keluar β_2, meliputi :

- ***Backward Curve Vanes***

Bentuk sudu seperti ini besar sudut keluar β_2 lebih kecil dari pada 90°. 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.

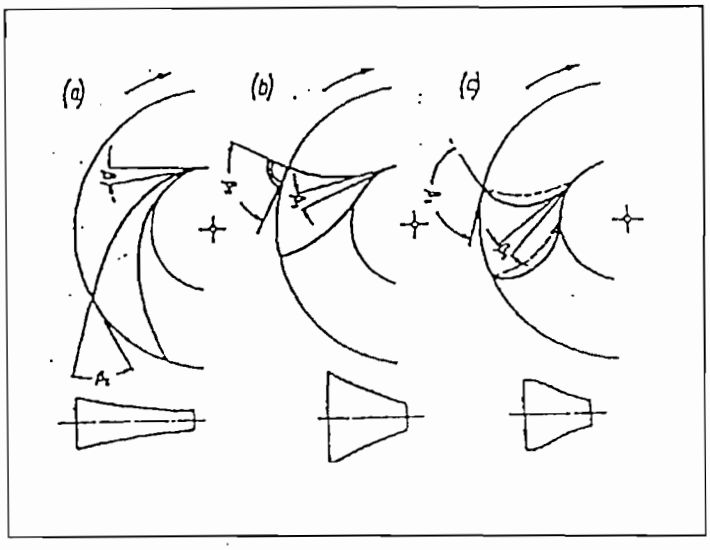
- ***Radial Vanes***

Bentuk sudu ini memiliki sudut keluar β_2 sama dengan 90°. 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.

- ***Forward Curve Vanes***

Bentuk sudu seperti ini melengkung kedepan dengan besar sudut keluar β_2 lebih besar dari pada 90°. Kecepatan absolut pada sudu tipe ini paling tinggi,

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



Gambar 3.8 Bentuk sudu

(Sumber : Lazarkiewicz, 1965 : 98)

Impeler dengan sudu-sudu radial atau sudu-sudu yang membengkok ke arah depan kurang efisien dibandingkan dengan impeler jenis sudu yang membengkok ke arah belakang. Disamping itu sudu-sudu radial atau yang membengkok ke arah depan mempunyai bentuk laluan antara sudu-sudu yang tidak dikehendaki yang mana sulit bagi fluida untuk mrngalir. Hal ini menyebabkan terjadinya kerugian-kerugian pusaran (*eddy loses*). ***(Austin H. Church, 1993 : 98)***

Faktor yang memepengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar β_2. Harga sudut keluar β_2 telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu 28°. Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes.*

3.7.1. Jumlah sudu

Jumlah sudu-sudu umumnya dapat dipastikan sesudah bentuk sudu telah ditetapkan. Jumlah sudu-sudu haruslah sedemikian rupa sehingga dapat memberikan pengarahan yang baik pada fluida yang di pompakan. Jumlah sudu yang terlalu banyak akan menyebabkan semakin besarnya rugi-rugi gesekan. ***(Austi H. Church, 1993 : 105).***

Dari hasil perhitungan diatas jumlah sudu dapat diketahui hasilnya yaitu Z = 7 buah. Jumlah sudu yang biasa dipakai berkisar antara 5 sampai 12 buah ***(Austin H. Church, 1993 : 116)***, sehingga dalam perancangan jumlah sudu yang didapat dari hasil perhitungan dapat memenuhi persyaratan. Bentuk sudu yang dipakai adalah *Bacward Curve Vanes.*

3.7.2. Melukis bentuk sudu

Dalam hal melukis bentuk sudu ada dua cara yang dikenal yaitu: dengan metode arkus tangen dan metode koordinat polar. Dalam perancangan ini digunakan metode arkus tangen. Pada metode ini impeler dibagi menjadi beberapa lingkaran yang konsentris antara jari-jari R_1 dan R_2.

Jari-jari busur yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan rumus seperti dibawah ini:

$$\rho = \frac{R_b^{\,2} - R_a^{\,2}}{2\left(R_b \cos\beta_b - R_a \cos\beta_a\right)} \qquad (3.26)$$

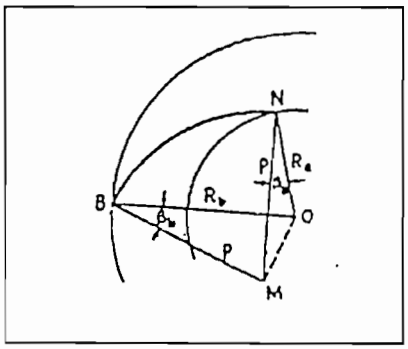
(Austi H. Church, 1993 :111)

Dengan:

ρ = Jar-jari lingkaran sudu

R_a = Jari-jari lingkaran impeler terkecil pada saat mana ditinjau

R_b = Jari-jari lingkaran terbesar impeler pada saat mana ditijau



Gambar 3.9 Pelukisan sudu dengan busur lingkaran tangen

(Sumber : Austin H. Church, 1993 : 104)

Data-data yang perlu dalam perancangan pelukisan sudu:

Besarnya diameter impeler:

D_1 = 104 mm

D_2 = 219,26 mm

R_1 = 52 mm = 5,2 cm

R_2 = 109,63 mm = 10,96 cm

Dengan sudut-sudut pada diameter impeler:

β_1 = 19,29°

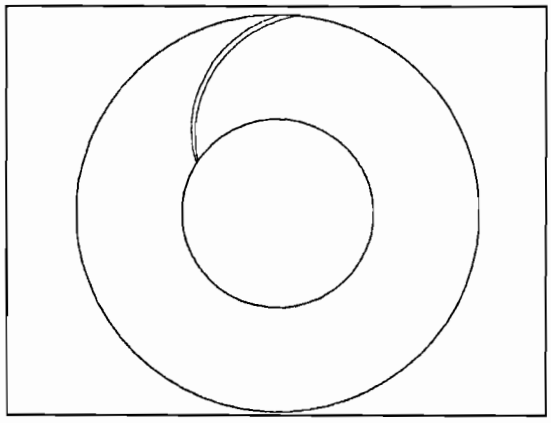
β_2 = 28°

Untuk memberikan jari-jari huruf yang berada di setiap lingkaran dapat diperlihatkan pada tabel 3.1 sebagai berikut:

Tabel 3.1 Perhitungan sudu dengan metode arkus tangen

Lingkaran n	R (cm)	R^2 (cm)	β	Cos β	R cos β	R cos β_b – R cos β_a	$R_b^2 - R_a^2$	ρ (cm)
1	5,2	27,04	19,29	0,944	4,909			
A	6,352	40,348	21,032	0,934	5,933	1,024	13,308	6,498
B	7,504	56,310	22,774	0,922	6,919	0,986	15,962	8,094
C	8,656	74,926	24,516	0,910	7,877	0,958	18,616	9,716
D	9,808	98,197	26,258	0,897	8,798	0,921	23,271	12,634
2	10,96	120,122	28	0,883	9,678	0,880	21,925	12,457

Pemeriksaan terhadap ketelitian melukis pendisainan sudu adalah dilakukan dengan memeriksa apakah sudut pada titik pusat busur yang terakhir, dimana dalam hal ini sama dengan sudut keluar sudu $\beta_2 = 28°$.



Gambar 3.10 Pelukisan sudu dengan metode arkus tangen

3.7.3. Tebal sudu

Dalam menentukan tebal sudu pada impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times d} \qquad (3.27)$$

(Austin H. Church, 1993 : 106)

Dimana:

d = Lingkaran impeler, mm

t = Tebal sudu, mm

z = Jumlah sudu = 7

β = Sudut sudu, °

ε = Faktor kontraksi (antara 0,8 sampai 0,9)

Pada sisi masuk seperti telah diketahui bahwa:

z = Jumlah sudu = 7

D_1 = Diameter sisi masuk = 104 mm

β_1 = Sudut sisi masuk impeler = 19,29°

ε = Fakror kontraksi = 0,85

Sehingga tebal sudu sisi masuk impeler adalah:

$$t_1 = \frac{(1-\varepsilon_1)\pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z}$$

$$t_1 = \frac{(1-0{,}85) \times 3{,}14 \times 104 \times \sin 19{,}29^0}{7}$$

$$t_1 = 2{,}31\ mm$$

Sedangkan pada sisi keluar telah diketahui bahwa:

z = Jumlah sudu = 7

D_2 = Diameter sisi keluar = 219,26 mm

β_2 = Sudut sisi keluar impeler = 28°

ε = Faktor kontraksi = 0,90

Sehingga tebal sudu sisi keluar impeler dapat dicari yaitu:

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

$$t_2 = \frac{(1-0{,}90)\times 3{,}14 \times 219{,}26 \times \sin 28^0}{7}$$

$$t_2 = 4{,}62\ mm$$

3.7.4. Lebar laluan

Lebar laluan dapat diperoleh melalui rumus:

$$b = \frac{Q^1}{C_m \times \pi \times d \times \varepsilon}$$

Dimana:

d = Diameter impeler, cm

b = Lebar laluan, cm

Q^1 = Kapasitas perancangan pompa = 0,01 m^3/s

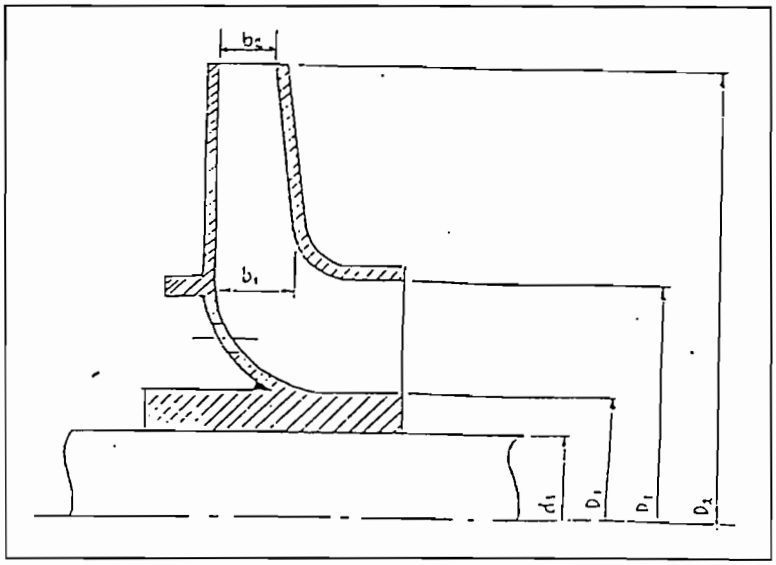
C_m = Kecepatan meridional absolut pada impeler, m/s

Lebar laluan untuk berbagai diameter dapat diperoleh dengan menggunakan tabel 3.2 sebagai berikut:

Tabel 3.2 Penampang impeler

No	D cm	π . d cm	T cm	β	Sin β	$\frac{z.t}{\sin\beta}$	$\pi.d - \frac{z.t}{\sin\beta}$	ε	C_m	B cm
1	10,4	32,656	0,5	19,29	0,330	10,606	22,05	0,675	1,76	2,58
A	12,705	39,894	0,5	21,032	0,359	9,749	30,145	0,756	1,81	1,83
B	15,010	47,132	0,5	22,774	0,387	9,044	38,088	0,808	1,86	1,41
C	17,315	54,369	0,5	24,516	0,415	8,434	46,026	0,846	1,91	1,14
D	19,620	61,607	0,5	26,528	0,447	7,829	53,778	0,873	1,96	0,95
2	21,926	68,848	0,5	28	0,469	7,463	61,385	0,892	2,01	0,81

Berdasarkan tabel di atas maka penampang impeler dapat digambar:



Gambar 3.11 Bentuk penampang impeler

3.7.5. Pemilihan bahan impeler

Untuk pemilihan bahan impeler digunakan tabel pemilihan bahan impeler yang umumnya dipakai.

Tabel 3.3 Pemilihan bahan-bahan untuk pompa

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 1987 : 56)

Nomor kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A – 1	O	FC	FC	Air tawar, air minum
A – 2	O	FC	FCD	Air tawar, Air minum
A – 3	O	FC	SC	Air awar, Air minum
A – 4		FC	BC	Air tawar, Air minum Air laut
A – 5	O	FC	PBC	Air tawar, Air limbah Air laut
A – 6	O	FC	ABC	Air tawar, air limbah Air laut
A – 7	O	FC	SCS2	Air tawar, air minum Air limbah
A – 8	O	FC	SCS12 or CS13	Air limbah, air laut
A – 9		FC berlapis karet	SCS12 or CS13	Air distilasi, Air laut
B – 1	O	SC	SC	Air tawar, air laut
B – 2		SC	ABC	Air tawar, air minum Air laut
B – 3	O	SC	SCS2	Air tawar, air minum Air limbah
B – 4		SC	SCS12 or CS13	Air limbah, air laut
B – 5		SC	SCS14 0rSCS15	Air laut
C – 1		BC	BC	Air destilasi, Air laut
C – 2	O	BC	BC	Air laut
C – 3		BC	BC	Air laut
D – 1		SCS2	SCS2	Air limbah, air laut
D – 2		SCS2	SCS12or CS13	Air limbah, air laut
D – 3	O	SCS2	SCS14or CS15	Air laut
D – 4		SCS12 or SCS13	SCS12or CS13	Air laut
D – 5		SCS12 or SCS13	SCS14or CS15	Air laut
D – 6		SCS12 or SCS13	worthite	Air laut
E – 1	O	SS	SC	Air tawar
E – 2	O	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E – 3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum

Dari hasil pemilihan bahan maka dalam perancangan ini bahan impeler yang digunakan dari bahan Brons (Campuran perunggu)

3.9. PENENTUAN BAHAN RUMAH POMPA

Penentuan bahan rumah pompa dapat dilihat pada Tabel 3.3, dengan mempertimbangkan sifat-sifat fluida yang dipompakan. Maka untuk fluida air bersih dapat dipilih bahan rumah pompa yang cocok yaitu besi cor.

BAB IV

PERANCANGAN RUMAH POMPA

4.1. DASAR PERANCANGAN

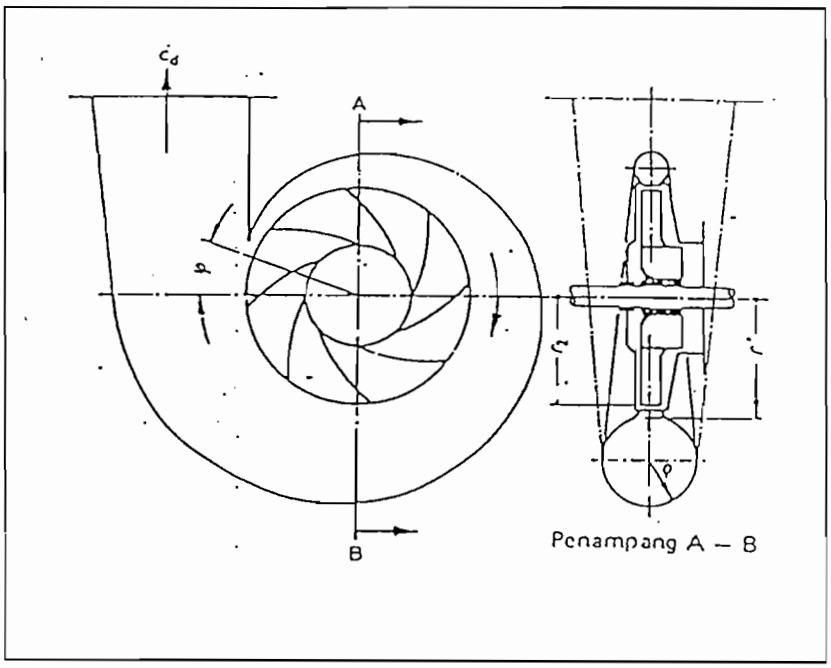
Rumah keong berfungsi sebagai sebagai ruang yang digunakan untuk mengumpulkan fluida, secara perlahan-lahan fluida melambat. Pada rumah keong energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan. Karena fluida yang keluar dari impeler bertambah besar, maka laluan fluida pada sisi tekan dibuat semakin besar.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah keong (*volute casing*) dapat dilihat pada gambar 4.1. Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin besar karena arus volume fluida yang melampaui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai dengan volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang menggunakan rumah spiral yang besar kebanyakkan dibuat sampai 370° yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan yang berbentuk kerucut. ***(Fritz Dietzel, 1996 : 275).***

Gambar 4.2 adalah gambar rumah pompa sentrifugal dapat berupah terbelah mendatar (a) vertikal (b) atau menurut diagonalnya (pada sudut tidak sama dengan 90°). Rumah pompa yang terbelah mendatar juga dapat disebut terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang yang umumnya berbeda pada belahan bawah rumah pompa, sedangkan belahan atas diangkat untuk mempermudah pemeriksaan. Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain-desain yang terkopel

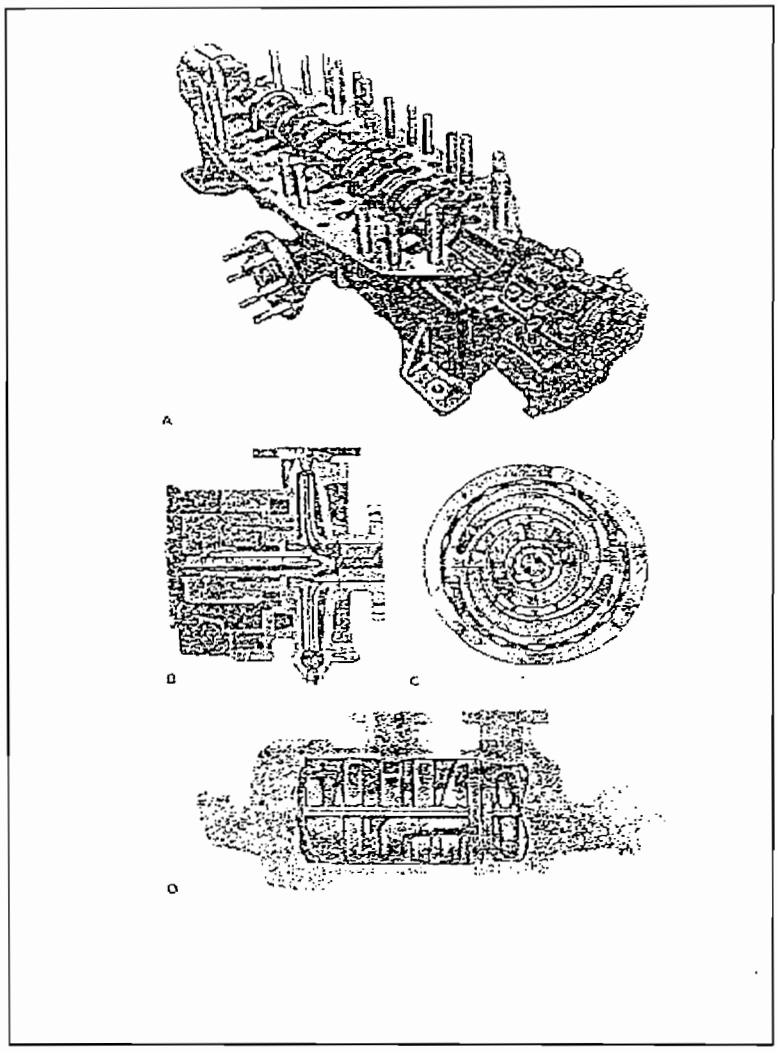
berdekatan atau hisapan ujung yang terpasang pada rangka. Rumah pompa yang berbentuk tabung C dan D yang dipakai pada pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar, tekanan buang yang bekerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya perapatan guna manjaga paruhan rumah pompa.

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



Gambar 4.1 Rumah spiral

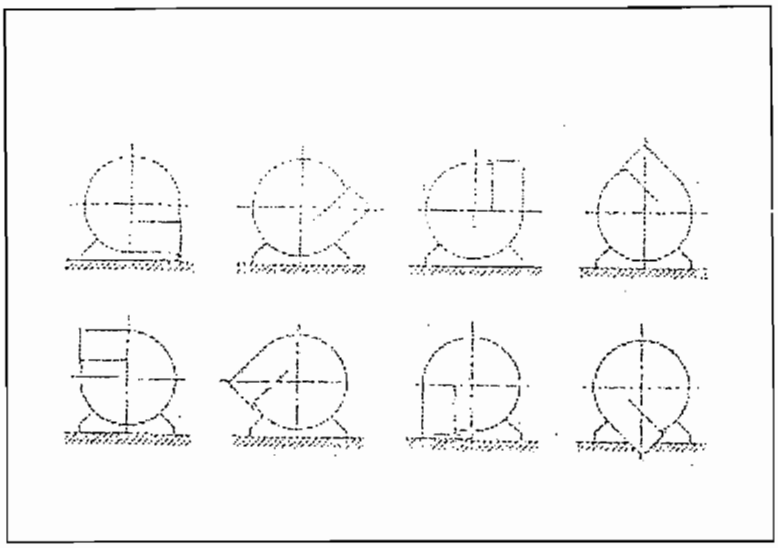
(Sumber : Fritz Dietzel, 1996 : 274)



Gambar 4.2 Tiga desai rumah pompa

(Sumber : Tyler G. Hicks, P.E, 1996 : 20)

Piapa buang yang meninggalkan pompa biasanya adalah mendatar, tetapi ini dapat digeser kesetiap posisi yang dikehendaki. Pergeseran pipa buang dengan putaran 45° seperti terlihat pada gambar 4.3 di bawah ini:



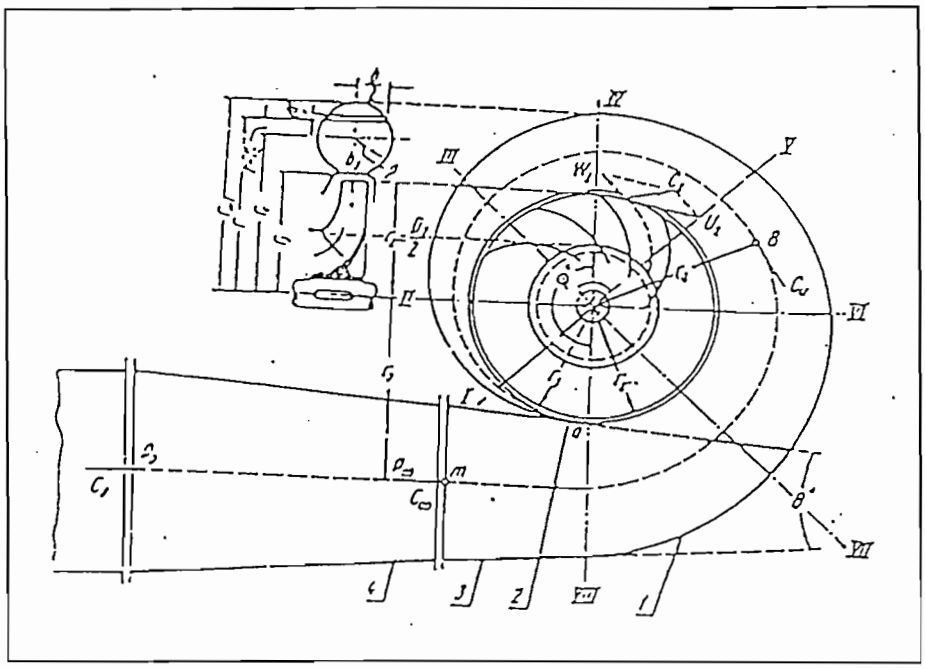
Gambar 4.3 Posisi konfensional flens buang

(Sumber : Austim H. Church, 1993 : 153)

4.2. PERANCANGAN RUMAH POMPA

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

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa (*volute casing*) dapat dilihat pada gambar 4.4 dibawah ini:



Gambar 4.4 Desain rumah keong

(Sumber : Khetagurov, 1955 : 248)

Untuk merancang rumah keong seperti gambar 4.4 diatas, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberi jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler.

Besarnya jari-jari lidah dapat diperoleh dengan rumus:

$$R_3 = (1{,}02 - 1{,}05) \cdot R_2 \qquad (4.1)$$

(Khertagurov, 1955) : 246)

Dengan:

R_3 = Jari-jari lidah, mm

R_2 = Jari-jari luar sisi impeler = 109,63 mm

Sehingga:

$R_3 = 1{,}05 \times 109{,}63$

$R_3 = 115{,}11$ mm

Sedangakan leber celah saluran volut b_3 dapat diperole dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$b_3 = b_2 + 0{,}025 \times R_2 \qquad (4.2)$$

Dimana:

b_2 = Lebar sisi keluar impeler = 8,9 mm

b_3 = Lebar celah saluran volut, mm

R_2 = Jari-jari luar sisi impeler = 109,63 mm

Maka:

$b_3 = 8{,}9 + 0{,}025 \times 109{,}63$

$b_3 = 11{,}641$ mm

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

$$\rho = \frac{\varphi^\circ}{x} + \sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{x}R_3} \qquad (4.3)$$

Dengan:

φ° = Sudut perbagian, °

R_3 = Jari-jari lidah volut, mm

x = Konstanta

Untuk mendapatkan harga konstanta x dengan menggunkan persamaan:

$$x = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi \qquad (4.4)$$

Dengan:

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

k_u = Konstanta

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

$$C_{u3} . r_3 = C_{u2} . r_2 = C_u . r = \text{konstanta} \qquad (4.5)$$

Dimana:

C_u = Kecepatan absolut aliran fluida = 13,26 m/s

R_2 = Jari-jari luar sisi impeler = 0,10963 m ≈ 0,11 m

Sehingga konstanta k_u adalah:

$k_u = C_{u2} \times R_2$

$k_u = 13{,}26 \times 0{,}11$

$= 1{,}46\ m^2/s$

Maka harga konstanta x dapat diperoleh yaitu:

$$x = \frac{720}{0{,}01} \times 1{,}46 \times 3{,}14$$
$$x = 330076{,}8\ \textit{permeter}$$
$$\approx 330{,}077\ \textit{permilimeter}$$

Setelah harga konstanta diketahui maka dengan menggunakan persamaan 4.3 dapat dicari harga jari-jari volut. Untuk hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.1 dibawah ini:

Tabel 4.1 Perhitungan rumah volut

Bagian	$\varphi°$	$\frac{\varphi°}{x}$	$2\frac{\varphi°}{x}$	$2\frac{\varphi°}{x}R_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi°}{x}R_3}$	ρ	$R_3 + \rho$	r_{vol}
I	10	0,030	0,060	6,974	2,640	2,671	117,780	120,451
II	45	0,136	0,272	31,386	5,602	5,638	120,748	126,386
III	90	0,272	0,545	62,772	7,922	8,194	123,304	131,498
IV	135	0,408	0,817	94,158	9,703	10,111	125,221	135,332
V	180	0,545	1,090	125,545	11,204	11,749	126,859	138,608
VI	225	0,681	1,363	156,931	12,527	13,208	128,318	141,526
VII	270	0,817	1,635	188,317	13,722	14,539	129,649	144,188
VIII	315	0,954	1,908	219,704	14,822	15,776	130,886	146,662
IX	360	1,090	2,181	251,090	15,845	15,935	131,045	146,980
X	370	1,120	2,241	258,065	16,064	17,184	132,294	149,478

4.3. NOSEL BUANG (*Discharge Nozzle*)

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

Untuk menentukan diameter pipa dapat digunakan ukuran diameter pipa standar yang ada di pasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan

kecepatan fluida dalam pipa tersebut, kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan aman yaitu antara 12 sampai 20 ft/s. ***(Austin H. Church, 1990 : 90).*** Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman dipergunakan.

Dalam perancangan ini ukuran diameter pipa tekan yang dipilih adalah:

Diameter pipa tekan = 2 in

= 50,8 mm

Kapasitas pompa (Q) = 0,01 m^3/s

= 158,52 Gpm

Kecepatan aliran pada sisi tekan pompa (V_2) = 4,936 m/s ≈ 16,195 ft/s

Harga kecepatan aliran fluida disesuaikan dengan kapasitas yang ada, sehingga pemilihan diameter pipa dapat sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan yaitu 2 in (50, 8 mm)

4.4. PEMILIHAN BAHAN RUMAH POMPA

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

Sesuai dengan bentuk dan fungsinya, maka dalam pemilihan bahan untuk rumah pompa perlu dipertimbangkan hal-hal sebagai berikut:

- Tahan terhadap korosi
- Memiliki koefisien gesek rendah
- Bahan mudah dibentuk
- Mudah diperoleh dan harga bahan yang murah.

Untuk pertimbangan pemilihan bahan rumah pompa, besarnya tekanan rumah pompa perlu diketahui. Adapun besar tekanan pompa dapat diketahui dengan menggunakan rumus:

$$P_c = U_2 \times C_2 \times \cos \alpha_2 \times \gamma \qquad (4.6)$$

Dengan:

P_c = Tekanan pada rumah pompa, N/m^2

U_2 = Kecepatan keliling keluar impeler = 24,85 m/s

C_2 = Kecepatan absolut pada sisi keluar impeler = 43,01 m/s

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^2

Sehingga:

$P_c = 24{,}85 \times 43{,}01 \times \cos 2{,}68 \times 1000$

$P_c = 1067629{,}51 \ N/m^2$

$= 1067629{,}51$ Pa

$= 1067{,}6295$ kPa

BAB V

PERANCANGAN POROS

5.1. PENGERTIAN UMUM

Poros merupakan salah satu bagian pompa yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida. Poros juga berfungsi sebagai penumpu impeler yang dimasukkan ke lubang poros pada impeler. Untuk menetapkan sambungan poros dengan impeler dipasang pasak dan dibuat pada ujung poros agar impeler tidak lepas arah aksial.

Dalam perancangan poros ada beberapa faktor yang harus diperhatikan agar hasil perancangan dapat optimal. Faktor-faktor tersebut adalah:

a. Kekuatan poros

   Poros akan menerima beban puntir, beban lentur atau gabungan kedua beban tersebut. Beban-beban ini akan mempengaruhi ukuran diameter poros yang akan dirancang.

b. Kekakuan poros

   Kekakuan poros akan mempengaruhi bila poros menerima beban lentur.Bila poros tidak kaku maka akan mudah melentur apabila menerima beban lentur.

c. Putaran kritis

   Jika kecepatan putaran poros bertambah besar dan pada putaran tertentu poros bergetar dengan kuat maka pada kondisi ini disebut putaran kritis,putaran kritis akan menyebabkan kerusakan pada bagian-

bagian yang berputar, misalnya bantalan yang menumpu poros tersebut.

5.2. TINJAUAN BEBAN POROS

Untuk merancang sebuah poros pompa, poros tersebut mendapat dua beban yaitu beban puntir dan beban lentur. Beban puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak. Sedangkan beban lentur berasal dari bobot impeler yang ditumpu poros dan gaya radial pada impeler tersebut.

Dalam perancangan sebelumnya (bab III) telah diketahui momen puntir yang diterima oleh poros. Besarnya momen puntir tersebut adalah:

T = 3430,32 kg.mm

Berat impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

W = Berat impeler, kg

r = Diameter luar impeler = 109,63 mm

b = Diameter poros impeler = 5 mm

γ = Berat jenis bahan impeler dari brons = 8,5254 x 10^{-6}

Sehingga dapat dihitung berat impeler perbagian yaitu:

Berat piringan depan (W_1)

$$W_1 = \frac{225 \times \pi}{4} \times b \times \gamma \qquad (5.1)$$

$$W_1 = \frac{225 \times 3{,}14}{4} \times 5 \times 1000$$
$$= 0{,}01\ kg$$

Berat piringan belakang (W_2)

$$W_2 = \pi \times r^2 \times b \times \gamma$$
$$= 3{,}14 \times 109{,}63^2 \times 5 \times 8{,}5254.10^{-6}$$
$$= 1{,}60\ kg$$

Berat untuk 7 buah sudu adalah:

$$W_3 = 7\ x\ P\ x\ L\ x\ t\ x\ \gamma$$

Dengan:

P = Panjang sudu = 152 m

L = Lebar sudu = 5 mm

t = Tebal rata-rata sudu $= \dfrac{4{,}62 + 2{,}31}{2} = 3{,}47\ mm$

$W_3 = 7 \times 152 \times 5 \times 3{,}47 \times 8{,}5253.10^{-6}$

$= 0{,}16$ kg

Jadi berat total impeler (W_{tot}) adalah:

$W_{tot} = W_1 + W_2 + W_3$

$= 0{,}01 + 1{,}60 + 0{,}16 = 1{,}77$ kg

Gaya radial pada impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Fr = 0{,}433 \times Kr \times \gamma \times H \times D_2 \times b_2 \qquad (5.2)$$

(Igor J. Karassik, 1976, 2 .175)

Dimana:

Fr = Gaya radial pada impeler, kg

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

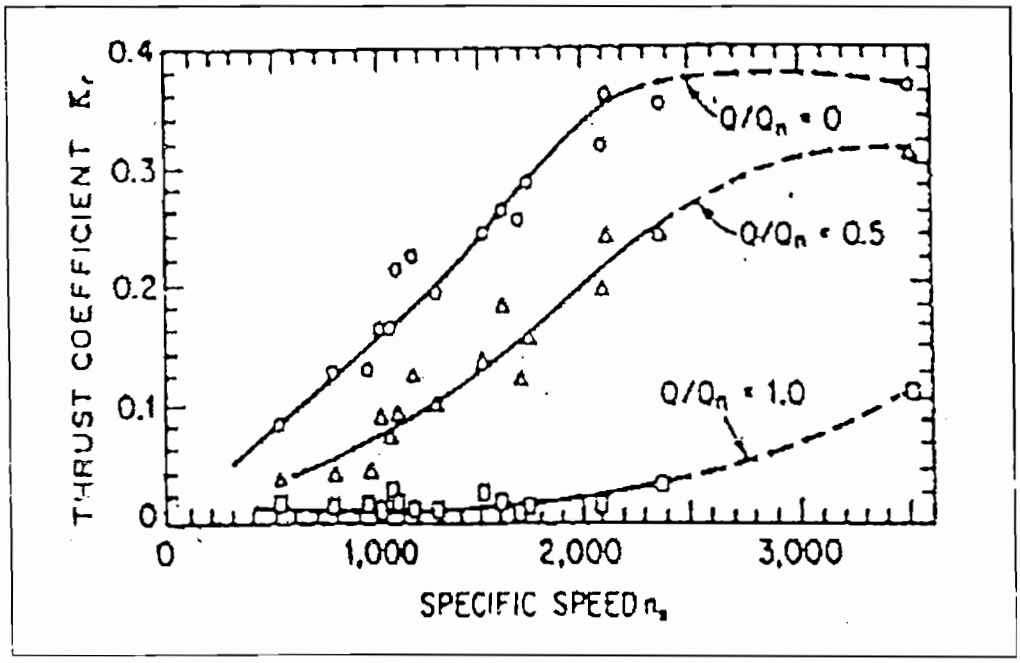
H = Tinggi tekan pompa = 32 m

d_2 = Diameter sisi luar impeler = 0,2193 m

b_2 = Lebar impeler sisi keluar = 0,0087 m

K_r = Koefisien ekperimental

Harga K_r dapat diperoleh dengan menggunakan grafik seperti dalam gambar 5.1 di bawah ini:



Gambar 5.1 Harga koefisien eksperimental K_r

(Sumber : Igor J. Karassik, 1976, 2.175)

Dari grafik diatas dapat diperoleh koefisien eksperimental K_r adalah: 0,015

Sehingga gaya radial pada impeler adalah:

F_r = 0,433 x 0,015 x 1000 x 32 x 0,2193 x 0,0087

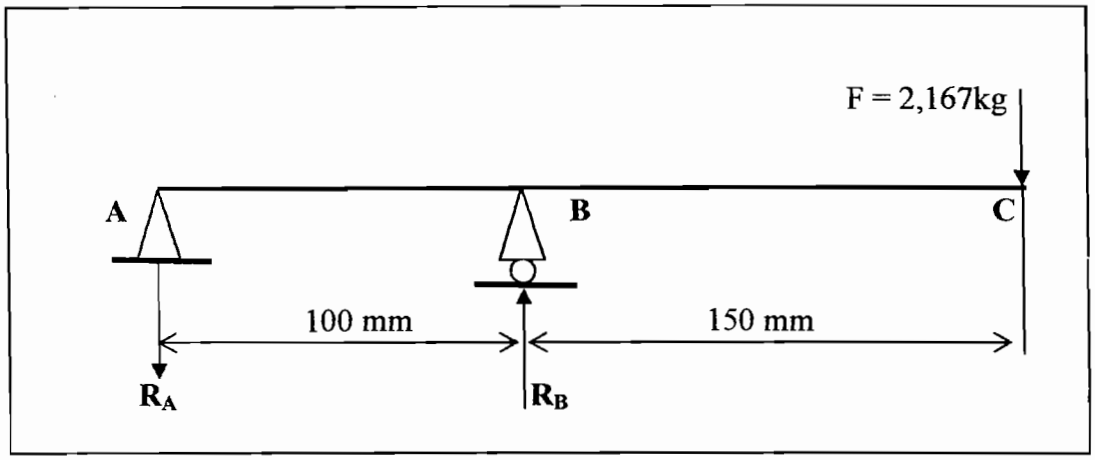
F_r = 0,3965 kg

Jumlah beban lentur yang diterima oleh poros adalah:

$F = F_r + W_{tot}$

$= 0{,}3965 + 1{,}77$

$= 2{,}167$ kg



Gambar 5.2 Beban lentur poros

$\sum M_B = 0$

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

$R_A = \dfrac{F \times 150}{100} = \dfrac{2{,}167 \times 150}{100}$

$= 3{,}251$kg

$\sum P_v = 0$

$R_B - R_A - F = 0$

$R_B = F + R_A$

$= 2{,}167 + 3{,}251$

$= 5{,}418$ kg

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung (M)

Dititik B : M_B

$$M_B = R_A \times 100$$

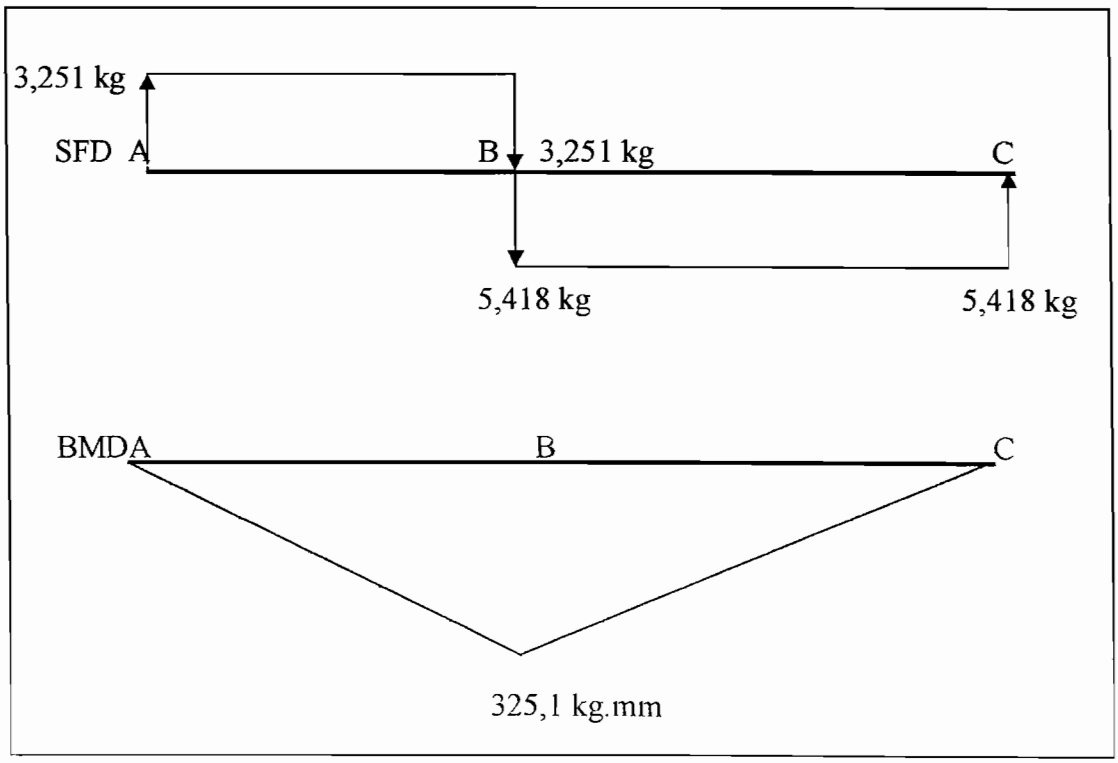
$$= 3{,}251 \times 100$$

$$= 325{,}1 \text{ kg.mm}$$

Dititik A : $M_A = 0$

Dititik C : $M_C = 0$

Diagram pembebanan pada poros dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 5.3 Diagram pembebanan pada poros

Dari gambar 5.3 diatas terlihat bahwa momen lengkung terbesar terjadi pada tumpuan B yaitu 325,1 kg.mm

5.3. PEMILIHAN BAHAN POROS

Bahan poros yang digunakan untuk menggerakan impeler adalah: **S40C**, kekuatan tarik bahan yang diijinkan σ_B = 55 kg/mm^2. Untuk mencegah terjadinya beban berlebih pada poros, perlu diberikan faktor keamanan. Sehingga besarnya tegangan geser yang diijinkan dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \qquad (5.3)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 8)

Dengan:

τ_a = Tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm^2

σ_B = Kekuatan tarik bahan yang diijinkan = 55 kg/mm^2

Sf_1 = Faktor keamanan = 5,6

Sf_2 = Faktor keamanan = 2

Sehingga:

$$\tau_a = \frac{55}{5{,}6 \times 2}$$

$$\tau_a = 4{,}91\ kg/mm^2$$

5.4. PENENTUAN DIAMETER POROS

Besarnya diameter poros dalam perancangan akibat adanya beban lentur dan beban puntir dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$d_s = \left[\frac{5{,}1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{1/3} \qquad (5.4)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 18)

Dengan:

d_s = Diameter poros akibat adanya beban lentur dan beban puntir, mm

τ_a = Tegangan geser bahan yang diijinkan = 4,91 kg/mm^2

K_m = Faktor koreksi beban lentur = 2

K_t = Faktor koreksi beban punti = 1,5

M = Momen lentur = 325,1 kg.mm

T = Momen puntir = 3430,32 kg.mm

Maka:

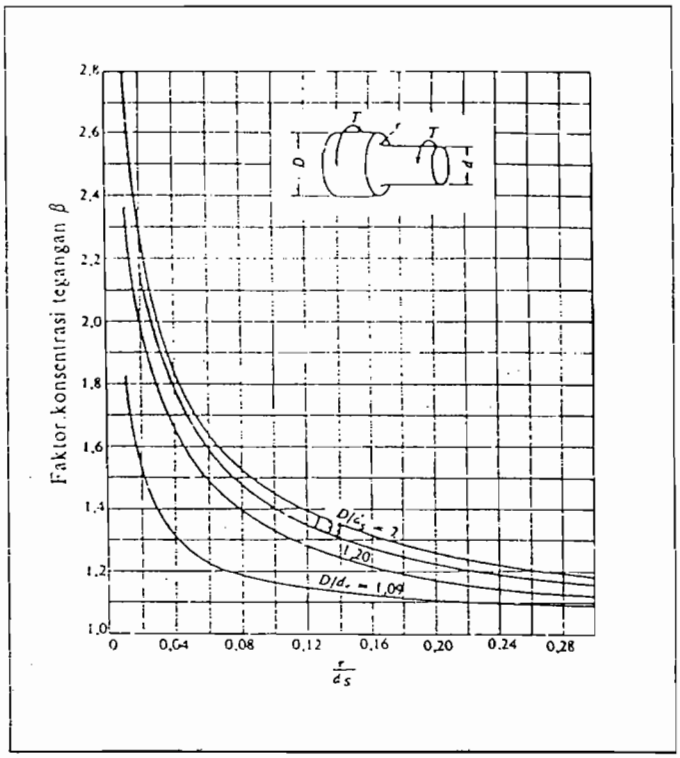
$$d_s = \left[\frac{5,1}{4,91} \sqrt{(2 \times 325,1)^2 + (1,5 \times 3430,32)^2} \right]^{1/3}$$

$$ds = 16,41\ mm$$

Diameter poros disesuaikan dengan diameter lubang poros impeler yang telah diketahui sebelumnya, maka diambil diameter poros 30 mm.

5.5. KONSENTRASI TEGANGAN PADA POROS

Dalam perancangan poros bertingkat dan alur pasak, perlu diperhatikan adanya konsentrasi tegangan. Faktor konsentrasi tegangan pada poros bertingkat dapat ditentukan dengan menggunakan grafik sebagai berikut:



Gambar 5.4 Faktor konsentrasi teganagn β untuk pembebanan puntir statis dari suatu poros bulat dengan pengecilan diameter yang diberi filet

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 11)

Dalam perancangan ini:

Diameter poros (D) = 35 mm

Diameter poros (d) = 30mm

Harga jari-jari fillet poros adalah:

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

$$r = \frac{35 - 30}{2}$$

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

Perbandingan jari-jari fillet poros dengan diameter poros adalah:

$$\frac{r}{d} = \frac{2{,}5}{30} = 0{,}083$$

Perbandingan diameter poros adalah:

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1{,}17$$

Dari gambar grafik 5.4 di atas harga faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1{,}5$

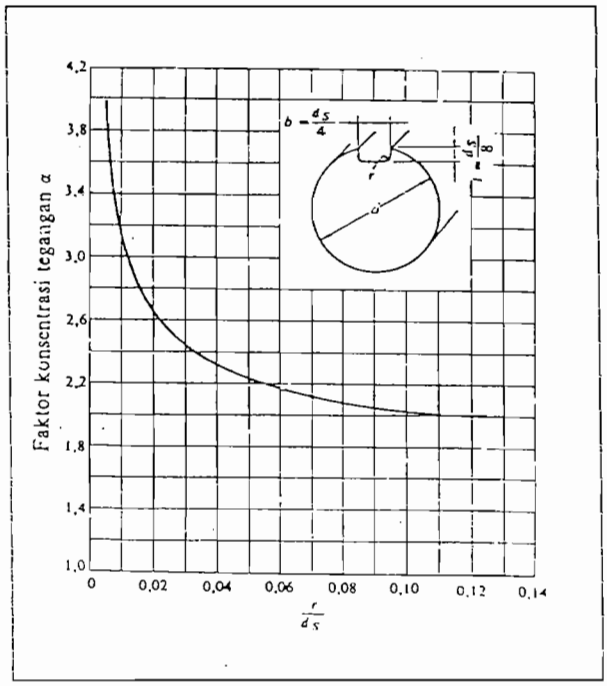
Faktor konsentrasi tegangan pada alur pasak dapat ditentukan dengan menggunakan grafik pada gambar 5.5

Ukuran pasak yang dipakai = 10 x 8

Jari-jari fillet alur pasak = 0,25

Perbandingan jari-jari fillet alur pasak dengan diameter poros adalah:

$$\frac{r}{d} = \frac{0{,}25}{30} = 0{,}0083$$



Gambar 5.5. Faktor konsentrasi teganagan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi fillet

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 9)

Dari gambar 5.5 diatas harga faktor konsentrasi tegangan $\alpha = 2,1$

Dalam perancangan poros persyaratan yang harus dipenuhi adalah harga faktor konsentrasi tegangan α harus lebih besar dari pada harga faktor konsentrasi tegangan β

$\alpha > \beta$

$2,1 > 1,5$ (aman)

Faktor lain yang mempengaruhi konsentrasi tegangan adalah tegangan geser. Untuk poros yang mendapat beban puntir dan beban lentur, tegangan geser maksimum poros dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\tau_{maks} = \frac{5,1}{d_s^{\,3}}\sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \qquad (5.5)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 7)

Dengan:

τ_{maks} = Tegangan geser poros maksimum, $kg.mm^2$

ds = Diameter poros = 30 mm

K_m = Faktor koreksi momen lentur = 2

K_t = Faktor koreksi beban puntir = 1,5

M = Momen lentur = 325,1 kg.mm

T = Momen puntir = 3430,32 kg.mm

Sehingga:

$$\tau_{maks} = \frac{5,1}{30^3}\sqrt{(2 \times 325,1)^2 + (1,5 \times 3430,32)^2}$$

$$\tau_{maks} = 0,79\ kg/mm^2$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman digunakan adalah:

$\tau_a \times S_{f1} > \tau_{maks} \times \alpha$

$4{,}91 \times 2 > 0{,}79 \times 2{,}1$

$9{,}82 > 1{,}66$

Sedangkan hasil perhitungan yang didapat yaitu tegangan geser poros maksimum harganya lebih kecil dari tegangan gesernya. Sehingga aman untuk digunakan.

5.6. DEFLEKSI PUNTIRAN

Defleksi puntiran merupakan defleksi poros yang disebabkan oleh momen puntir. Besarnya defleksi puntiran dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4} \qquad (5.6)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 18)

Dengan:

θ = Defleksi puntiran, °

T = Momen puntir = 3430,32 kg.mm

G = Modulus geser = 8300 kg/mm^2

L = Panjang poros = 250 mm

ds = Diameter poros = 30 mm

Maka:

$$\theta = 584 \times \frac{3430{,}32 \times 250}{8300 \times 30^4}$$

$$\theta = 0{,}074°$$

Harga defleksi puntiran poros memiliki batasan harga yaitu 0,25 atau 0,3 derajat untuk setiap meter panjang poros atau per 1000 mm. Bila di ambil untuk $\theta_{maks} = 0{,}3°$ maka:

$$\theta_{max} = \frac{250}{1000} \times 0{,}3 \qquad (5.7)$$

$$= 0{,}075^0$$

Batas defleksi puntiran adalah 0,075° sedangkan defleksi puntiran yang terjadi adalah 0,074° sehingga aman untuk digunakan.

Syarat yang harus dipenuhi:

$\theta < \theta_{max}$

0,0074 ° < 0,075 ° (aman)

5.7. DEFLEKSI LENTURAN POROS

Beban-beban lentur yang bekerja pada poros menyebabkan poros melentur. Besarnya defleksi lenturan poros maksimum dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut:

$$Y_{mak} = \frac{W}{3E}\left[\frac{x^3}{I_x} + \frac{a^3 - x^3}{I_a} + \frac{a^3 \times b^3}{I_b}\right] \qquad (5.8)$$

(Lazarkiewics, 1965 : 329)

Dengan:

W = Beban lentur yang diterima poros = 2,162 kg

E = Modulus elastisitas bahan = 21500 kg/mm^2

x = Panjang poros kedudukan impeler = 25 mm

a = Jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler = 150 mm

b = Jarak pusat antar tumpuan = 100 mm

Momen inersia dapat ditentukan dengan rumus:

$$I = \frac{\pi \times ds^4}{64} \qquad (5.9)$$

Dengan:

ds = Diameter poros, mm

Untuk diameter poros ds = 30 mm, maka

$$I_x = \frac{\pi \times 30^4}{64} = 39740{,}625$$

Untuk diameter poros ds = 35 mm, maka

$$I_a = \frac{\pi \times 35^4}{64} = 73624{,}414$$

Untuk diameter poros ds= 40 mm, maka

$$I_b = \frac{\pi \times 55^4}{64} = 125600$$

Maka besarnya defleksi lenturan adalah

$$Y_{mak} = \frac{2,622}{3 \times 21500}\left[\frac{25^3}{39740,625} + \frac{150^3 - 25^3}{73624,414} + \frac{150^3 - 100^3}{125600}\right]$$
$$= 0,08\ mm$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,12 mm ***(Lazarkiewics, 1965 : 329)*** sehingga poros tersebut aman.

5.8. PUTARAN KRITIS

Jika kecepatan putaran poros bertambah besar dan pada putaran tertentu poros tersebut bergetar dengan kuat, maka putaran ini disebut putaran kritis. Apabila pompa berputar pada putaran kritis ini, maka akan menyebabkan bagian-bagian pompa yang ikut berputar menjadi cepat rusak, misalnya saja bantalan yang menumpu poros.

Besarnya putaran kritis dapat dicari dengan menggunakan rumus

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{Y_{max}}} \qquad (\ 5.10\ )$$

Dengan:

N_{cr} = Putaran kritis, rpm

Y_{max} = Defleksi lenturan poros maksimum = 0,08 mm

g = Percepatan gravitasi = 9810 mm/s^2

Sehingga:

$$N_{cr} = \frac{30}{3,14}\sqrt{\frac{9810}{0,08}}$$
$$= 3345,65\ rpm$$

Batas kecepatan operasi poros sedikitnya 20 % putaran kritis atau dengan kata lain poros tidak boleh beroperasi pada putaran 20 % di bawah putaran kritis dan 20 % di atas putaran kritis. ***(Austin H. Crurch, 1993 : 292)***

Batas bawah putaran kritis adalah:

$$N_{crl} = N_{cr} - (0{,}2 \times N_{cr})$$

$$= 3345{,}65 - (0{,}2 \times 3345{,}65)$$

$$= 2676{,}52 \text{ rpm}$$

Batas atas putaran kritis adalah:

$$N_{crl} = N_{cr} + (0{,}2 \times N_{cr})$$

$$= 3345{,}65 + (0{,}2 \times 3345{,}65)$$

$$= 4014{,}78 \text{ rpm}$$

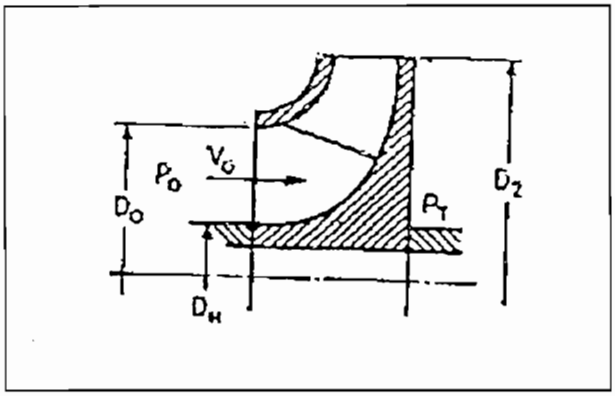
Jadi poros tidak boleh beroperasi pada putaran 2676,52 rpm sampai 4014,78 rpm. Dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 1485 rpm di bawah putaran kritis, maka putaran poros yang beroperasi adalah aman.

BAB VI

ELEMEN PENDUKUNG POMPA

7.1. ELEMEN PENGIMBANG GAYA AKSIAL

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan arah aksial yang disebabkan oleh gaya - gaya yang bekerja pada impeler. Gaya yang bekerja pada impeler meliputi gaya yang diakibatkan karena perubahan momentum fluida yang memasuki impeler dan akibat perbedaan tekanan antara sisi keluar dan sisi hisap. Gaya akibat perubahan momentum cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap (*suction*) pompa. Gaya ini bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang berdiameter D_o dan D_H

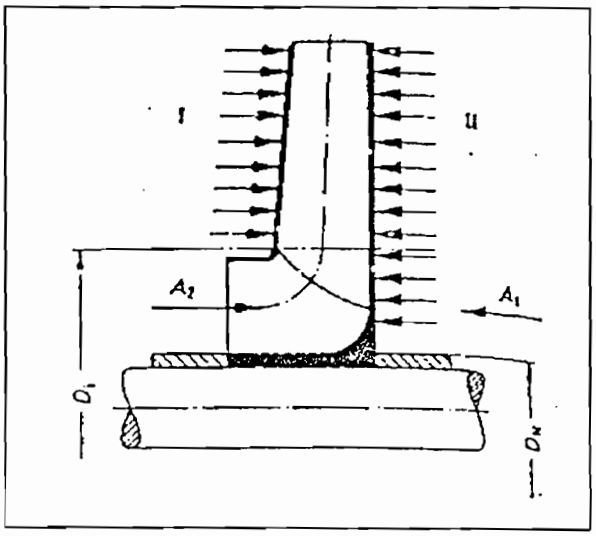


Gambar 6.1 Bagian leher impeler

(Sumber : Austin H. Church, 1993 : 156)

Fluida yang keluar dari impeler tekanannya lebih tinggi dari pada tekanan pada sisi hisap. Akibat perbedaan tekanan antara sisi keluar dengan sisi hisap akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap. Gaya-gaya aksial yang bekerja pada suatu impeler dapat dilihat pada gambar 6.2.

Tekanan yang bekerja pada piringan roda sebeleh kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. Pada bagian sebelah kanan (II) mempunyai gaya yang lebih besar dibandingkan dengan bagian sebelah kiri (I), hal ini disebabkan karena luasan bagian II lebih besar. Tekanan antara kedua sisinya sama karena fluida yang dialirkannya sama.



Gambar 6.2 Gaya geser aksial pada impeler

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 276)

Perbedaan tekanan antara fluida yang keluar dari impeler dengan tekanan pada sisi hisap yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_T - P_O = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^{\,2} - U_1^{\,2}}{2 \times g} \times \gamma \qquad (6.1)$$

(Austin H. Church, 1993 : 156)

Dengan:

P_T = Tekanan fluida di luar impeler, kg/m^2

P_O = Tekanan fluida di depan impeler, kg/m^2

U_2 = Kecepatan keliling sisi keluar impeler = 24,85 m/s

U_1 = Kecepatan keliling sisi masuk impeler = 6,99 m/s

g = Percepatan gravitasi = 9,81 m/s

γ = Berat jenis fluida yang dialirkan = 1000 kg/m^3

Sehingga:

$$P_T - P_O = \frac{3}{4} \times \frac{24{,}85^2 - 6{,}99^2}{2 \times 9{,}81} \times 1000$$
$$= 21737{,}86\ kg/m^2$$

Antar bidang lingkaran D_o dan D_H terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakan impeler ke arah sisi hisap.

Besarnya gaya aksial ini dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$F_a = (P_T - P_O) \times \frac{\pi}{4} \times (D_O{}^2 - D_H{}^2) \qquad (6.2)$$

(Austin H. Church, 1993 : 156)

Dengan:

D_O = Diameter mulut hisap impeler = 0,104 m

D_H = Diameter leher poros = 0,045 m

(P_T- P_O) = Perbedaan tekanan fluida = 21737,86 kg/m^2

F_a = Gaya aksial akibat perbedaan tekanan, kg

Sehingga:

$$F_a = 21737{,}86 \times \frac{3{,}14}{4} \times (0{,}104^2 - 0{,}045^2)$$
$$= 150{,}01\ kg$$

Fluida yang masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk *Vo*, maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perubahan momentum dapat dicari dengan rumus:

$$F_m = \frac{W}{g} \times V_o \qquad (6.3)$$

(Austin H. Church, 1993 : 155)

Dengan:

F_m = Gaya aksial karena adanya perubahan momentum, kg

Vo = Kecepatan fluida masuk = 1,9 m/s

W = Berat fluida masuk impeler tiap satuan waktu

$$W = Q \times \gamma$$
$$= 0{,}01 \times 1000$$
$$= 10 \text{ kg/s}$$

Sehingga:

$$F_m = \frac{10}{9{,}81} \times 1{,}9$$
$$= 1{,}94\ kg$$

Dari kedua gaya tersebut, maka dapat dicari resultante gaya aksial yang bekerja pada impeler, yaitu:

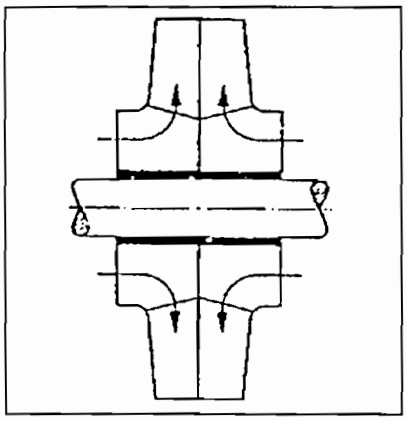
$$Fa_{result} = F_a - F_m$$
$$= 150{,}01 - 1{,}94$$
$$= 148{,}07 \text{ kg}$$

Resultante gaya aksial ini berusaha menekan atau menggerakan impeler menuju sisi hisap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler, maka diperlukan alat pengimbang gaya aksial.

Pada dasarnya elemen pengimbang ini membuat tekanan di depan impeler sama dengan tekanan di belakang impeler. Untuk mengkompensir gaya geser aksial tersebut dapat dilakukan dengan beberapa elemen pengimbang antara lain:

1. *Roda jalan dengan aliran arus masuk ganda dan aliran arus masuk yang banyak*

   Bila roda jalan yang memiliki lubang pemasukan ganda, maka fluida yang dihisap dengan serentak dari kiri ke kanan. Gaya geser aksial yang timbul satu dengan yang lain saling berlawanan, karena perbedaan arus aliran fluida dan timbul pusaran maka dengan cara ini tidak didapatkan keseimbangan yang baik. Sehingga pompa ini diberian elemen tambaha yang mampu menahan gaya geser aksial yaitu bantaan aksial untuk menerima sisa-sisa gaya aksial yang masih ada.

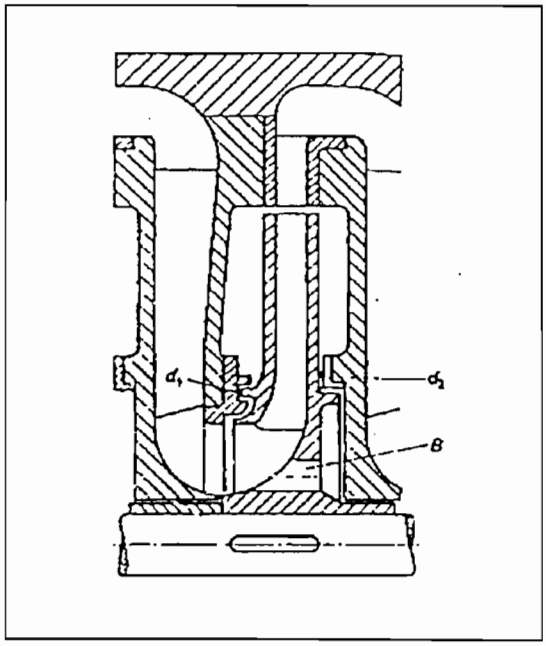


Gambar 6.3 Roda jalan dengan aliran arus masuk ganda

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 277)

2. *Mengkompensir dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredaman dengan lubang pengimbang*

   Cara mengkompensir gaya aksial ini 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 diakibatkan oleh kecepatan fluida masuk akan dihilangkan sebab tekanannya dapat diseimbangkan atau disamakan melalui lubang B

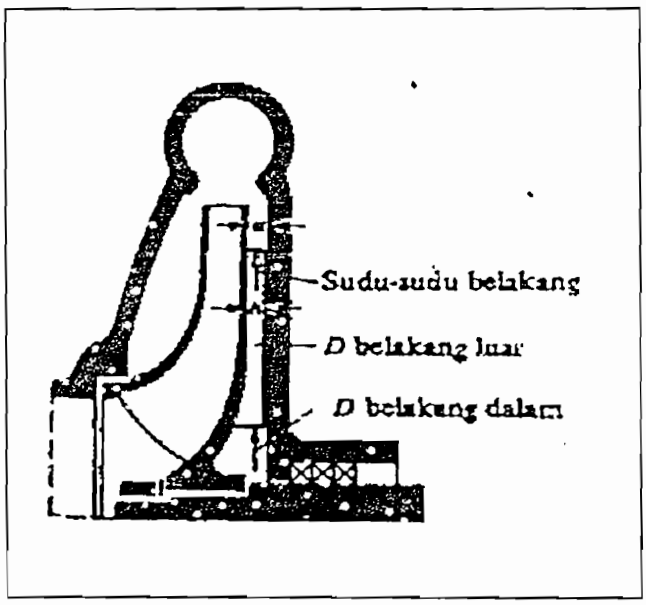


Gambar 6.4 Mengkompensi gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 278)

3. *Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang*

Mengkompresi gaya aksial dengan menggunakan sudu belakang yaitu memberikan sudu dibelakang roda jalan. Dengan cara itu akan terbentuk suatu kecepatan sudut yang pada sisi muka sudu tidak ada. Oleh karena itu di sebelah kanan terdapat fluida yang ikut berputar sehibgga gaya aksial ke arah sisi hisap dapat dikurangi.



Gambar 6.5 Mengkompensi gaya geser aksial dengan sudu belakang (tanpa lubang pengimbang)

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 279)

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.

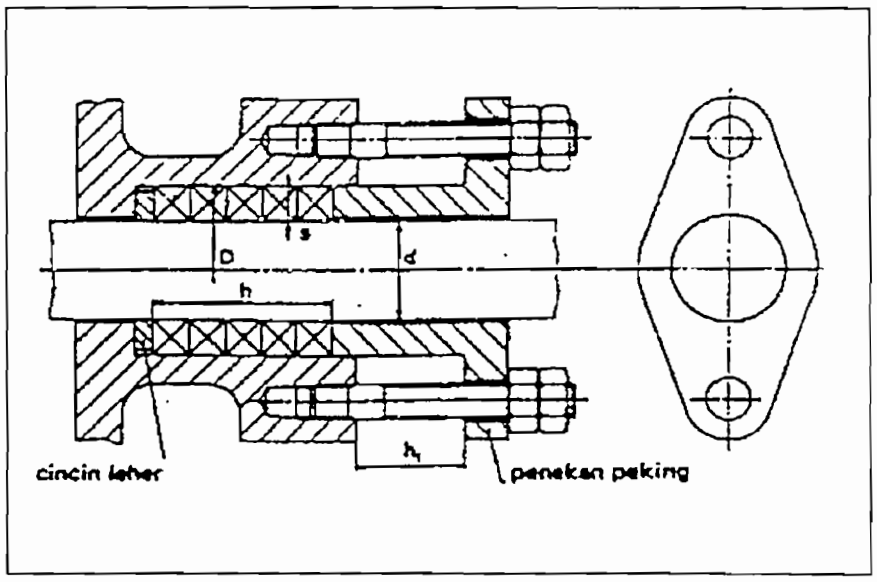
6.2. KOTAK PAKING *(stuffing box)*

Kotak paking melayani perapat poros dimana poros melewati rumah pompa. Kotak paking mempunyai dua fungsi yaitu:

1. Mencegah agar udara tidak masuk ke rumah pompa ketika pompa beroperasi.
2. Mencegah kebocoran atau agar air tidak keluar dari rumah pompa.

Cara kerja dari kotak paking adalah meredusi tekanan dari kebocoran cairan yang melewati laluan celah sempit antara poros dan perapat, juga berangsur-angsur mengurangi tekanan. Kotak isian pada umumnya berisi material kenyal yang dipres (*gasket*).

Pemasangan paking ke dalam kotak paking dengan menggunakan penekan paking (*gland*), sehingga isi dari kotak paking yang dipres pada batang poros dengan mengatur kedudukan *gland* tersebut seperti pada gambar 6.6 dibawah ini:



Gambar 6.6 Kotak paking

(Sumber : J. Stolk, 1994 : 523)

Paking yang berpenampang segi empat atau bujur sangkar berbentuk seperti lilitan sekrup yang ditekan dengan penekan paking (*gland*), bahkan paking lunak biasanya terbuat dari rami kain kapas, asbes dan sebagainya. Dalam perdagangan, paking dapat dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet dengan penampang segi empat atau bujur sangkar. Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat ditentukan dngan perhitungan sebagai berikut:

Tebal paking (s) dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d} \qquad (6.4)$$

(J. Stolk, 1994 : 523)

Dalam perancangan ini diameter poros d = 35 mm, maka tebal paking:

$$s = 1{,}5\sqrt{35}$$
$$= 8{,}87\ mm$$

Panjang paking dapat dicari dengan rumus:

$$h = (4 \text{ sampai } 8) \times s \qquad (6.5)$$

sehingga panjang paking dalam perancangan ini adalah:

$$h = 7 \times 8{,}87$$
$$= 62{,}09 \text{ mm}$$

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

$$h_1 = 3 \times s \qquad (6.6)$$

Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah:

$$h_1 = 3 \times 8{,}87$$
$$= 26{,}61 \text{ mm}$$

Besar gaya yang diperlukan untuk menekan paking dapat dicari dengan rumus:

$$F_p = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) \times p \times a \qquad (6.7)$$

Dengan:

F_p = Gaya penekan paking, kg

d = Diameter poros = 35 mm

a = Faktor jenis paking yang dipres = 3

p = Tekanan lebih = 0,06 kg/mm^2

D = Diameter kotak paking

D = d + (2 x s)

= 35 + (2 x 8,87)

= 52,74 mm

Sehingga:

$$F_p = \frac{3{,}14}{4}\left(52{,}74^2 - 35^2\right) \times 0{,}06 \times 3$$
$$= 219{,}93\ kg$$

Jumlah baut yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah 2 buah, sehingga besarnya gaya yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah:

$$F_b = \frac{F_p}{2}$$
$$= \frac{219{,}93}{2}$$
$$= 109{,}97\ kg$$

Baut yang dipergunakan untuk menekan paking dengan ukuran M12 yang berdiameter d_B = 12 mm.

Dengan diameter baut penekan telah ditentukan, maka tebal flens penekan paking dapat diperoleh yaitu 1,25 kali diameter baut penekan paking. Jadi tebal penekan paking adalah:

$t_F = 1{,}25 \times d_B$

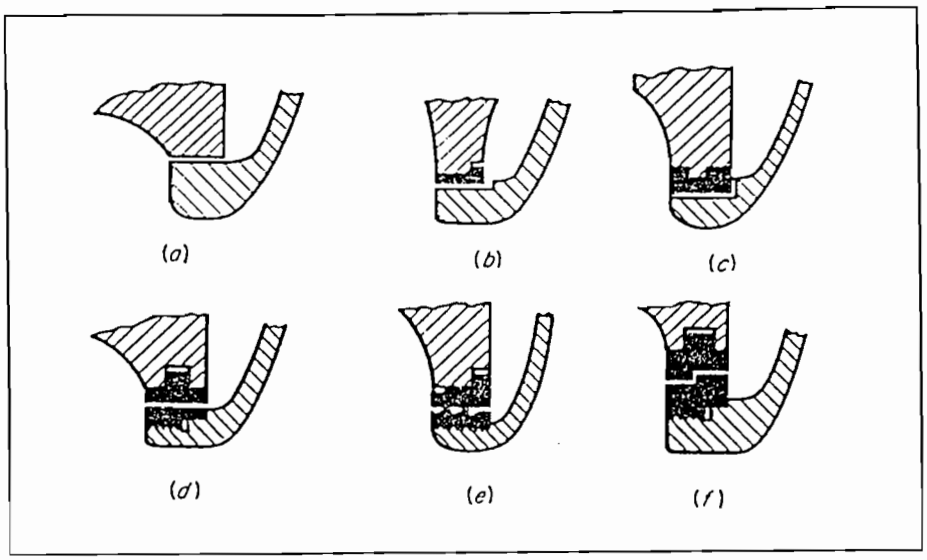
$= 1{,}25 \times 12$

$= 15$ mm

6.3. 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 6.7 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, Gambar 6.7a, perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya dengan sambungan b, yang mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada Gambar 6.7c, 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.



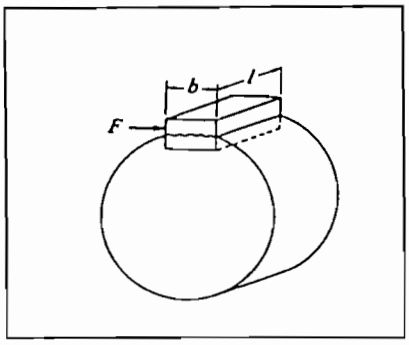
Gambar 6.7 Contoh susunan cincin penahan keausan

(Sumber : Hiks, 1996 : 21)

6.4. PASAK

Pasak merupakan bagian pompa yang berfungsi untuk menetapkan sambungan poros dengan bagian yang berputar pada poros. Pada perancangan ini bagian pompa yang berputar dan ditetapkan dengan pasak adalah impeler.

Secara umum pasak mempunyai penempang berbentuk segi empat dengan arah memanjang berbentuk prismatik (*lurus*) atau berbentuk tirus. Pasak lurus merupakan jenis pasak yang paling banyak digunakan dalam kontruksi sambungan poros karena pengerjaan dan pemasangan pasak tersebut lebih mudah. Gaya geser pasak yang bekerja pada permukaan poros dapat dilihat pada gambar 6.7 di bawah ini:



Gambar 6.8 Gaya geser pasak

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 5)

Gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros dapat dicari dengan rumus:

$$F_t = \frac{T}{d_s / 2} \qquad (6.8)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 25)

Dengan:

F_t = Gaya tangensial pada permukaan poros, kg

T = Momen puntir poros = 3430,32 kg.mm

d_s = Diameter poros = 30 mm

Sehingga:

$$F_t = \frac{3430,32}{30/2}$$
$$= 228,69\ kg$$

Ukuran-ukuran pasak dapat dilihat pada tabel 6.1 di bawah ini:

Tabel 6.1 Ukuran pasak dan alur pasak

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 5)

Ukuran-ukuran utama (Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar b, b_1, dan b_2	Ukuran standar h: Pasak prismatis Pasak luncur	Ukuran standar h: Pasak tirus	C	l*	Ukuran Standar r_1	Ukuran standar t_2: Pasak prismatis	Ukuran standar t_2: Pasak luncur	Ukuran standar t_2: Pasak tirus	r_1 dan r_2	Referensi: Diameter poros yang dapat dipakai d_s**
2 × 2	2	2		0,16–0,25	6–20	1,2	1,0		0,5	0,08–0,16	Lebih dari 6–8
3 × 3	3	3			6–36	1,8	1,4		0,9		" 8–10
4 × 4	4	4			8–45	2,5	1,8		1,2		" 10–12
5 × 5	5	5		0,25–0,40	10–56	3,0	2,3		1,7	0,16–0,25	" 12–17
6 × 6	6	6			14–70	3,5	2,8		2,2		" 17–22
(7 × 7)	7	7	7,2		16–80	4,0	3,0	3,5	3,0		" 20–25
8 × 7	8	7			18–90	4,0	3,3		2,4		" 22–30
10 × 8	10	8		0,40–0,60	22–110	5,0	3,3		2,4	0,25–0,40	" 30–38
12 × 8	12	8			28–140	5,0	3,3		2,4		" 38–44
14 × 9	14	9			36–160	5,5	3,8		2,9		" 44–50
(15 × 10)	15	10	10,2		40–180	5,0	5,0	5,5	5,0		" 50–55
16 × 10	16	10			45–180	6,0	4,3		3,4		" 50–58
18 × 11	18	11			50–200	7,0	4,4		3,4		" 58–65
20 × 12	20	12		0,60–0,80	56–220	7,5	4,9		3,9	0,40–0,60	" 65–75
22 × 14	22	14			63–250	9,0	5,4		4,4		" 75–85
(24 × 16)	24	16	16,2		70–280	8,0	8,0	8,5	8,0		" 80–90
25 × 14	25	14			70–280	9,0	5,4		4,4		" 85–95
28 × 16	28	16			80–320	10,0	6,4		5,4		" 95–110
32 × 18	32	18			90–360	11,0	7,4		6,4		" 110–130

Dari tabel diatas ukuran pasak yang dipergunakan yaitu dengan pertimbangan diameter poros d_s = 30 mm adalah:

Ukuran pasak = 10 x 8

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

Kedalaman alur pasak pada naf (t_2) = 3,3 mm

Bahan pasak : **S30C**

Tegangan tarik bahan yang diijinkan (τ_B) = 48 kg/mm^2

Faktor keamanan (Sf_{k1}) = 6

Faktor keamanan (Sf_{k2}) = 2

Tegangan geser bahan yang diijinkan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}} \qquad (6.9)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 25)

Dengan:

τ_{ka} = Tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm^2

σ_B = Tegangan tarik bahan yang diijinkan = 48 kg/mm^2

Sf_{k1} = Faktor keamanan 1 = 6

Sf_{k2} = Faktor keamanan 2 = 2

Sehingga:

$$\tau_{ka} = \frac{48}{6 \times 2}$$
$$= 4\ kg/mm^2$$

Akibat adanya gaya geser tangensial yang bekerja pada permukaan poros, maka panjang pasak dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

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

Dengan:

L_1 = Panjang pasak, mm

F_t = Gaya geser tangensial pada permukaan poros = 228,69 kg

τ_{ka} = Tegangan geser bahan yang diijinkan = 4 kg/mm^2

b = Lebar pasak = 10 mm

Sehingga:

$$L_1 = \frac{228{,}69}{10 \times 4}$$
$$= 5{,}87\ mm$$

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 rumus sebagai berikut:

$$L_2 = \frac{F_t}{P_{ka}(t_1\ atau\ t_2)} \qquad (6.10)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 27)

Dengan:

L_2 = Panjang pasak, mm

F_t = Gaya geser tangensial pertmukaan poros = 228,69 kg

P_{ka} = Tekanan permukaan pasak yang diijinkan = 8 kg/mm^2

Untuk memberikan panjang pasak yang tinggi, maka antara kedalaman alur pasak t_1 dan t_2 dipilih yang paling kecil yaitu:

t_2 = Kedalaman alur pasak pada naf = 3,3

Maka panjang pasak akibat pengaruh tekanan permukaan yang diijinkan adalah:

$$L_2 = \frac{228{,}69}{8 \times 3{,}3}$$
$$= 8{,}66\ mm$$

Perlu juga diperhatikan bahwa panjang pasak hendaknya tidak terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 x d_s) ***(Sularso dan K. Suga, 1997 : 27)***. Sehingga dalam hal ini panjang pasak L = 25 mm.

Untuk memeriksa kebenaran hasil perancangan dapat dilakukan pengecekan sebagai berikut:

$$\frac{b}{d_s} = \frac{10}{30} = 0{,}33 \qquad 0{,}25 \leq 0{,}33 \leq 0{,}35$$

$$\frac{L}{d_s} = \frac{25}{30} = 0{,}83 \qquad 0{,}75 \leq 0{,}83 \leq 1{,}5$$

Setelah pengecekan, maka hasil perancangan teleh memenuhi persyaratan sehingga aman untuk dipergunakan.

6.5. PENENTUAN BANTALAN

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-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

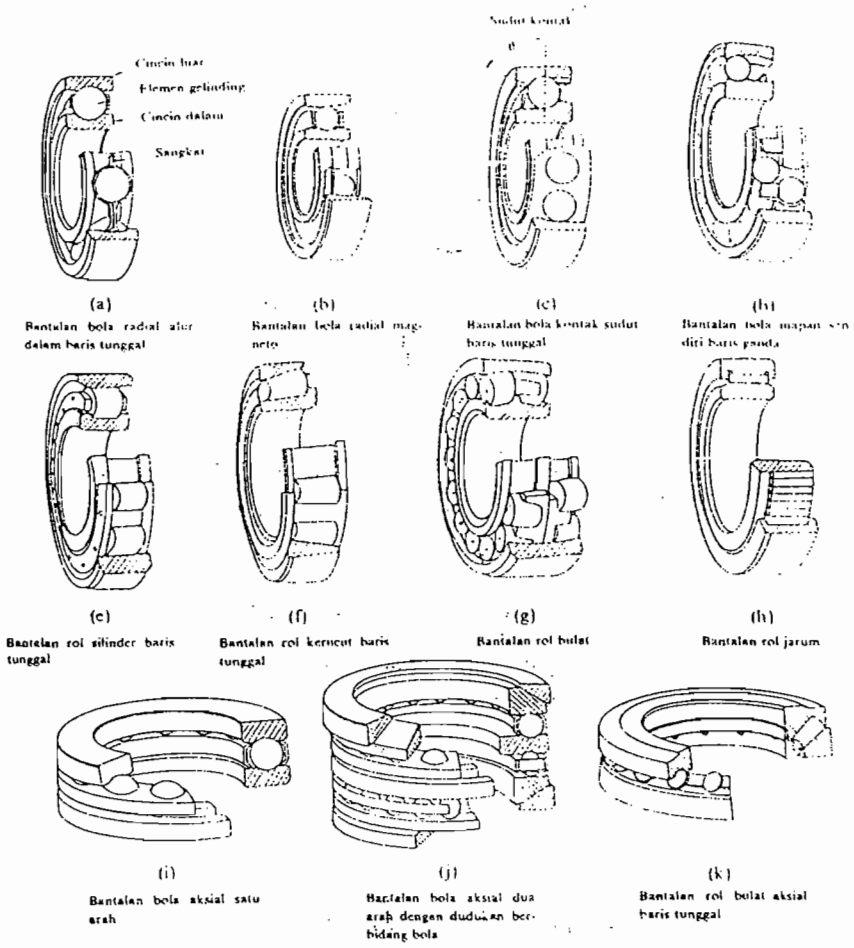
     Arah beban pada bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

   - 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 dan K. Suga, 1997: 103)***.



Gambar 6.9 Macam-macam bantalan gelinding

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 5)

6.5.1. Umur nominal bantalan

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

Gaya geser tumpuan (F_r) = 7,13 kg

Gaya aksial (F_a) = 148,7kg

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$P_r = (X \times V \times F_r) + (Y \times F_a) \qquad (6.11)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997: 135)

Dengan:

F_r = Gaya radial pada tumpuan = 7,13 kg

F_a = Gaya aksial = 148,7 kg

X = Faktor beban radial

V = Faktor kontruksi bantalan

Y = Faktor beban aksial

Untuk menentukan nomor bantalan dengan menggunakan tabel 6.2 dibawah ini:

Tabel 6.2 Bantalan khusus

(Sumber Sudibyo : 63)

NOMOR-Ø DALAM	JENIS URUTAN			62[2], 60		NU 10		JENIS URUTAN		62 .		12, (2 ... K[1])		N 2 NU 2[3]	NJ 2 NUP 2	302[4]			202, 203 ... K[1]	
	d	D	b	C	C_0	C	C_0	D	b	C	C_0	C	C_0	C	C_0	B	C	C_0	C	C_0
25	5	16	5	1,50	0,75															
26	6	19	6	2,20	1,18															
07	7	19	6	1,76	0,88															
08	8	22	7	2,60	1,37															
09	9	24	7	2,90	1,56															
00	10	26	8	3,60	2,00			30	9	4,65	2,70	4,30	1,37							
01	12	28	8	4,00	2,28			32	10	5,40	3,15	4,40	1,50							
02	15	32	9	4,40	2,55			35	11	6,10	3,60	5,85	2,04			11,75	11,00	7,20		
03	17	35	10	4,75	2,85			40	12	7,50	4,55	6,20	2,45	10,40	5,40	13,25	17,30	12,00		
04	20	42	12	7,35	4,55			47	14	10,00	6,30	7,80	3,25	14,60	7,80	15,25	24,50	17,60		
05	25	47	12	7,80	5,00	12,50	7,10	52	15	11,20	7,35	9,50	4,15	16,60	9,50	16,25	28,00	20,80	20,80	14,60
06	30	55	13	10,00	6,70	15,60	9,30	62	16	15,30	10,20	12,20	5,85	22,00	12,90	17,25	38,00	29,00	24,00	17,00
07	35	62	14	12,70	8,80	19,30	11,80	72	17	20,00	14,00	12,50	6,80	31,50	19,00	18,25	46,50	34,50	36,00	25,50
08	40	68	15	13,40	9,65	22,40	14,00	80	18	22,80	16,00	15,00	8,65	40,50	25,50	19,75	54,00	40,50	41,50	30,00
09	45	75	16	15,60	11,80	26,50	17,30	85	19	25,50	18,30	17,00	9,80	43,00	27,50	20,75	62,00	49,00	44,00	32,00
10	50	80	16	16,30	12,70	29,00	19,30	90	20	28,50	21,20	18,00	11,00	45,00	30,00	21,75	69,50	56,00	49,00	38,00
11	55	90	18	22,00	17,30	34,00	23,60	100	21	34,00	25,50	21,20	13,70	52,00	34,50	22,75	80,00	64,00	64,00	49,00
12	60	95	18	21,60	17,60	34,50	24,50	110	22	41,50	31,50	23,60	16,00	65,50	44,00	23,75	90,00	72,00	73,50	57,00
13	65	100	18	24,00	20,00	36,00	26,00	120	23	46,50	36,00	24,50	17,60	76,50	53,00	24,75	104,00	83,00	81,50	67,00
14	70	110	20	30,50	25,00	52,00	37,50	125	24	49,00	38,00	27,00	19,00	75,00	53,00	26,25	114,00	93,00	93,00	76,50
15	75	115	20	31,50	27,00	54,00	40,00	130	25	52,00	41,50	30,50	21,60	91,50	65,50	27,25	120,00	100,00	96,50	81,50
16	80	125	22	37,50	32,00	63,00	45,50	140	26	57,00	45,50	31,00	24,00	100,00	71,00	28,25	137,00	114,00	110,00	93,00
17	85	130	22	39,00	34,00	64,00	48,00	150	28	65,50	54,00	39,00	29,00	114,00	81,50	30,5	156,00	132,00	134,00	114,00
18	90	140	24	45,50	40,00	76,50	58,50	160	30	72,00	61,00	45,00	32,50	140,00	102,00	32,5	176,00	150,00	150,00	127,00
19	95	145	24	47,50	42,50	80,00	61,00	170	32	85,00	71,00	50,00	37,50	156,00	114,00	34,5	200,00	173,00	180,00	156,00
20	100	150	24	47,50	42,50	81,50	64,00	180	34	96,50	80,00	54,00	41,50	170,00	127,00	37	224,00	193,00	196,00	170,00

Nomor bantalan = 6307

Diameter dalam (d) = 35 mm

Diameter luar (D) = 73 mm

Lebar bantalan (b) = 17 mm

Kapasitas nominal dinamis spesifik C = 12,50 KN = 1275 kgf

Kapasitas nomonal statis spesifik C_o = 6,80 KN = 693,6 kgf

Sudut singgung (α) = 30 °

Sehingga beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan dapat diperoleh dengan menggunakan tabel dibawah ini.

Tabel 6.3 Faktor-faktor V, X, Y, dan X_o, Y_o

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 135)

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$						
		V		X	Y	X	Y	X	Y		X_o	Y_o	X_o	Y_o
Bantalan bola alur dalam	F_a/C_o = 0,014	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5
	= 0,028				1,99				1,90	0,22				
	= 0,056				1,71				1,71	0,26				
	= 0,084				1,55				1,55	0,28				
	= 0,11				1,45				1,45	0,30				
	= 0,17				1,31				1,31	0,34				
	= 0,28				1,15				1,15	0,38				
	= 0,42				1,04				1,04	0,42				
	= 0,56				1,00				1,00	0,44				
Bantalan bola sudut	α = 20°	1	1,2	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	0,42	1	0,84
	= 25°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68		0,38		0,76
	= 30°			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80		0,33		0,66
	= 35°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95		0,29		0,58
	= 40°			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14		0,26		0,52

Berdasarkan tabel 6.3 di atas dapat diperoleh harga X,Y,V yaitu:

X = 1 V = 1 Y = 0,78

Dengan menggunakan persamaan 6.11, dapat dicari beban ekivalennya yaitu:

P_r = (1 x 1 x 7,13) + (0,78 x 148,7)

= 123,12 kg

Untuk kerja biasa, faktor beban f_w = 1,1. Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w, yaitu:

P = f_w x Pr (6.12)

= 1,1 x 123,12

= 135,43 kg

Untuk menentukan umur nominal bantalan dengan menggunakan rumus:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3} \qquad (6.13)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 136)

Dengan:

f_n = Faktor kecepatan untuk bantalan bola

n = Putaran poros pompa = 1485 rpm

Sehingga:

$$fn = \left(\frac{33,3}{1485}\right)^{1/3}$$
$$= 0,28$$

Faktor umur bantalan dapat dicari dengan rumus:

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \qquad (6.14)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 136)

Dengan:

f_h = Faktor umur bantalan

f_n = Faktor kecepatan bantalan = 0,28

C = Kapasitas dinamis bantalan = 1275kg

P = Beban yang bekerja pada bantalan = 135,43 kg

Sehingga:

$$f_h = 0{,}28 \times \frac{1275}{135{,}43}$$
$$= 2{,}64$$

Untuk umur nominal L_h dapat dicari dengan rumus:

$$L_h = 500 f_h^3 \qquad (6.15)$$

Sehingga:

$$L_h = 500 \times 2{,}64^3$$
$$= 9199{,}87 \ jam$$

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

$$L_n = a_1 \text{ x } a_2 \text{ x } a_3 \text{ x } L_h$$

Dengan:

L_n = Umur keandalan bantalan, jam

L_h = Umur nominal bantaan = 9199,87 jam

a_1 = Faktor keandalan

a_2 = Faktor bahan

a_3 = Faktor kerja

Harga faktor keandalan a_1 dapat diperoleh dengan tabel 6.5 di bawah ini:

Tabel 6.4 Harga faktor keandalan

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 137)

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

Bila faktor keandalan bantalan 90 % maka a_1 = 1

Bahan bantalan baja yang dicairkan secara terbuka maka a_2 = 1

Kondisi kerja normal maka a_3 = 1

Sehingga umur keandalan bantalan:

L_h = 1 x 1 x1 x 9199,87

= 9199,87 jam

6.6. 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 $\sigma = 48$ kg/mm^2.

Dalam perancangan ini menggunakan ulir kasar metris (JIS B 0205) M12, berdasarkan Tabel 6.6.

Jarak bagi (P) = 1,75 mm

Tinggi kaitan (H_1) = 0,947 mm

Diameter luar (d) = 12 mm

Diameter inti (d_1) = 10,106 mm

Diameter efektif (d_2) = 10,863 mm

Tegangan tarik yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_a \geq \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times \left(0{,}8 \times d^2\right)} \qquad (6.16)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 296)

Dengan :

W = Gaya aksial murni maksimum, kg

σ_a = Tegangan tarik ijin, kg/mm^2

d = Diameter luar, mm

Sehingga pembebanan gaya aksial murni maksimum pada baut yaitu:

$$W \leq 48 \times \frac{(0{,}8 \times 12^2) \times 3{,}14}{4}$$

$$\leq 4340{,}74 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin q_a bahan dari baja liat yang digunakan sebagai pengikat, maka harga q_a dapat dilihat dalam Tabel 6.7 didapat $q_a = 3$ kg/mm^2. Harga q_a yang didapat harus lebih besar. Dapat dilihat dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \qquad (6.17)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 297)

Dengan :

H_1 = Tinggi kaitan = 0,947 mm

d_2 = Diameter efektif = 10,863 mm

z = Jumalah lilitan ulir

Sehingga jumlah lilitan ulir yaitu:

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

$$\geq 45 \text{ lilitan}$$

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.

Tabel 6.6 Ukuran standar ulir kasar metris

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 290)

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
					Ulir luar		
1	2	3			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

Tinggi mur (H) dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$H = z \times P \qquad (6.18)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 297)

Dengan :

z = Jumlah lilitan ulir = 45 lilitan

P = Jarak bagi = 1,75 mm

Maka tinggi mur

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

$= 78{,}75$ mm

Tabel 6.7 Tekanan permukaan yang diijinkan pada ulir

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 298)

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan q_a (kg/mm²)	
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

Bahan		Kecepatan luncur	Tekanan permukaan yang diizinkan q_a (kg/mm²)
Baja	Perunggu	Kecepatan rendah	1,8–2,5
	Perunggu	3,0 m/min atau kurang	1,1–1,8
	Besi cor	3,4 m/min atau kurang	1,3–1,8
	Perunggu	6,0–12,0 m/min	0,6–1,0
	Besi cor		0,4–0,7
	Perunggu	15,0 m/min atau lebih	0,1–0,2

6.7. 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 $\sigma = 40$ kg/mm^2

dengan $Sf_1 = 6$ dan $Sf_2 = 2$.

Tegangan geser poros yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \qquad (6.19)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 8)

Sehingga:

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

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

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui

P = 5,23 Kw

n = 1485 rpm

T = 3430,32 kg.mm

ds = 35 mm

Dari Tabel 6.8 didapat data sebagai berikut

Diameter luar kopling (A) = 140 mm

Diameter pusat baut (B) = 100 mm

Diameter naf (C) = 63 mm

Panjang naf (L) = 50 mm

Diameter baut (a) = 12 mm

Jumalah baut (n) = 6 buah

Nilai efektif baut (ε) = 0,5

Nilai efektif baut dapat ditentukan dengan persamaan:

$$n_\varepsilon = \varepsilon \times \mathrm{n} \qquad (6.20)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 35)

Sehingga:

$$n_\varepsilon = 0.5 \times 6$$

$$= 3 \text{ buah}$$

Tegangan geser pada baut dinyatakan dengan rumus:

$$\sigma_b = \frac{8 \times T}{\pi \times d^2 \times n_\varepsilon \times B} \qquad (6.21)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 34)

Sehingga:

$$\sigma_b = \frac{8 \times 3430{,}32}{3{,}14 \times 12^2 \times 3 \times 100}$$

$$= 0{,}20 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan baut yang digunakan pada kopling adalah SS 41 B dengan kekuatan tarik σ_b = 41 kg/mm^2, faktor keamanan (Sf_b) = 6, faktor kekuatan tarik (Kb) = 3.

Tegangan geser yang diijinkan pada baut dinyatakan dengan persamaan :

$$\sigma_{ba} = \frac{\sigma_b}{Sf_b \times K_b} \qquad (6.22)$$

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

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

Syarat agar perancangan baut aman $\sigma_b < \sigma_{ba}$, maka 0,20 < 2,27 jadi perancangan baut dengan bahan ini aman digunakan karena memenuhi persyaratan.

Bahan flens yang digunakan adalah **FC 30** dengan kekuatan tarik (σ_b) = 30 kg/mm^2, tebal flens (F) = 20 mm, Sf_1 = 6 dan Sf_2 = 2.

Teganagan geser bahan yang diijinkan pada flens dinyatakan dengan persamaan 6.19

$$\tau_{fa} = \frac{30}{6 \times 2}$$

$$= 2{,}5 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang diijinkan pada flens ditentukan dengan rumus:

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \qquad (6.23)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 34)

Dengan:

T = Torsi = 3430,32 kg.mm

C = Diameter naf = 63 mm

F = Tebal flens = 20 mm

Maka tegangan gesernya adalah:

$$\tau_f = \frac{2 \times 3430{,}32}{3{,}14 \times 63^2 \times 20}$$

$$= 0{,}03 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat agar bahan flens aman dari tegangan geser adalah

$$\tau_f \times Sf_2 < \tau_{f_a}$$

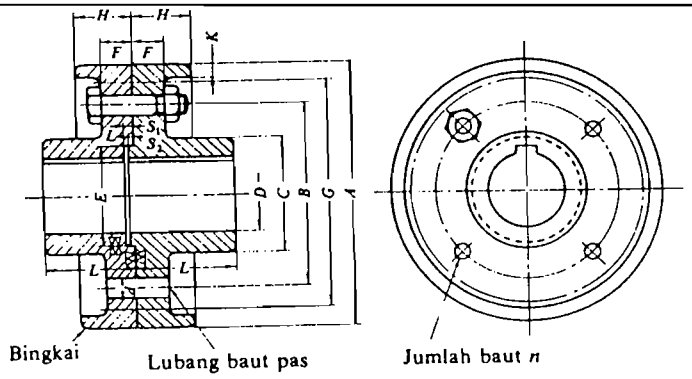
$$0{,}03 \times 2 < 2{,}5$$

$$0{,}06 < 2{,}5$$

Maka perancangan flens dengan bahan ini memenuhi syarat.

Tabel 6.8 Ukuran kopling flens

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 31)



(Satuan: mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D Diameter lubang max.	D Diameter lubang min	L	C	B	F Kasar	F Halus	H Kasar	H Halus	K	n	d Kasar	d 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

BAB VII

KARAKTERISTIK POMPA

7.1. PENDAHULUAN

Tujuan pembuatan karakteristik pompa adalah untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah drancang pada kondisi yang terbaik, sehingga pompa dapat dioperasikan pada daerah yang menguntungkan.

Karakteristik pompa meliputi beberapa spesifikasi yaitu:

- Kapasitas dengan head
- Kapasitas dengan daya
- Kapasitas dengan efisiensi

Karakteristik pompa ini dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik pompa. Untuk menggambarkan grafik tersebut dibutuhkab data yang dalam prakteknya dilakukan dengan pengujian pompa.

Tetapi dalam perancangan ini untuk menggambarkan karakteristik pompa data diambil dengan asumsi dan dari data perhitungan sebelumnya.

7.2. KARAKTERISTIK POMPA HUBUNGAN KAPASITAS DENGAN HEAD

7.2.1. Head Euler's (H_{t_∞})

Head euler's menggambarkan suatu pompa yang ideal dengan mengabaikan kerugian-kerugian yang ada pada pompa. Besar head euler's dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^{\,2}}{g} - \frac{U_2 \times Q \times \cot g\beta_2}{\pi \times d_2 \times b_2 \times g} \qquad (7.1)$$

(Fritz Dietzel, 1993 : 311)

Dengan:

$H_{t\infty}$ = Head euler's, m

U_2 = Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler = 24,85 m/s

d_2 = Diameter sisi keluar impeler = 0,2193 m

b_2 = Lebar sisi keluar impeler = 0,0087 m

β_2 = Sudut sisi keluar impeler = 28 °

Q = Kapasitas perancangan pompa = 0,01 m^3/s

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

Sehingga:

$$H_{t\infty} = \frac{24{,}85^2}{9{,}81} - \frac{24{,}85 \times Q \times \cot g\, 28°}{3{,}14 \times 0{,}2193 \times 0{,}0087 \times 9{,}81}$$
$$= 62{,}95 - 795{,}35 \times Q$$

Pada sat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0$ m^3/s, maka:

$$H_{t\infty} = 62{,}95\ m$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0{,}01$ m^3/s, maka:

$$H_{t\infty} = 54{,}99\ m$$

7.2.2. Head Teoritis (H_t)

Head teoritis merupakan head yang dipengaruhi oleh kerugian-kerugian gesekan, jumlah sudu dan aliran sirkulasi antara sudu-sudu. Besarnya head teoritis dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$H_t = \eta_\infty \times H_\infty \qquad (7.2)$$

(Austin H. Church, 1993 : 33)

Dengan:

Ht = Head teoritis, m

η_∞ = Koefisien aliran sirkulasi (0,6 – 0,8) diambil 0,6

Maka:

$H_t = 0{,}6 \times (62{,}95 - 795{,}35 \times Q)$

$H_t = 37{,}77 - 477{,}21 \times Q$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0$ m^3/s, maka:

$H_t = 37{,}77$ m

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0{,}01$ m^3/s, maka:

$H_t = 32{,}99 \text{ m} \approx 33$ m

7.2.3. Head Aktual (H_{akt})

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

Kerugian hidrolis dapat meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, dan kerugian gesekan. Besarnya head aktual dapat diperoleh dengan rumus:

$$H_{akt} = H_t - h_h \qquad (7.3)$$

Dengan:

H_t = Head teoritis

h_h = Kerugian hidrolis

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,01 m^3/s, maka:

H_{akt} = 32 m

H_t = 33 m

Maka kerugian hidrolis dapat diperoleh yaitu:

$h_h = H_t - H_{akt}$

= 33 – 32

= 1 m

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

$$h_h = h_s + h_{FD} \qquad (7.4)$$

Dengan:

h_s = Kerugian kejut dan turbulensi, m

h_{FD} = Kerugian gesekan, m

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

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

= 0,5 x 1

= 0,5 m

Kerugian karena gesekan dapat diperoleh dengan rumus:

$$h_{FD} = K \times Q^2 \qquad (7.5)$$

(A.J. Stepanoff, 1965 : 164)

Dengan:

h_{FD} = Kerugian gesekan = 0,5 m

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m^3/s

K = Koefisien gesekan

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,01 m^3/s, maka harga K dapat ditentukan yaitu:

$$K = \frac{h_{FD}}{Q^2}$$
$$= \frac{0,5}{0,01^2}$$
$$= 5000$$

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

$h_{FD} = 5000 \times Q^2$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat diperoleh dengan rumus:

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2 \times g}\left[U_1^{\,2} + \left(U_2 \times K_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3}\right)^2\right] \times \left[1 - \frac{Q}{Qn}\right]^2 \qquad (7.6)$$

(Khetagurov, 267)

Dengan:

U_1 = Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler = 6,99 m/s

U_2 = Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler = 24,85 m/s

d_2 = Diameter sisi keluar impeler = 0,2193 m

d_3 = Diameter dasar rumah volut = 0,2302 m

K_{2cu} = Koefisien aliran sirkulasi = 0,6

K_{sh} = Koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai 0,8, diambil 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,01 m^3/s, maka dengan menggunakan persamaan (7.6) dapat diperoleh kapasitas normal yaitu:

$$0{,}5 = \frac{0{,}7}{2\times 9{,}81}\left[6{,}99^2 + \left(24{,}85\times 0{,}6\times \frac{0{,}2193}{0{,}2302}\right)^2\right]\times\left[1-\frac{0{,}01}{Q_n}\right]^2$$

$$0{,}5 = 9{,}022\times\left[1-\frac{0{,}01}{Q_n}\right]^2$$

$$\left[1-\frac{0{,}01}{Q_n}\right]^2 = 0{,}055$$

$$\left[1-\frac{0{,}01}{Q_n}\right] = 0{,}235$$

$$Q_n = 0{,}013\, m^3/s$$

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

$$h_s = 9{,}022\times\left[1-\frac{Q}{0{,}013}\right]^2$$

$$= 9{,}022 - 1387{,}998\times Q + 53384{,}609\times Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/s, maka:

h_s = 9,022 m

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,01 m^3/s, maka:

h_s = 0,480 m

Harga kerugian kejut/ turbulensi dan kerugian gesekan disubtitusikan ke dalam persamaan (7.4) yaitu:

h_s = (9,022 – 1387,998 x Q + 53384,609 x Q^2) + 5000 x Q^2

h_s = 9,022 – 1387,998 x Q + 58384,609 x Q^2

Dari persamaan (7.3) dapat ditentukan hubungan head aktual dengan kapasitas, yaitu:

$$H_{akt} = (37,77 - 477,21 \times Q) - (9,022 - 1387,998 \times Q + 58384,609 \times Q^2)$$

$$H_{akt} = 28,748 + 910,788 \times Q - 58384,609 \times Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0$ m^3/s, maka:

$$H_{akt} = 28,784 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01$ m^3/s, maka:

$$H_{akt} = 32,017 \text{ m}$$

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

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

$$H_{t\infty} = 62,95 - 795,35 \times Q$$

$$H_t = 37,77 - 477,21 \times Q$$

$$h_{FD} = 5000 \times Q^2$$

$$h_s = 9,022 - 1387,998 \times Q + 53384,69 \times Q^2$$

$$h_h = 9,022 - 1387,998 \times Q + 58384,609 \times Q^2$$

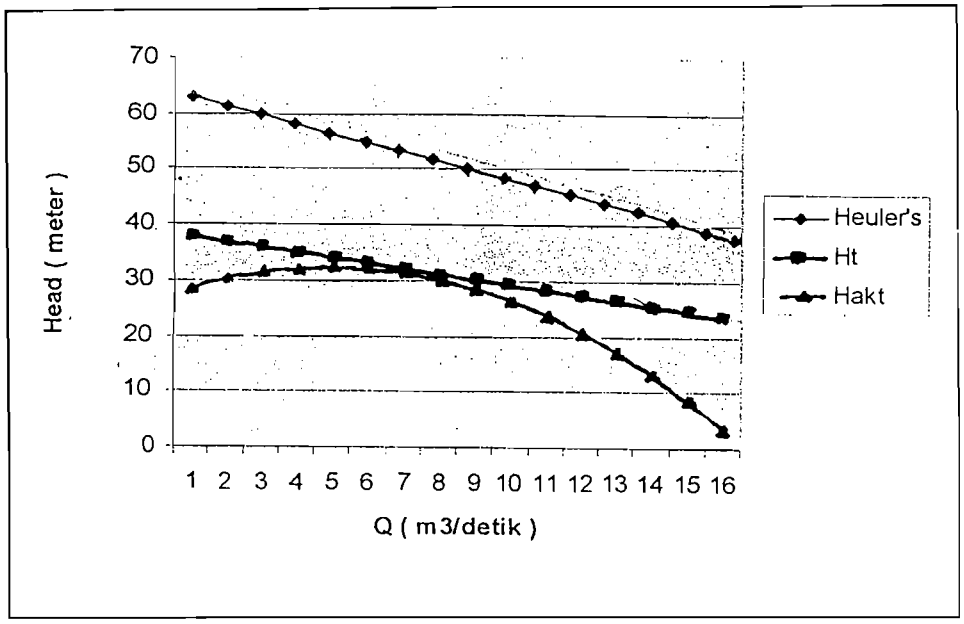
Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga Q sembarang seperti terlihat dalam tabel 7.1 di bawah ini:

Tabel 7.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m^3/s)	$H_{t\infty}$ (meter)	H_t (meter)	h_{FD} (meter)	h_s (meter)	h_h (meter)	H_{akt} (meter)
0.000	62.950	37.770	0.000	9.022	9.022	28.748
0.002	61.359	36.816	0.020	6.459	6.479	30.336
0.004	59.769	35.861	0.080	4.324	4.404	31.456
0.006	58.178	34.907	0.180	2.616	2.796	32.110
0.008	56.587	33.952	0.320	1.335	1.655	32.297
0.010	54,997	32.998	0.500	0.480	0.980	32.017
0.012	53.406	32.043	0.720	0.053	0.773	31.270
0.014	51.815	31.089	0.980	0.053	1.033	30.056
0.016	50.224	30.135	1.280	0.481	1.760	28.374
0.018	48,634	29.180	1.620	1.335	2.955	26.226
0.020	47.043	28.226	2.000	2.616	4.616	23.609
0.022	45.452	27.271	2.420	4.324	6.744	20.527
0.024	43.862	26.317	2.880	6.459	9.339	16.977
0.026	42.271	25.362	3.380	9.022	12.402	12.960
0.028	40.680	24.408	3.920	12.012	15.932	8.476
0.030	39.089	23.454	4.500	15.428	19.928	3.525

Grafik karakteristik pompa

Hubungan antara kapasitas dengan head



7.3. KARESTERISTIK POMPA HUBUNGAN ANTARA KAPSITAS 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, dan kerugian mekanis.

Hubungan daya kuda penggerak (*daya kuda rem*) dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$b,hp = f,hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M \qquad (7.7)$$

(Austin H. Church, 1993 : 35)

Dengan:

b,hp = Daya kuda rem

f,hp = Daya kuda fluida

hp_L = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

hp_{DF} = Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

hp_{HY} = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

hp_M = Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

7.3.1. DAYA KUDA FLUIDA (*f,hp*)

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$f,hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \qquad (7.8)$$

Dengan:

f,hp = Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas

Q = Kapasitas pompa

H = Head pompa = 32 m

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah:

$$f,hp = \frac{Q \times 32 \times 1000}{75}$$
$$= 426{,}67 \times Q$$

7.3.2. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI KEBOCORAN (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_t \times \gamma}{75} \qquad (7.9)$$

Dengan:

hp_L = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

H_t = Head teoritis = 37,77 – 477,21 x Q

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

Q_L = Kapasitas kebocoran pompa = 10 % kapasitas pompa

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah:

$$hp_L = \frac{0{,}1.Q \times (37{,}77 - 477{,}21.Q) \times 1000}{75}$$
$$= 50{,}36 \times Q - 636{,}28 \times Q^2$$

7.3.3. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI GESEKAN CAKRA (hp_{DF})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakra untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan.

Besarnya daya kuda tersebut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8{,}75 \times 10^8} \qquad (7.10)$$

(Austin H. Church, 1993 : 126)

Dengan:

hp_{DF} = Dya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

d_2 = Diameter sisi keluar impeler = 8,632 in

n = Putaran poros pompa = 1485 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah:

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{8,632}{12}\right)^{4,83} \times 1485^{2,83}}{8,75 \times 10^{8}}$$
$$= 0,2203$$

7.3.4. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI KERUGIAN HIDROLIS

(hp_{HY})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$hp_{HY} = \frac{(Q - Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \qquad (7.11)$$

(A.J. Stepanoff, 1965 : 198)

Dengan:

hp_{HY} = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

Q = Kapsitas pompa

Q_L = Kapasitas kebocoran pompa = 10 % kapasitas pompa

h_h = Kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas

= 9,022 – 1387,998 x Q + 58384,609 x Q^2

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

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0{,}1.Q) \times 1000 \times (9{,}022 - 1387{,}998 \times Q + 58384{,}609 \times Q^2)}{75}$$
$$= 287{,}323 \times Q - 21467{,}304 \times Q^2 + 979607{,}598 \times Q^3$$

7.3.5. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI KERUGIAN MEKANIS (hp_M)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2 % sampai 4 % dari daya kuda rem. ***(Austin H. Church, 1993 : 32)***

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

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

7.3.6. DAYA KUDA REM (*b,hp*)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan dapat diperoleh dengan memasukkan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam persamaan (7.7)

$$b{,}hp = f{,}hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M$$
$$= 426{,}67.Q + (50{,}36.Q - 636{,}28.Q^2) + 0{,}2203$$
$$+ (287{,}323.Q - 21467{,}304.Q^2 + 979607{,}598.Q^3) + 0{,}4.b{,}hp$$
$$0{,}96.b{,}hp = 979607{,}598.Q^3 - 22103{,}584.Q^2 + 764{,}623.Q + 0{,}2203$$
$$b{,}hp = 1020424{,}581.Q^3 - 23024{,}567.Q^2 + 797{,}483.Q + 0{,}2295$$

7.3.7. EFISIENSI POMPA

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas sembarang.

Besarnya efisiensi pompa dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\eta_{op} = \frac{f,hp}{b.hp} \times 100\% \qquad (7.12)$$

(Austin H. Church, 1993 : 36)

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

$f,hp = 426{,}67.Q$

$hp_L = 50{,}36.Q - 636{,}28.Q^2$

$hp_{DF} = 0{,}2203$

$hp_{HY} = 287{,}323.Q - 21467{,}304.Q^2 + 979607{,}598.Q^3$

$b,hp = 1020424{,}581.Q^3 - 23024{,}567.Q^2 + 797{,}483.Q + 0{,}2295$

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

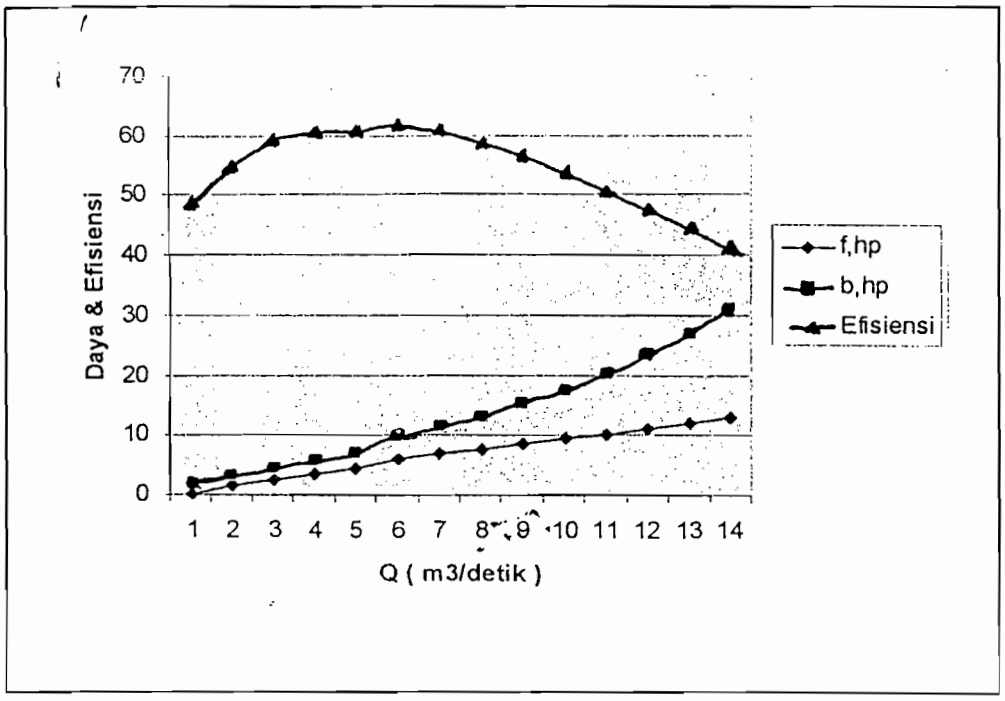
Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 7.2 dan dari tabel tersebut dapat digambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 7.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q (m^3/s)	f,hp (Hp)	hp_L (Hp)	hp_{HY} (Hp)	b,hp (Hp)	η_{op} (%)
0.000	0.000	0.000	0.000	0.229	0.000
0.002	0.853	0.098	0.496	1.740	49.022
0.004	1.707	0.192	0.868	3.116	54.782
0.006	2.560	0.279	1.162	4.307	59.438
0.008	3.413	0.362	1.426	5.647	60.439
0.010	4.267	0.439	1.706	6.997	60.983
0.012	5.120	0.517	2.049	8,274	62.083
0.014	5.973	0.580	2.502	9.681	61.698
0.016	6.827	0.643	3.114	11.274	60.700
0.018	7.680	0.700	3.929	13.075	58.738
0.020	8.533	0.753	4.996	15.132	56.390
0.022	9.387	0.799	6.361	17.495	53.655
0.024	10.240	0.842	8.072	20.213	50.660
0.026	11.093	0.879	10.176	23.334	47.540
0.028	11.947	0.911	12.719	26.908	44.399
0.030	12.800	0.938	15.748	30.983	41.313

Grafik karakteristik pompa

Hubungan antar kapasitas dengan daya, efisiensi



BAB VIII

KESIMPULAN DAN PENUTUP

8.1 KESIMPULAN

Dari perhitungan dalam bab-bab sebelumnya dapat disimpulkan hasil perancangan pompa, yaitu :

1.Spesifik pompa:

- Tipe : Pompa sentrifugal satu tingkat
- Fluida yang dipompakan : Air bersih
- Kapasitas (Q) : 36 m^3/jam
- Head total (H) : 32 m
- Putaran (n) : 1485 rpm
- Daya (P) : 5,23 Kw
- Efisiensi : 60 %

2. Impeler

- Tipe : Impeler tertutup (*closed impeller*)
- Bahan : Brons
- Diameter sisi masuk impeler : 104 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 219,26 mm
- Jumlah sudu : 7 buah

3. Poros

- Bentuk : Pejal bertingkat

- Bahan : S 40 C
- Diameter : 35 mm
- Panjang poros : 250 mm

4. Pasak

- Bahan : S 30 C
- Penampang pasak : 10 × 8
- Panjang pasak : 25 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros : 5,0 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm

5. Bantalan

- Tipe : Bantalan bola sudut alur dalam
- Nomor bantalan : 6307 B
- Diameter dalam bantalan : 35 mm
- Diameter luar bantalan : 72 mm
- Jumlah : 2 buah

6. Kopling

- Tipe : Kopling flens kaku
- Bahan : Baja liat
- Diameter luar : 140 mm
- Diameter lubang untuk poros : 35 mm
- Jumlah baut : 6 buah

8.2. PENUTUP

Dalam perancangan pompa air bersih ini, agar pompa dapat berfungsi secara baik dan optimal maka harus diperhatikan hal – hal sebagai berikut:

1. Pemeriksaan terhadap semua komponen – komponen mesin dari pompa sehingga apabila terjadi kerusakan cepat diperbaiki atau diganti.
2. Pencegahan terjadinya kebocoran harus diperhatikan yaitu dengan penggunaan paking yang baik.
3. Pelumasan pada bantalan harus diperhatikan agar pengoperasian pompa dapat berjalan dengan optimal.

Dalam pemilihan dan perancangan pompa juga harus diperhatikan beberapa faktor yang agar pompa dapat berfungsi dengan baik sesuai dengan kebutuhan yang dikehendaki, yaitu:

1. Kapasitas pompa yang dibutuhkan
2. Tinggi tekan pompa (*head*)
3. Penggunaan pompa
4. Keadaan tempat pemompaan

Dengan memperhatikan faktor – faktor diatas akan didapatkan penggunaan pompa yang tepat dan optimal.

Dalam pengerjaan tugas akhir ini masih banyak kekurangan dan jauh dari kesempurnaan karena keterbatasan penulis. Semoga tugas akhir perancangan pompa air bersih ini dapat memberikan tambahan wawasan bagi semua pembaca yang baik.

DAFTAR PUSTAKA

Austin H. Church, 1993, ***Pompa Dan Blower Sentrifugal***, alih bahasa Zulkifi Harahap, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta.

Ditzel, F., 1993, ***Turbin Pompa Dan Kompresor***, alih bahasa Dakso Sriyono, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta.

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

Khetagurov, M., ***Marine Auxuliary Machinery And Systems***, Peace Publisher, Moscow.

Lazarkiewicz, S., 1965, ***Impeller Pump***, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warsaw.

Sptepanoft, A. J., 1948, ***Flow Pump Design***, Second Edition, John Wiley & Sons.

Stolk, C., 1994, ***Elemen Mesin Konstruksi Bangunan Mesin***, Diterjemahkan oleh H. Hendarsin dan A. Abdul, edisi kedua, Erlangga, Jakarta.

Sularso dan Tahara, H., 1987, ***Pompa Dan Kompresor***, Cetakan ketiga, Pradnya Paramita, Jakarta.

Sularso dan Suga, K., 1997, ***Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin***, Cetakan kesembilan, Pradnya Paramita, Jakarta.

LAMPIRAN

Tabel 1.1 Bahan Pompa

(Sumber : Sularso dan H. Tahara, 1987 : 56)

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

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

Tabel 1.2 Bahan Poros

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 3)

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

Tabel 1.3 Ukuran Standar Poros

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 9)

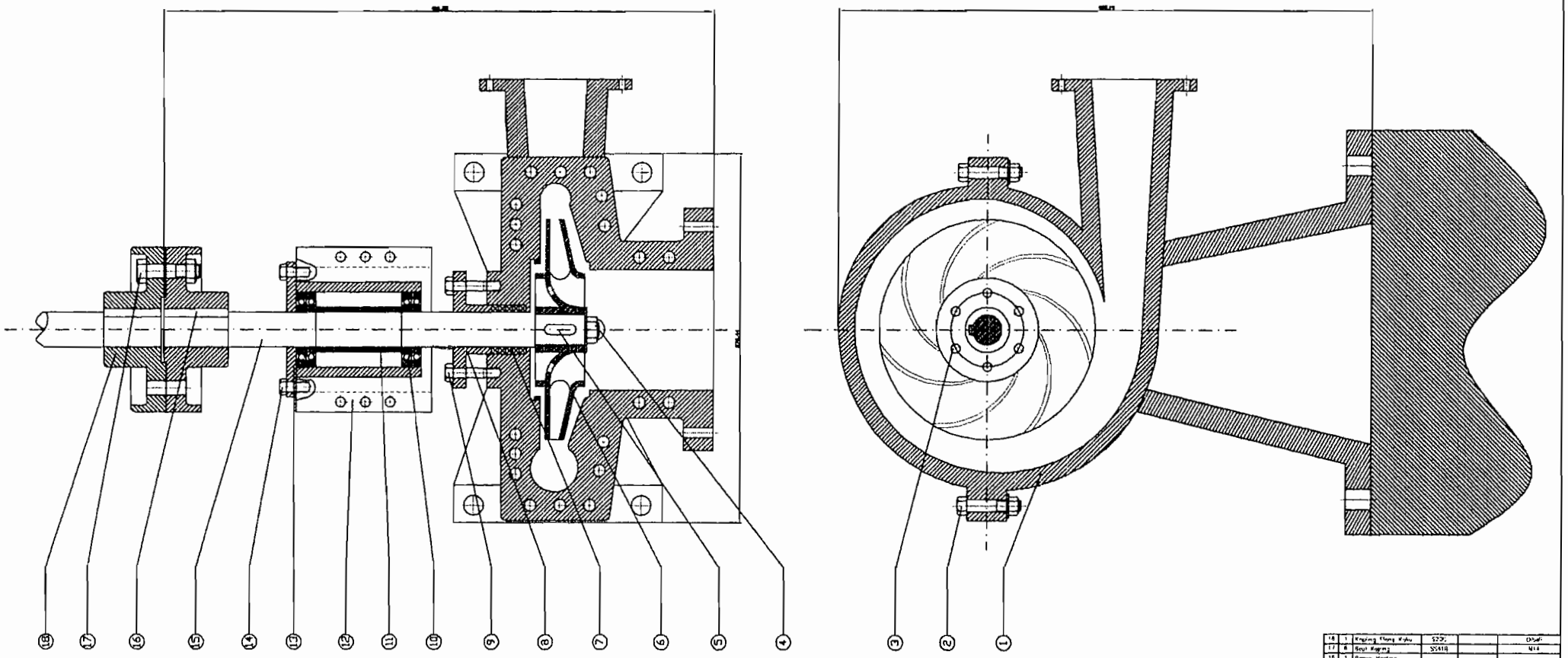
4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180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

Tabel 1.4 Penampang Pasak

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 10)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar b, b_1, dan b_2	Ukuran standar h		C	l*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak luncur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak luncur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d**	
2 × 2	2	2		0,16–0,25	6–20	1,2	1,0		0,5	0,08–0,16	Lebih dari	6–8
3 × 3	3	3			6–36	1,8	1,4		0,9		"	8–10
4 × 4	4	4			8–45	2,5	1,8		1,2		"	10–12
5 × 5	5	5			10–56	3,0	2,3		1,7		"	12–17
6 × 6	6	6		0,25–0,40	14–70	3,5	2,8		2,2	0,16–0,25	"	17–22
(7 × 7)	7	7	7,2		16–80	4,0	3,0	3,5	3,0		"	20–25
8 × 7	8	7			18–90	4,0	3,3		2,4		"	22–30
10 × 8	10	8		0,40–0,60	22–110	5,0	3,3		2,4	0,25–0,40	"	30–38
12 × 8	12	8			28–140	5,0	3,3		2,4		"	38–44
14 × 9	14	9			36–160	5,5	3,8		2,9		"	44–50
(15 × 10)	15	10	10,2		40–180	5,0	5,0	5,5	5,0		"	50–55
16 × 10	16	10			45–180	6,0	4,3		3,4		"	50–58
18 × 11	18	11			50–200	7,0	4,4		3,4		"	58–65
20 × 12	20	12		0,60–0,80	56–220	7,5	4,9		3,9	0,40–0,60	"	65–75
22 × 14	22	14			63–250	9,0	5,4		4,4		"	75–85
(24 × 16)	24	16	16,2		70–280	8,0	8,0	8,5	8,0		"	80–90
25 × 14	25	14			70–280	9,0	5,4		4,4		"	85–95
28 × 16	28	16			80–320	10,0	6,4		5,4		"	95–110
32 × 18	32	18			90–360	11,0	7,4		6,4		"	110–130

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



No	Jmlh	Nama	Bahan	Norm	Keterangan
18	1	Kopling Flens Poros	S20C		Dibuat
17	8	Baut Kopling	SS41B		M14
16	1	Pasak Kopling			
15	1	Poros	S40C		M20
14	8	Baut Cover	S30C		M10
13	1	Cover Bantalan	S30C		Dibuat
12	1	Cover Bantalan	S30C		
11	1	Poros Ulir	S30C		
10	2	Bantalan Bola Baut	Baja		Dibuat
9	2	Baut Penahan Packing	S30C		M10
8	1	Penahan Packing	S30C		
7	1	Packing	Asbestos		Dibuat
6	1	Impeler	Bronze		
5	1	Poros Impeler	S30C		
4	1	Mur Impeler	S30C		M16
3	1	Lubang Pengembung			
2	20	Baut Casing	S30C		M12
1	1	Casing	Besi Cor		

Skala 1:2	Digambar : Ali Zain		Keterangan
Satuan mm	Nrp : 9955114124		
Tanggal : 12/2011	Dosen/Ing. Dr.Ir.Indera,M.A		

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

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

No: 400 /FT.USD/TM/Maret/2004

NAMA : Agustinus Joni
NIM : 995214124
NIRM :
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :
Buat Perancangan sebuah " Over Hung Impeller Pump " yang dapat menghasilkan Head 32 m dan Kapasitasnya 36 m^3/jam putaran pompa 1485 RPM.

Tanggal dimulai : 21 Pebruari 2004

Pembimbing I : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.
Pembimbing II : Ir. FX. Agus Unggul Santoso

No	Tgl	Uraian	Keterangan	Tanda Tangan
1	13/4-2004	Ttg tata cara penulisan	Penulisan glbr, tbl dll	Indarto
2	14/6	Bab I s/d IV	dapat dilanjutkan	Jonoms
3	9/7	Bab V, VI	- berat impeller } perbaiki - gaya aksial - sambungan	Jonoms
4	27/8/04	Bab V, VI		
5		Berat impeller masih belum betul; gaya pd. tumpuan (hal 70); komentar gaya aksial (hal 83); cara menghilangkan gaya aksial? (hal 88)		
6				Jonoms
7	9/9/04	s/d Bab VI	Revisi sedikit & dilanjutkan	Jonoms
8	16/9/04	Naskah selesai.		Jonoms
9	6/10/04	Pengecekan tulisan	cek semua	Indarto
10	14/10/04	Gambar diperbaiki		Jonoms

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email : teknik@staff.usd.ac.id

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 23 Desember 2004

AMA Mhs. : AGUSTINUS JONI

IM : 995214124

JDUL :
Over Hung Impeller Pump

embimbing Utama : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

embimbing Kedua : Ir. FX. Agus Unggul Santoso

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

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

•) Gambar

•) Daya motor penggerak dimasukkan di intisari

•) Pemilihan motor penggerak sesuaikan dengan standard yang ada.

•) lihat pada buku skripsi