

POMPA PENGAIRAN SAWAH

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi sala satu syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Jurusan Teknik Mein



Disusun oleh :

MELSONSIUS R. BUNGA

Nim : 995214069

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2005

IRIGATION PUMP

FINAL PROJECT

Presented as partial fulfillment of the requirements
to Obtain the *Sarjana Teknik* Degree
in Mechanical Engenering



By

MELSONSIUS R. BUNGA

Student number : 995214069

MECHANICAL ENGENERING STUDY PROGRAM

MECHANICAL ENGENERING DEPARTMENT

ENGENERING FACULTY

SANATA DHARMA UNIVERSITY

YOGYAKARTA

2005

TUGAS AKHIR

POMPA PENGAIRAN SAWAH

Disusun oleh

MELSONSIUS R. BUNGA

Nim : 995214069

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I



Yosef Agung Cahyanta S.T.,M.T

Tanggal 12 oktober 2005

TUGAS AKHIR
POMPA PENGIRAN SAWAH

Dipreparasi dan ditulis oleh :

MELSONSIUS R. BUNGA

Nim : 995214069

Telah dipertahankan di depan panitia penguji

Pada tanggal, 25 Oktober 2005

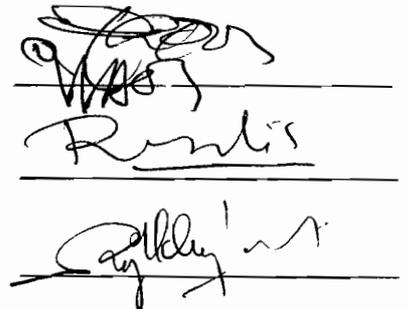
Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan panitia penguji

Ketua : Ir. PK. Purwadi, M. T.

Sekretaris : Ir. FA. Rusdi Sambada, M. T.

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



Yogyakarta, 25 Oktober 2005

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Dekan



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

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam penyusunan 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 terdapat dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, Oktober 2005



MELSONSIUS R. BUNGA

Tanda Tangan dan Nama Terang



JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

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

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

No : 474 / TA / FT-USD / TM Oktober/ 2004

Nama : Melsonsius Rohy Bunga
NIM : 995214069
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik, Univ. Sanata Dharma Yogyakarta

Judul :

*Rancang pompa Air untuk Pengairan sawah dengan : kapasitas 600 liter
menit head total 30 m.*

Tanggal dimulai : 28 September 2004

Pembimbing II

Yogyakarta, 19 Oktober 2004

Pembimbing I

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

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadiran 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 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. Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing utama dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
4. Sekretariat Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, yang telah membantu dalam penyelenggaraan berlangsungnya ujian pendadaran Tugas Akhir ini.
5. Bapa Welem Wadu Bunga dan Ibu Paulina Dju Koro, yang selalu mendorong dan memacu saya dan juga mendoakan saya dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

6. Bapak Riswandi dan Ibu Veronika Hartuti, yang selalu mendorong dan juga memberi suport dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Kakak Yunita Bunga, Jun Bunga, Alex Bunga yang telah banyak memberikan dorongan dan doa.
8. Istri tercinta Risita Dwi Astuti & Anak Paulina Winarastuti Bunga yang banyak membantu saya dan setia memberikakan dorongan dan perhatian dalam segala hal, khususnya dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
9. Andre yang telah banyak membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
10. Teman-teman seperjuangan, Jhon Kobun, Pimi Amres, Ikana, Olanco, Alosius Kobun, Ludi Tua, Adi Kingkong, Luki Pacet, Iwan, Berno, Nanang ps, Erwin, Noni, Boko Pajo, Bendot, dan semua teman yang tidak bisa penulis sebutkan semuanya.

Akhirnya penulis berharap, semoga penulisan Tugas Akhir tentang “ Pompa Pengairan Sawah “ ini bermanfaat, dan penulis juga berharap agar mendapatkan saran dan kritik yang bersifat membangun demi tercapainya kesempurnaan dalam penulisan Tugas Akhir ini.

Yogyakarta, Oktober 2005

(Melsonsius Rohy Bunga)

DAFTAR ISI



	Hal
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING	iii
HALAMAN PENGESAHAN	iv
HALAMAN PERNYATAAN	v
HALAMAN SOAL	vi
HALAMAN PERSEMBAHAN	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. Klasifikasi Pompa	1
1.1.1. Klasifikasi Menurut Prinsip Penambahan Energi	1
1.1.2. Penggunaan Pompa	12
1.1.2.1. Lingkup Penggunaan Pompa	12
1.1.2.2. Penggunaan Pompa Irigasi	13

BAB II	DASAR PERENCANAAN POMPA	14
2.1.	Perancangan Pompa	14
2.2.	Penentuan Jenis Pompa	15
2.3.	Putaran Spesifik	16
2.4.	Penentuan Jumlah Tingkat	17
2.5.	Daya Pemompaan	18
2.6.	Daya Mesin Penggerak Pompa	19
BAB III	PERANCANGAN IMPELER	21
3.1.	Tinjauan Umum	21
3.2.	Pemilihan Jenis Impeler	24
3.3.	Hitungan Ukuran Utama Impeler	25
	3.3.1. Perhitungan Diameter Poros	25
	3.3.2. Diameter Hub	28
	3.3.3. Diameter Mata Impeler	28
	3.3.4. Diameter Sisi Masuk Impeler	31
	3.3.5. Lebar Impeler Sisi Masuk	31
	3.3.6. Diameter Sisi Keluar Impeler	32
	3.3.7. Lebar Sisi Keluar Impeler	34
3.4.	Jumlah Sudu	35
3.5.	Segitiga Kecepatan (<i>Triangle Velocity</i>)	37
	3.5.1. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler	38
	3.5.2. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler	39

BAB IV	PERANCANGAN SUDU	43
	4.1. Bentuk Sudu	43
	4.2. Penentuan Sudu	44
	4.3. Pelukisan Sudu	45
	4.4. Tebal Sudu	47
	4.5. Lebar Lajuan	50
	4.6. Bahan Impeler	51
BAB V	PERANCANGAN RUMAH POMPA	52
	5.1. Pendahuluan	52
	5.2. Perancangan Rumah Pompa	53
	5.3. Nosel Buang (<i>DischargeNozzle</i>)	57
	5.4. Penentuan Bahan Rumah Pompa	58
BAB VI	PERANCANGAN POROS	59
	6.1. Tinjauan Beban Poros	59
	6.2. Penentuan Diameter Poros	64
	6.3. Kosentrasi Tegangan Poros	60
	6.4. Defleksi Puntiran	68
	6.5. Defleksi Lenturan Poros	69
	6.6. Putaran Kritis	71
BAB VII	PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG	73
	7.1. Pengimbang Gaya Aksial	73
	7.2. Kotak Paking (<i>StuffingBox</i>)	78
	7.3. Pasak	81

7.4.	Bantalan Gelinding	83
7.5.	Kopling	95
BAB VIII	KARAKTERISTIK POMPA	101
8.1.	Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head	101
8.1.1.	Head Euler's (H_{η})	101
8.1.2.	Head Teoritis (H_t)	102
8.1.3.	Head Aktual (H_{akt})	103
8.2.	Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan daya, Efisiensi	108
BAB IX	PENUTUP DAN KESIMPULAN	114
9.1.	Kesimpulan	114
9.2.	Penutup	116

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Klasifikasi Pompa Dinamik	2
Gambar 1.2	Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif	3
Gambar 1.3	Pompa Sentrifugal	4
Gambar 1.4	Pompa Aliran Campur	5
Gambar 1.5	Pompa Aliran Aksial	5
Gambar 1.6	Pompa Volut	6
Gambar 1.7	Pompa Difuser	7
Gambar 1.8	Pompa Aliran Campur Jenis Volut	8
Gambar 1.9	Pompa Bertingkat Banyak	9
Gambar 1.10	Pompa Dengan Poros Vertikal	10
Gambar 1.11	Pompa Dengan Belahan Rumah Mendatar	11
Gambar 1.12	Pompa Hisapan ganda	12
Gambar 2.1	Penentuan Jenis Pompa	15
Gambar 2.2	Efisiensi Pompa	18
Gambar 3.1	Macam-Macam Bentuk Impeler	23
Gambar 3.2	Bentuk Impeler Berdasarkan Putaran Spesifik	24
Gambar 3.3	Dimensi Impeler	25
Gambar 3.4	Titik-titik Koefisien Tinggi Tekan	33
Gambar 3.5	Segitiga Kecepatan Pada Impeler	38
Gambar 3.6	Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler	41
Gambar 3.7	Segitiga kecepatan Sisi Masuk Impeler	42

Gambar 4.1	Bentuk Sudu	44
Gambar 4.2	Pelukisan Sudu Dengan Busur Tangen	45
Gambar 4.3	Bentuk Desain Sudu	49
Gambar 4.4	Penampang Impeler	51
Gambar 5.1	Dimensi rumah Keong	52
Gambar 5.2	Dimensi Rumah Keong	58
Gambar 6.1	Harga Koefisien Eksperimental	61
Gambar 6.2	Reaksi-reaksi Pada Bantalan A-B	62
Gambar 6.3	Diagram Gaya Geser Dan Momen	63
Gambar 6.4	Faktor Kosentrasi Tegangan β	66
Gambar 6.5	Faktor Kosentrasi Tegangan α	67
Gambar 7.1	Bagian Leher Impeler	73
Gambar 7.2	Mengkompensir Gaya Geser Aksial	77
Gambar 7.3	Detail Gland Yang Terbelah Dua	78
Gambar 7.4	Kotak Paking	79
Gambar 7.5	Gaya Geser Pasak	82
Gambar 7.6	Macam-macam Bantalan Gelinding	88
Gambar 7.7	Kopling Flens Kaku	96
Gambar 8.1	Karakteristik Pompa Hubungan Antara Head Dan Kapasitas	114
Gambar 8.2	Karakteristik Pompa Hubungan Antara Daya Dan Kapasitas, efisiensi	114

DAFTAR LAMBANG / NOTASI

- γ : kerapatan air, kg/m^3
- θ : defleksi momen puntir, $^\circ$
- ε : faktor kontraksi
- α : faktor kontraksi tngangan pada pasak
- α_2 : sudut sisi keluar impeler, $^\circ$
- α_4 : sudut pengarah bagian masuk, $^\circ$
- α_5 : sudut pengarah bagian keluar, $^\circ$
- α_2 : sudut sisi keluar absolut impeler, $^\circ$
- β : faktor konsentrasi tegangan poros bertingkat
- β_1 : sudut sisi masuk impeler, $^\circ$
- β_2 : sudut sisi keluar impeler, $^\circ$
- ρ : jari-jari kelengkungan sudu, mm
- Φ : koefisien tinggi tekan overall
- ψ : koefisien tinggi tekan pompa
- α : sudut kecepatan absolut, $^\circ$
- τ : tegangan geser, kg/mm^2
- φ : sudut rumah volut per bagian, $^\circ$
- $\eta_\infty \cdot K_{2cu}$: faktor sirkulasi aliran fluida
- σ_a : tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm^2
- σ_B : kekuatan tarik bahan yang diijinkan, kg/mm^2

- η_e : efisiensi pompa, %
- τ_{ka} : tegangan geser pasak yang diijinkan, kg/mm^2
- β_m : sudut rata-rata kelengkungan sudu, $^\circ$
- 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
- b_1 : 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 kecepatan 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
 D_s, 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, $\text{kg}\cdot\text{mm}$
- 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 fluida 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 tumpuan, 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
 r_5 : 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 keamanan
 T : momen puntir, kg.mm
 t : tebal sudu, mm
 t_1 : kedalaman alur pasak pada poros, mm
 t_2 : kedalaman alur pasak pada naf, mm
 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
 v_0 : kecepatan fluida masuk mata impeler, m/s
 w : berat impeler, kg

- w : beban lentur, kg
- W_1 : kecepatan relatif sisi masuk impeler, m/s
- W_2 : kecepatan relatif sisi keluar impeler, m/s
- X : faktor beban radial pada bantalan
- x : jarak antar gaya, mm
- Y : faktor beban aksial bantalan
- Z_L : jumlah sudu pengarah
- z : jumlah sudu pada impeler

INTISARI

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

Perancangan pompa adalah pompa sentrifugal yang terdiri dari satu tingkat dengan Head pemompaan (H) = 30 m, Kapasitas (Q) = 36 m³/jam, Putaran motor (n) = 3600 rpm, daya motor penggerak (P) = 4,8 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 '.

BAB I

PENDAHULUAN

Pompa merupakan suatu mesin kerja fluida yang berguna untuk memberikan tenaga tambahan aliran. Tambahan tenaga dapat digunakan untuk mengangkat fluida tak mampu mampat (*incompressible fluid*) dari permukaan yang rendah ke permukaan yang tinggi, atau mengalirkan fluida dari permukaan yang bertekanan rendah ke permukaan yang bertekanan tinggi.

Jika pompa dioperasikan maka akan ada perbedaan tekanan antara bidang hisap dan bidang tekan pada elemen penggerak. Elemen penggerak ini dapat berupa impeler atau piston.

1.1. Klasifikasi Pompa

1.1.1. Klasifikasi menurut prinsip penambahan energi

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

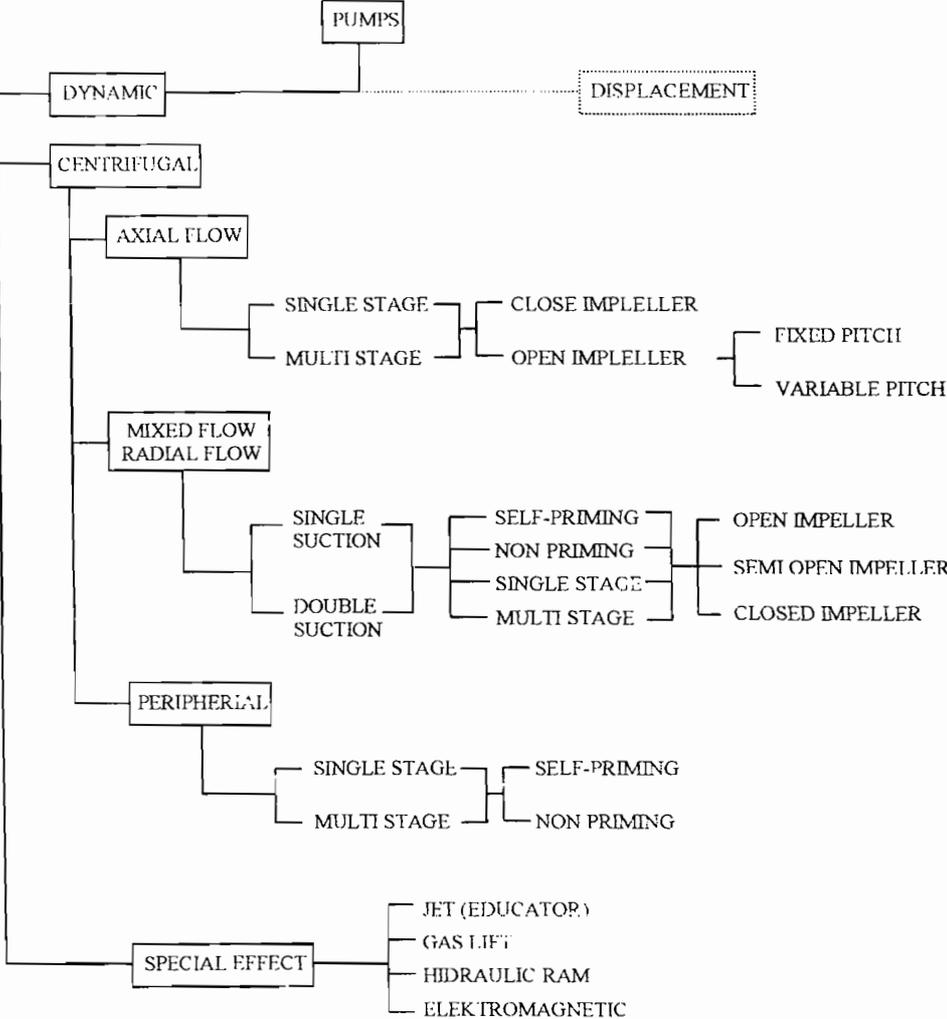
1. Pompa Dinamik (*Dynamic Pump*)

Pada pompa dinamik kenaikan tekanan dalam difuser terjadi karena perubahan energi kinetik. Energi kinetik diubah menjadi *head* tekan (m) di dalam rumah pompa (*valute*) atau di dalam difuser.

2. Pompa Langkah Positif (*Displacement Pump*)

Pompa langkah positif kenaikan tekanan dalam difuser terjadi karena perubahan volume.

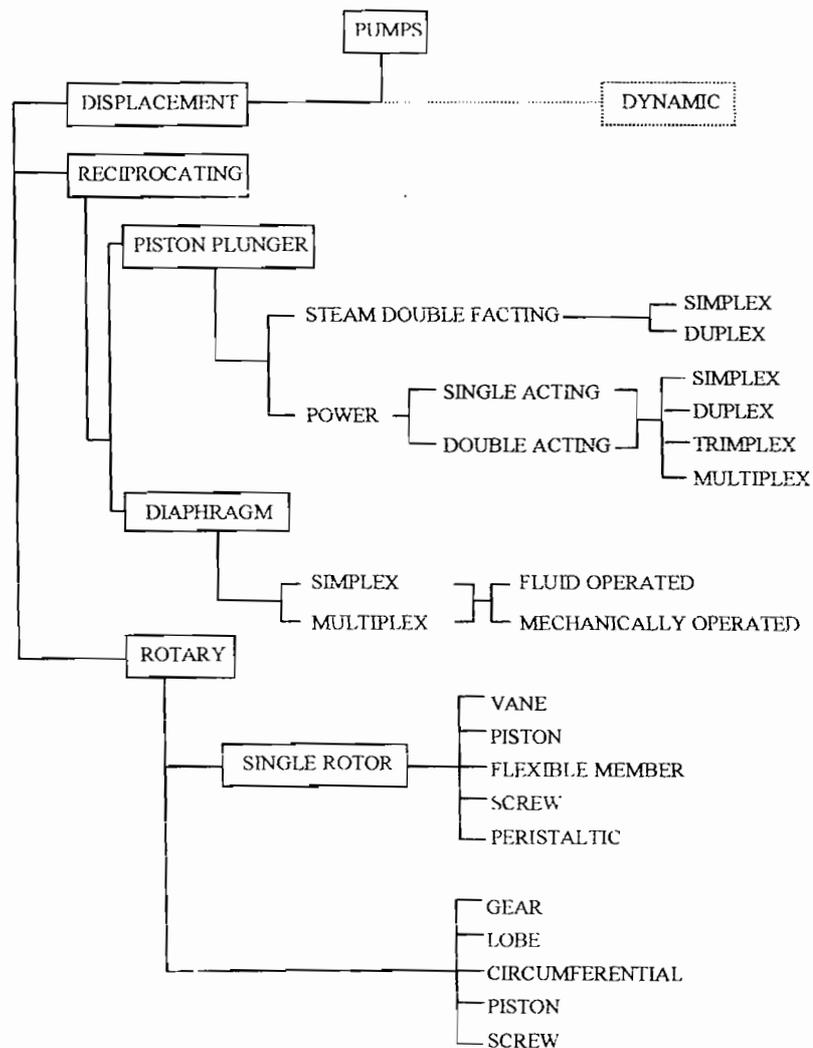
Pompa dinamik dibagi lagi menjadi berbagai jenis pompa sentrifugal atau pompa dengan efek khusus lain. Gambar 1.1. menunjukkan garis besar untuk ringkasan klasifikasi yang signifikan dan sub klasifikasi dalam kategori ini.



Gambar 1.1. Klasifikasi pompa dinamik

(Sumber : Karassik, 1997 : 1.3)

Pompa langkah positif dibagi lagi menjadi tipe putar dan bolak-balik, tergantung pada sifat, gerakan dan bagian-bagian yang menghasilkan tekanan. Masing-masing klasifikasi itu untuk kepentingan komersial dibagi menjadi beberapa tipe spesifik seperti diidentifikasi dalam gambar 1.2.



Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif

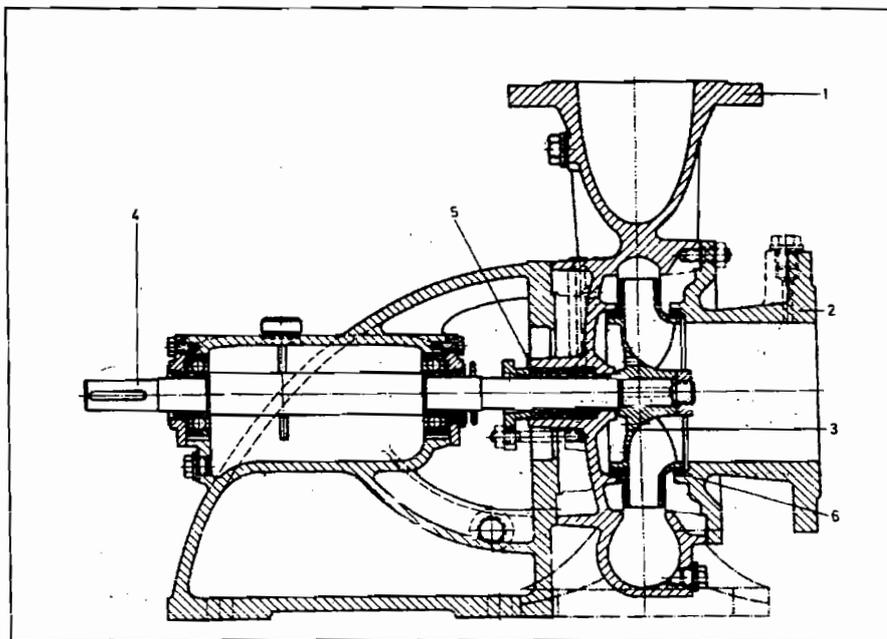
(Sumber : Karassik, 1997 : 1.3)

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

1. Klasifikasi menurut jenis

a. Pompa Sentrifugal

Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa. Hal ini secara diagramatik diperlihatkan dalam Gambar 1.3.

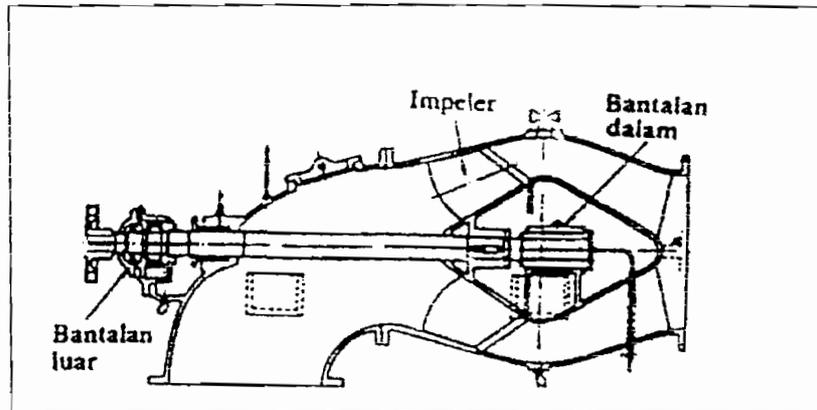


Gambar 1.3. Pompa Sentrifugal

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

b. Pompa Aliran Campur

Seperti diperlihatkan dalam Gambar 1.4 secara diagramatik aliran yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut di dalam pompa aliran campuran ini.

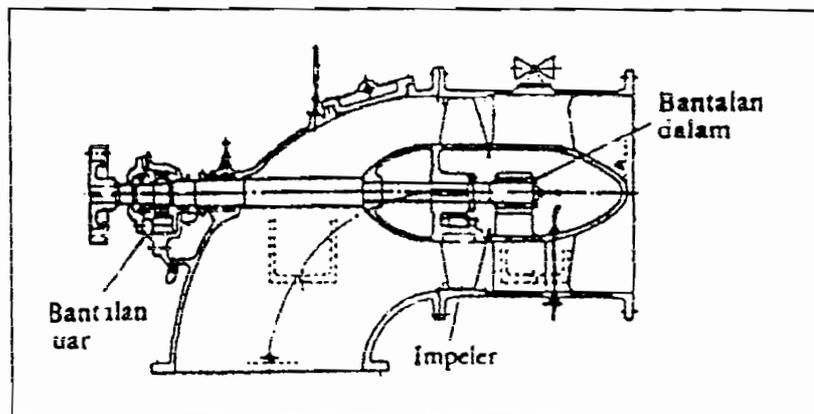


Gambar 1.4. Pompa Aliran Campur

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

c. Pompa Aliran Aksial

Aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Adapun konstruksi pompa aliran aksial yang sesungguhnya dapat terlihat pada Gambar 1.5.



Gambar 1.5. Pompa Aliran Aksial

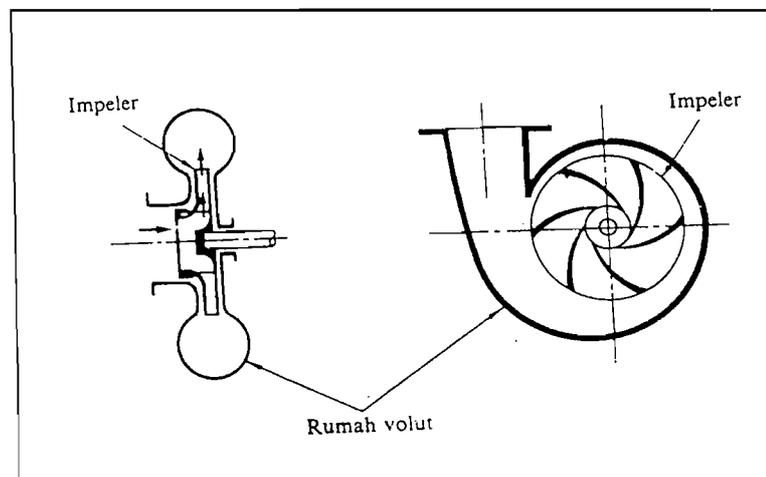
(Sumber : Sularso & H. Tahara, 2000 : 76)

Konstruksi pompa ini mirip pompa aliran campuran, kecuali bentuk impeler difuser keluarnya.

A. Klasifikasi Menurut Bentuk Rumah

1. Pompa Volut

Sebuah pompa sentrifugal aliran zat cair dari impeler secara langsung kerumah volut, seperti diperlihatkan dalam Gambar 1.3, disebut pompa volute.

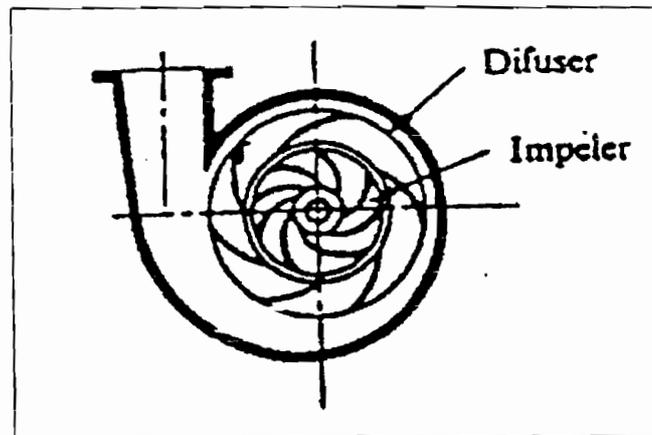


Gambar 1.6. Pompa Volut

(Sumber : Sularso & H. Tahara, 2000 : 7)

2. Pompa Diffuser

Seperti diperlihatkan dalam Gambar 1.7, pompa ini adalah sebuah pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser dikelilingi luar impelernya. Konstruksi bagian-bagian lain pompa ini adalah sama dengan pompa volut.



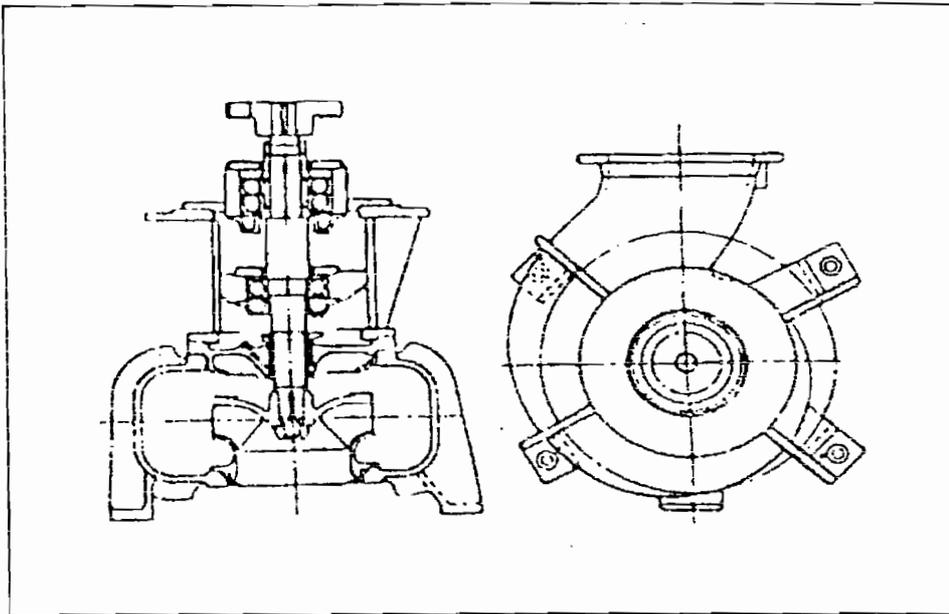
Gambar 1.7. Pompa Diffuser

(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 8)

Karena sudut-sudut diffuser, di samping memperbaiki efisiensi pompa juga menambah kokoh rumah, maka konstruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan *head* tinggi. Pompa ini juga sering dipakai sebagai pompa bertingkat banyak karena aliran dari satu tingkat ke tingkat berikutnya dapat dilakukan tanpa menggunakan rumah volut.

3. Pompa Aliran Campuran Jenis Volut

Pompa aliran campur jenis volut mempunyai jenis aliran campur dan sebuah rumah volut seperti diperlihatkan dalam Gambar 1.8 disini tidak dipergunakan sudu-sudu diffuser melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair. Dengan demikian pompa tidak mudah tersumbat oleh benda-benda asing yang tersedot atau terhisap, sehingga pompa ini sangat sesuai untuk air limbah. Adapun impeler yang digunakan terbuka yaitu, tidak mempunyai tutup depan (Gambar 1.8).



Gambar 1.8. Pompa Aliran Campuran Jenis Volut

(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 77)

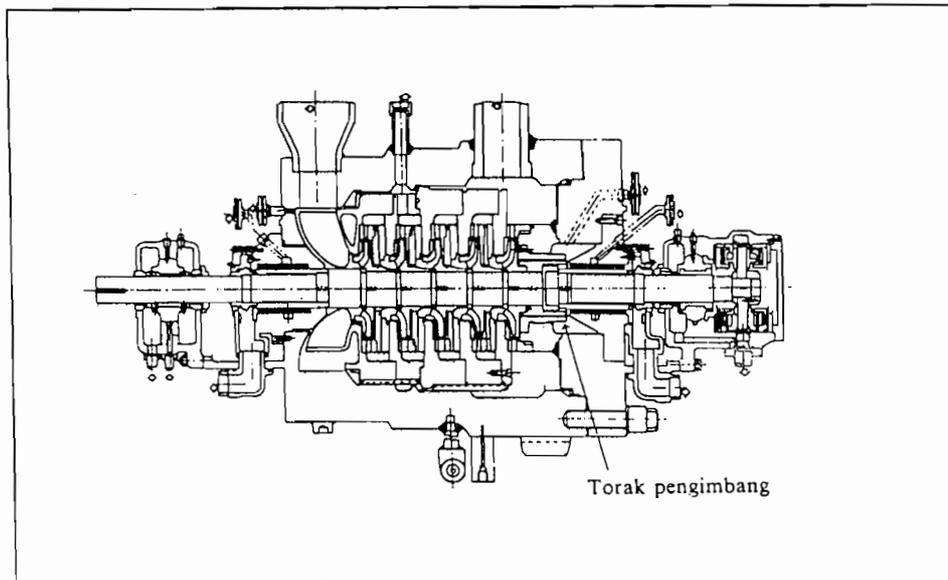
B. Klasifikasi Menurut Jumlah Tingkat

1. Pompa Satu Tingkat (*Single Stage Pumps*)

Pompa jenis ini mempunyai satu impeler dan *head* total yang dihasilkan dari satu impeler. Contoh Gambar 1.3 s/d 1.8

2. Pompa Bertingkat Banyak (*Multistage pumps*)

Pompa ini menggunakan beberapa impeler dalam satu poros yang dipasang berderet (Gambar 1.9). Zat cair yang dialirkan keluar dari impeler yang satu masuk ke impeler berikutnya hingga impeler terakhir dan keluar melalui saluran buang.



Gambar 1.9. Pompa Bertingkat Banyak

(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 78)

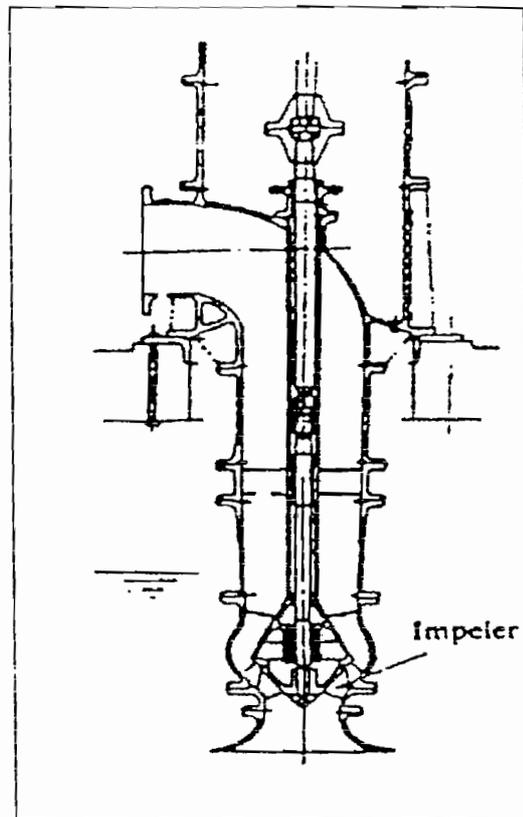
C. Klasifikasi Menurut Letak Poros

1. Pompa Dengan Poros Mendatar (*horisontal*)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi mendatar (Gambar 1.3. s/d 1.7 dan gambar 1.9)

2. Pompa Dengan Poros Tegak (*vertikal*)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi tegak (Gambar 1.10)



Gambar 1.10. Pompa dengan Poros Vertikal

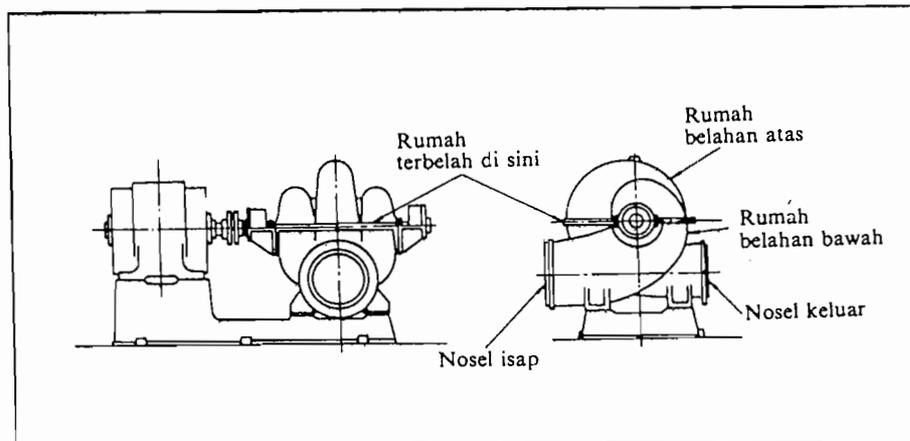
(Sumber : Suiarso dan Tahara, hal. 78)

D. Klasifikasi Menurut Bentuk Rumah

1. Pompa Dengan Belahan Rumah Mendatar

Pompa ini memiliki rumah yang dapat dibelah menjadi dua bagian dengan pembelahan mendatar yakni bagian bawah dan bagian atas (Gambar 1.11).

Bagian yang berputar dapat diangkat setelah bagian yang atas dilepas terlebih dahulu.



Gambar 1.11. Pompa dengan Belahan Rumah Mendatar

(Sumber : Hick, hal. 11)

2. Pompa dengan Belahan Rumah Radial

Rumah pompa ini dapat dibelah secara vertikal. Bagian rumah dapat dipisah secara menyamping. Contoh seperti pada Gambar 1.8

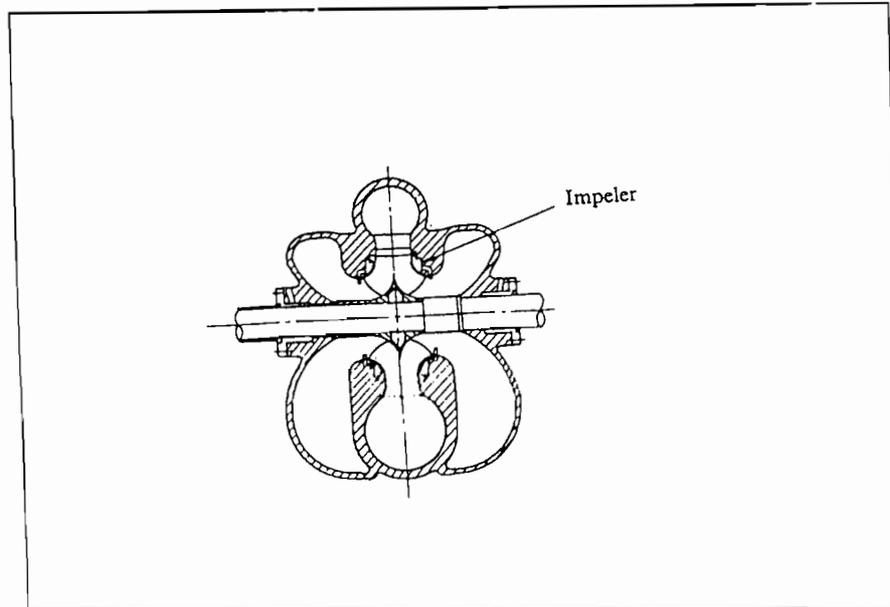
E. Klasifikasi Menurut Sisi Impeler

1. 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.

2. Pompa Isapan Ganda (*double suction pumps*)

Pompa jenis ini memiliki dua buah sisi masuk untuk mengalirkan zat cair (Gambar 1.12). Impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang serta dipandang sebagai pompa yang memiliki dua buah impeler yang bekerja secara sejajar (paralel).



Gambar 1.12. Pompa Hisapan Ganda

(Sumber : Austin, hal. 5)

1.1.2. Penggunaan Pompa

1.1.2.1. Lingkup Penggunaan Pompa

Lingkup penggunaan pompa sentrifugal sangat luas dengan berbagai kebutuhan terhadap kapasitas dan tinggi kenaikan yang berbeda-beda. Secara singkat beberapa contoh daerah pemasangan dan penggunaan pompa adalah pada

A. Pemakaian dalam Masalah Air

Stasiun pompa air, pompa distribusi air, instalasi penyedia dan distribusi air kerumah tangga, pompa untuk sumur dalam, pompa untuk irigasi, dan lain-lain.

B. Mesin Tenaga dan Instalasi Pemanas

Pompa air pengisi ketel, pompa pendingin, pompa reaktor, dan lain-lain

C. Kimia, Petrokimia

Pompa kimia, pompa proses, pompa untuk mengalirkan fluida di dalam pipa-pipa, pompa pencampur, dan lain-lain.

D. Perkapalan

Pompa kapal, pompa tolak bara, pompa lensa, pompa dok untuk mengisi dan mengosongkan air.

1.1.2.2. Penggunaan Pompa Irigasi

Penggunaan pompa pada pengairan dan empat jenis sistem irigasi yang digunakan, yaitu :

1. Pengairan kolam
2. Pengatur
3. Alur
4. Penyiraman

Pompa sentrifugal inilah yang paling banyak dipergunakan dalam sistem pengairan dengan jenis pompa yang berbeda. Jenis pompa yang berlainan ini tergantung pada jenis irigasi yang dikerjakan, sumber air, kondisi cuaca, dan lain-lain.

Bab II

Dasar Perancangan Pompa

2.1. Perancangan pompa

Pada perancangan pompa ini, dilakukan berdasarkan pada ketentuan soal, yaitu perancangan pompa pengairan untuk air sawah. Dengan data-data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\text{kapasitas pompa (Q)} &= 600 \text{ liter / menit} \\ &= 0,353 \text{ ft}^3/\text{menit} \\ &= 0,01 \text{ m}^3/\text{detik} \\ &= 36 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 158,53 \text{ gpm (AS)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Head pompa (H)} &= 30\text{m} \\ &= 98 \text{ ft}\end{aligned}$$

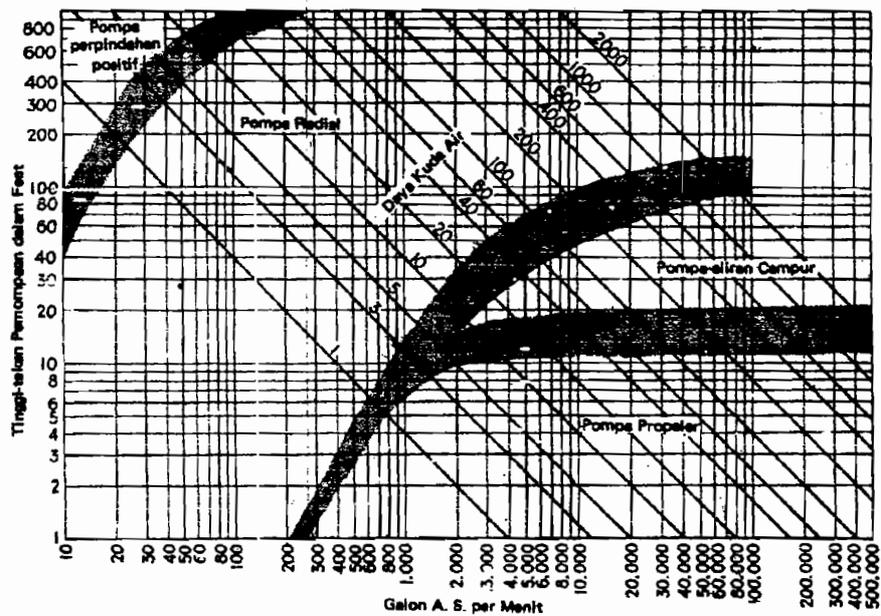
$$\text{Putaran pompa (n)} = 3600 \text{ rpm}$$

Berdasarkan ketentuan soal diatas maka perancangan untuk pengairan air sawah ini, yaitu dengan mengalirkan air dari sungai, dimana letak sungai lebih rendah dari sawah.

2.2. Penentuan Jenis Pompa

Dari kapasitas dan head yang sudah ditentukan pada dasar perancangan maka masih perlu adanya pengecekan kembali. Pengecekan dilakukan untuk menentukan jenis pompa yang sesuai dengan pompa yang memiliki head 30 m dan kapasitas 600 liter /menit.

Pemilihan jenis pompa dapat dilihat pada grafik penentuan jenis pompa pada gambar 2.1



Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa

(Sumber : Austin. 1993 : 56)

Dari grafik diatas maka untuk kapasitas dan head yang telah ditentukan ternyata jenis pompa yang sesuai adalah jenis pompa radial.

2.3. Putaran Spesifik

Kecepatan spesifik adalah kecepatan per menit. Suatu pompa yang akan beroperasi bila secara proposional ukurannya diperkecil, dapat memberikan kapasitas teruji (rating) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total 1 ft. (*Austin H. Church, 1990:48*)

Kecepatan spesifik akan memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi (tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler beroperasi). Selain itu dengan kecepatan spesifik dapat menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan, sehingga dapat dicapai efisiensi pompa yang optimal. Dalam literatur, ada yang menggunakan satuan dan ada juga yang tidak menggunakan satuan.

Harga kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan rumus :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ rpm} \quad (\text{Sumber : Austin H. Church, 1990:49})$$

dengan :

n = putaran poros penggerak (rpm)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

H = tinggi tekan pompa (meter)

Untuk perancangan pompa ini, motor bakar satu selinder dipakai sebagai penggerak pompa. Data spesifik yang ada pada motor bakar ini :

$$\text{Putaran motor (n)} = 3600 \text{ rpm}$$

$$\text{Daya (P)} = 6,28 \text{ HP}$$

Sehingga kecepatan spesifik pompa adalah :

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

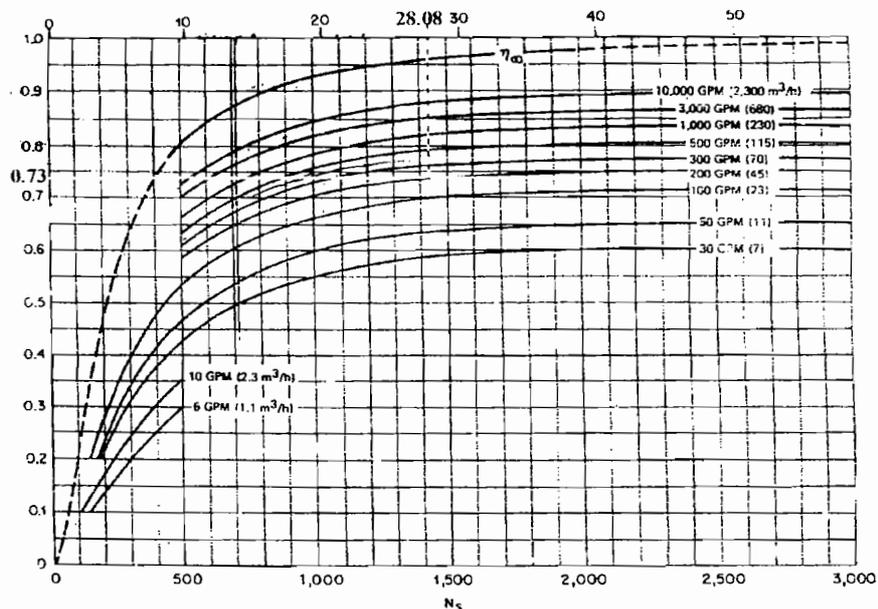
$$n_s = \frac{3600\sqrt{0,01}}{30^{3/4}} \text{ rpm}$$

$$= 28,08 \text{ rpm (SI)}$$

2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa. penentuan jumlah tingkat dilakukan berdasarkan efisiensi pompa.

Hal ini dapat dilihat pada grafik efisiensi pompa dalam gambar 2.2. Untuk pompa dengan putaran spesifik $n_s = 28,08 \text{ rpm}$, jika dilihat dari gambar 2.2, maka didapat efisiensi pompa $\eta_p = 73 \%$. Efisiensi 73 % untuk sebuah pompa dengan fluida air sudah cukup tinggi maka jumlah tingkat pompa adalah satu tingkat (1 tingkat).



Gambar 2.2 Efisiensi pompa

(Sumber : Karassik, 1976 : 2.13)

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 dirancang bertingkat banyak atau pompa dirancang bertingkat lebih dari satu, jika demikian efisiensi pompa akan berkurang. (*Fritz Dietzel, 1993 : 262*)

2.5. Daya Pemompaan

Daya pemompaan berasal dari daya yang dapat dipindahkan dan digunakan ke fluida.

Besarnya daya pemompaan adalah :

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \quad (\text{Sumber : Fritz dietzel,1993 : 242})$$

dengan :

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

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

$$H = \text{Tinggi tekan pompa (meter kolom air)}$$

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

Karena fluida yang dipompakan adalah air yang memiliki kerapatan atau berat jenis (γ) = 1100 kg/m³, maka daya pemompaannya adalah :

$$P_v = 1100 \times 9,81 \times 30 \times 0,01$$

$$= 2,993 \text{ Kw}$$

$$= 3,95 \text{ HP}$$

2.6. Daya mesin penggerak pompa

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

$$P = \frac{Q \times H \times \gamma \times g}{1100 \times \eta_p} \quad (\text{Sumber : Fritz Dietzel ,1993 : 264})$$

dengan :

$$P = \text{Daya mesin penggerak pompa , HP}$$

$$Q = \text{kapasitas pompa} = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = \text{Head pompa} = 30 \text{ meter kolom air}$$

$$\gamma = \text{kerapatan air} = 1100 \text{ kg/m}^3$$

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

$$\eta_p = \text{Efisiensi pompa} = 73 \%$$

maka :

$$P = \frac{0,01 \times 30 \times 1100 \times 9,81}{1100 \times 0,73}$$

$$P = 4,03 \text{ KW}$$

Jadi daya motor penggerak yang digunakan adalah 4,8 kw (6,28 HP). Sesuai pada tabel motor bakar pada lampiran.

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1. Tinjauan Umum

Bagian dari pompa yang berputar disebut impeler. Impeler pada umumnya ditempatkan pada poros. Putaran impeler mengakibatkan perbedaan tekanan sehingga zat cair mengalir dari saluran hisap (*suction*) dan keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Masing-masing jenis impeler memiliki daerah kecepatan spesifik sehingga impeler dapat beroperasi dengan baik.

Jenis-jenis impeler menurut daerah kecepatan spesifik dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Impeler radial

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

2. Impeler jenis francis

Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan yang lebih rendah serta dengan pembuangan radial dan hisapan aksial (*aksial inlet radial discharge impeler*). Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil

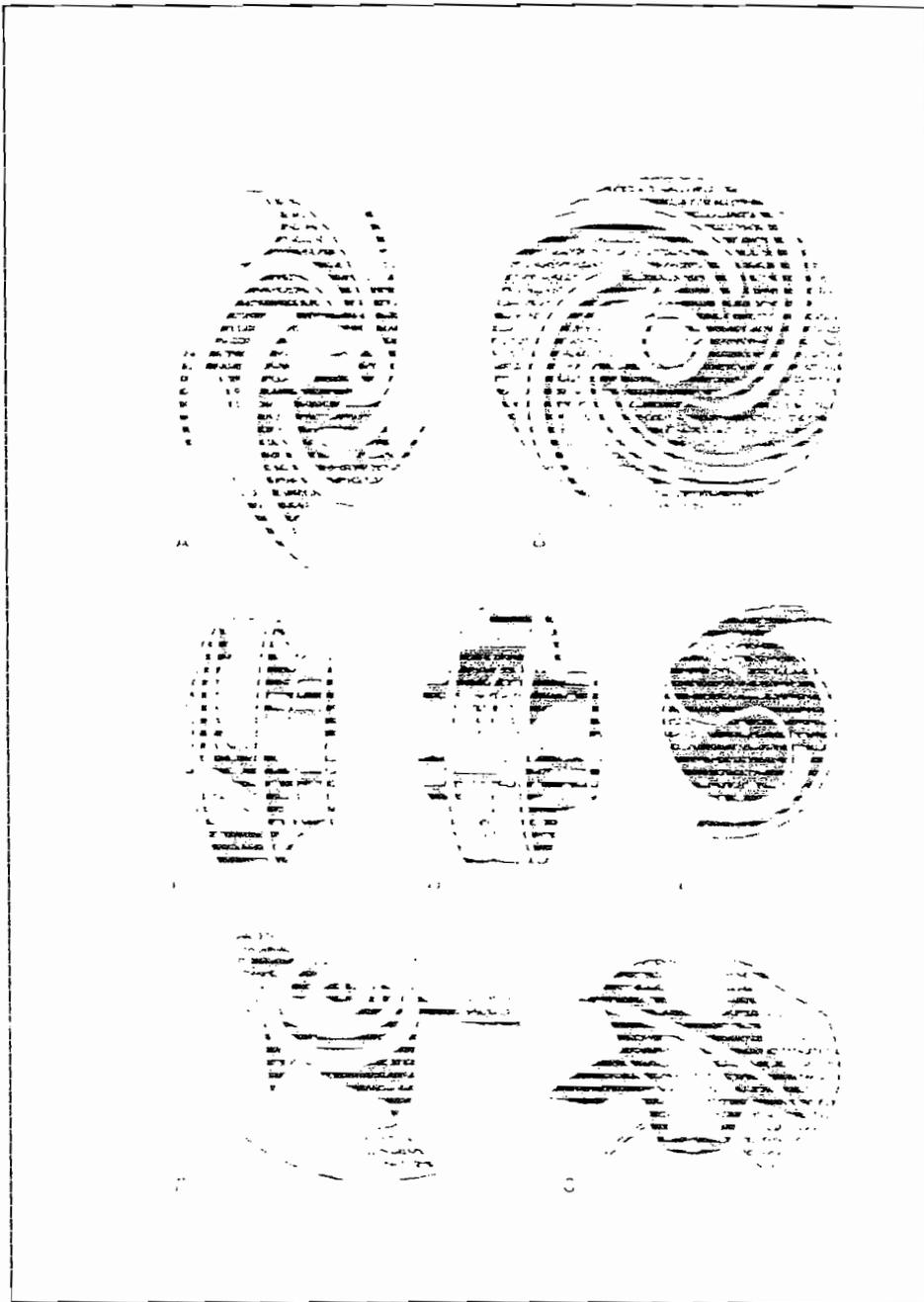
daripada jenis radial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai 450 rpm. Sudut sudu sisi masuk harus berkurang (mengecil) sesuai dengan jari-jarinya (atau kecepatan keliling impeler) untuk menjamin agar fluida dapat masuk secara mulus.

3. Impeler jenis aliran campuran

Tinggi tekan yang dihasilkan sebagian disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian disebabkan oleh tekanan impeler. Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata kira-kira sama dengan diameter sisi masuk (meskipun dapat lebih kecil). Daerah kecepatan spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.

4. Impeler jenis propeler

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler ini disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan aliran keseluruhan arahnya aksial. Daerah kecepatan spesifik pada impeler jenis ini di atas 8000 rpm. Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan rendah (3-40 ft), putaran rendah (200-1800 rpm), dan kapasitas besar.

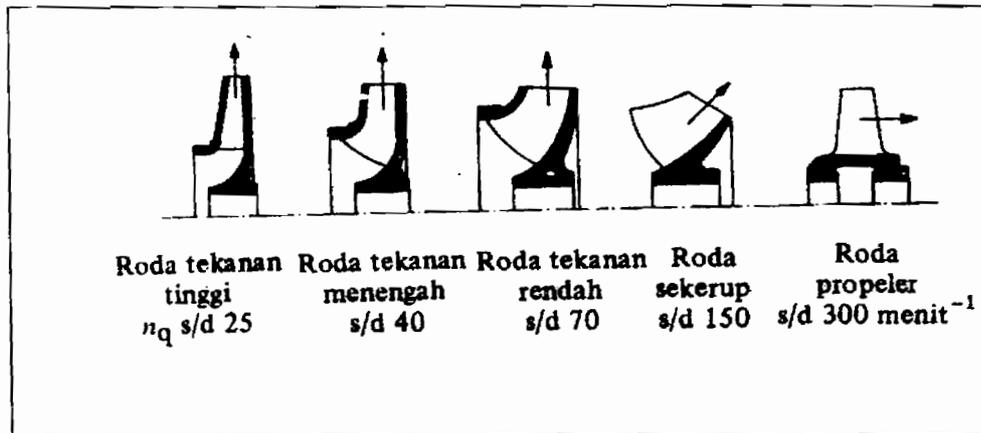


Gambar 3.1. Macam-macam bentuk impeler

(Sumber : Hicks, 1996 : 9)

3.2. Pemilihan Jenis Impeler

Di dalam merencanakan impeler dapat ditentukan berdasarkan daerah kecepatan spesifiknya (gambar 3.2.)



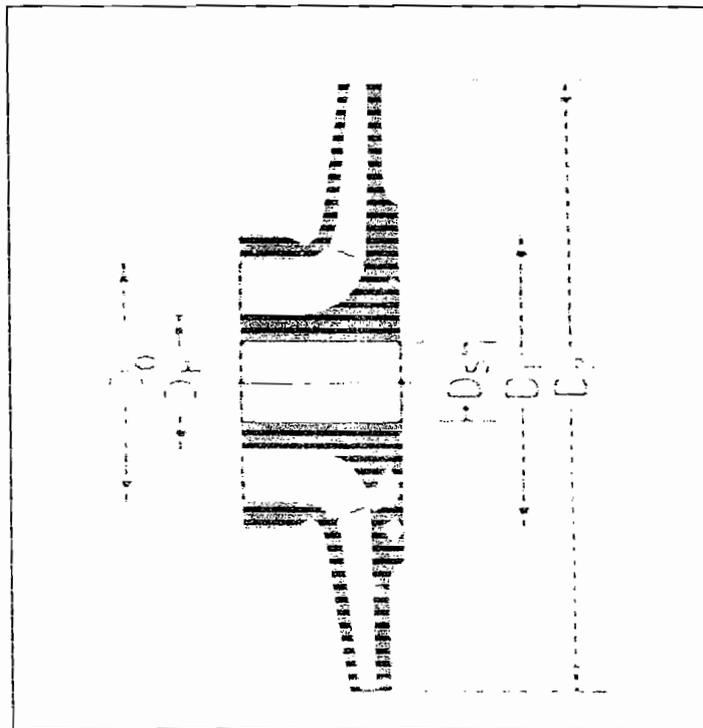
Gambar 3.2. Bentuk impeler berdasarkan putaran spesifik

(Sumber : Dietzel, 1993 : 248)

Telah diketahui bahwa putaran spesifik $n_s = 28,08$ rpm, sehingga impeler yang sesuai adalah impeler jenis radial. Perlu diperhatikan juga bahwa fluida yang dipompakan adalah air dari sungai yang didaamnya juga terdapat unsur-unsur atau benda-benda padat, maka impeler jenis semi terbuka (*semi open impeler*) sangat cocok. Impeler jenis semi terbuka dipergunakan untuk menghindari tersumbatnya impeler dari benda-benda asing.

3.3. Perhitungan Ukuran Utama Impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proporsional. Bentuk ukuran impeler dapat dilihat seperti dalam gambar 3.3.



Gambar 3.3. Dimensi Impeler

(Sumber : Lazarkiewick, 1965. 132)

3.3.1. Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros impeler dapat ditentukan sebagai berikut :

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\sigma_a} \times Kt \times Cb \times T} \text{ mm} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 8})$$

dengan :

σ_a = tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

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

$C'b$ = faktor koreksi untuk beban lentur (1,2-2,3)

T = momen puntir yang diterima poros (kg.mm)

Besarnya momen puntir dapat dihitung dengan rumus :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n} \text{ kg.mm} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 7})$$

dengan

Pd = daya motor penggerak (KW)

n = putaran motor penggerak pompa (rpm)

telah diketahui bahwa :

Daya motor (Pd) = 6.28 HP

= 4.8 KW

Putaran motor penggerak (n) = 3600 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima poros adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{4,8}{3600} \\ &= 1298,66 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Diambil bahan untuk poros adalah **S30C**

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan (σ_B) = 48 kg/mm^2

Untuk menghindari beban berlebih maka diperlukan faktor keamanan, sehingga tegangan lentur dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 7})$$

diambil

$$Sf1 = 6$$

$$Sf2 = 2$$

maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

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

Untuk menentukan diameter poros impeler, diambil faktor koreksi untuk momen puntir $Kt = 1,5$ dan faktor koreksi untuk tumbuhan $Cb = 2$.

maka diameter poros impeler adalah :

$$\begin{aligned} Ds &= \sqrt[3]{\frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 2 \times 1298,66} \\ &= 16,09 \end{aligned}$$

Untuk menghubungkan poros dengan impeler dipergunakan pasak, kemudian diameter poros diperbesar dengan jalan kedalaman alur pasak pada poros ditambahkan diameter poros hasil perhitungan.

Diambil alur pasak pada poros (t_1) = 4 mm

maka diameter poros impeler menjadi :

$$\begin{aligned} Ds &= D_{\text{hitung}} + t_1 \\ &= 16,09 + 4 \\ &= 20,09 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros harus disesuaikan dengan diameter poros standart (*lampiran*), maka diambil diameter poros sebesar 22 mm.

3.3.2. Diameter Hub

Diameter hub harus dibuat lebih besar daripada diameter poros, dan ditentukan dengan rumus :

$$Dh = (1,31 - 1,5) Ds \quad (\text{Austin , 1993 : 93})$$

Diambil diameter hub adalah :

$$\begin{aligned} Dh &= 1,4 Ds \\ &= 1,4 \times 22 \\ &= 30,8 \text{ mm} \\ &= 1,212 \text{ inc} \end{aligned}$$

3.3.3. Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat ditentukan dengan rumus :

$$Do = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{Vo} + Dh^2} \text{ Inc} \quad (\text{Austin , 1993 : 93})$$

dengan :

Q_{tot} = kapasitas total pompa (ft³/detik)

Vo = kecepatan masuk ke mata impeler (ft/detik)

Dh = diameter hub (inc)

Kecepatan masuk ke mata impeler Vo biasanya sedikit lebih besar daripada kecepatan masuk flens sisi hisap. Kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai dengan 15 ft/detik. Karena kegiatan turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin. Kecepatan Vo yang kecil dan menyebabkan ukuran mata

impeler menjadi besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional. (Austin, 1993 : 93)

Kerugian kebocoran pompa besarnya kira-kira sampai 10% kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan. (Austin, 1993 : 93).

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil diameter pipa flens yang sudah standart, yaitu : 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 24; 30; dan 36.

Ukuran-ukuran tersebut digunakan untuk menghindarkan biaya-biaya tambahan dan penundaan pekerjaan karena pemilihan ukuran yang langka.

Diambil :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa flens} &= 3 \text{ inc} \\ &= 0,0762 \text{ meter} \end{aligned}$$

Luas penampang pipa hisap adalah

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times 0,0762^2 \\ &= 4,55 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

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

$$Q = A \times V \quad (\text{Austin , 1993 : 9})$$

dengan

Q = kapasitas pompa (m^3/detik)

A = luas penampang pipa (m^2)

V = kecepatan aliran dalam pipa (m/detik)

Dengan persamaan diatas dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa masuk sisi hisap.

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,01}{4,55 \times 10^{-3}} \\ &= 2,198 \text{ m/detik} \\ &= 7,21 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Di dalam saluran sisi hisap (suction), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4-18 ft/detik (**Austin, 1993 : 90**). Kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan persyaratan.

Kecepatan melalui mata impeler harus lebih besar daripada kecepatan aliran sisi hisap (**Austin, 1993 : 93**), maka diambil :

Kecepatan $V_o = 10$ ft/detik

Kerugian akibat kebocoran berkisar antara 2-10% dari kapasitas pompa. Jadi aliran pompa harus diperbesar oleh jumlah aliran bocor tersebut. (**Austin, 1993 : 93**)

Kerugian kebocoran = 6%

Maka kapasitas total

$$\begin{aligned} Q_{tot} &= 0,353 \times 1,06 \\ &= 0,374 \text{ ft}^3/\text{detik} \end{aligned}$$

Sehingga diameter mata impeler

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,374}{10} + 1,212^2} \\ &= 3,175 \text{ inc} \\ &= 80,63 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.3.4. Diameter Sisi Masuk Impeler

Diameter sisi masuk impeler (D_1) biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler (D_o), agar terjadi aliran yang mulus tanpa terjadi turbulensi yang berlebihan. (Austin, 1990 : 94)

maka besarnya diameter sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} D_1 &= 3,175 \text{ inc} \\ &= 80,63 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.3.5. Lebar Impeler Sisi Masuk

$$b_1 = \frac{144 \times Q_{tot}}{\pi \times D_1 \times Vr_1 \times \varepsilon_1} \text{ inc} \quad (\text{Austin , 1990 : 94})$$

dengan :

Q_{tot} = kapasitas total pompa (ft³/detik)

D_1 = diameter sisi masuk impeler (inc)

Vr_1 = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/detik)

ε_1 = faktor kontraksi

Faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0,8 - 0,9$ (Austin, 1990 : 94). Diambil harga faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0,85$.

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar daripada kecepatan V_o , kira-kira 5-10% dari harga V_o . (Austin, 1990 : 94).

Diambil :

$V_{r1} = 8\%$. Maka kecepatan radial sisi masuk adalah

$$\begin{aligned} V_{r1} &= (0,08 \times V_o) + V_o \\ &= (0,08 \times 10) + 10 \\ &= 10,8 \text{ ft/detik} \\ &= 3,3 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,374}{\pi \times 3,175 \times 10,8 \times 0,85} \\ &= 0,59 \text{ inc} \\ &= 14,95 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.3.6. Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat dicari dengan

$$D_2 = \frac{1840 \times \phi \times \sqrt{H}}{n} \text{ inc} \quad (\text{Austin , 1993 : 93})$$

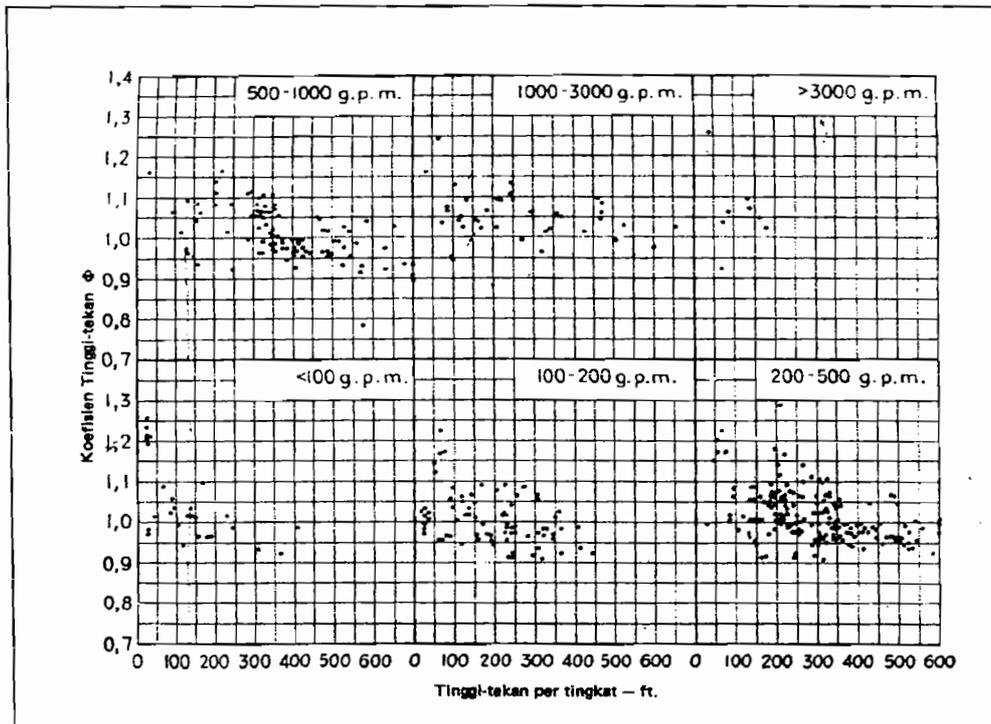
dengan :

H = tinggi tekan pompa (ft)

ϕ = koefisien tinggi tekan overall

n = putaran pompa (rpm)

Harga koefisien tinggi tekan overall ϕ antara 0,9 – 1,2 dengan harga rata-rata mendekati satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.4, 3.5, dan 3.6.



Gambar 3.4. Titik-titik koefisien tinggi tekan ϕ - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas

(Sumber : Austin H. Crurch 1993 : 97)

Dari gambar diatas dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah 1,1.

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned}
 D_2 &= \frac{1840 \times 1,1 \times \sqrt{98}}{3600} \\
 &= 5,566 \text{ inc} \\
 &= 141,4 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.3.7. Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{V_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2} \text{ inc} \quad (\text{Austin, 1993 : 98})$$

dengan :

Q = kapasitas total pompa (ft³/detik)

V_{r1} = kecepatan aliran keluar arah radial (ft/detik)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (inc)

ε_1 = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial V_{r2} dibuat sama dengan kecepatan masuk radial V_{r1} atau lebih kecil 15%. Untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε_2 harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95. (Austin, 1993 : 98)

Maka diambil

$$\text{Faktor kontraksi } \varepsilon_2 = 0,90$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial } V_{r2} &= V_{r1} - (12\% \times V_{r1}) \\ &= 10,8 - (12\% \times 10,8) \\ &= 9,504 \text{ ft/detik} \\ &= 2,897 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{144 \times 0,374}{9,504 \times 5,566 \times \pi \times 0,90} \\ &= 0,36 \text{ inc} \\ &= 9,15 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.4. Jumlah Sudu

Pertama-tama dihitung dahulu kecepatan keliling (tangensial) pada sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan persamaan.

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60} \text{ ft/detik} \quad (\text{Austin , 1993 : 108})$$

dengan

$$D_1 = \text{Diameter sisi masuk impeler (inc)}$$

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

Telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi masuk impeler } D_1 = 3,175 \text{ inc}$$

$$\text{Putaran poros impeler } n = 3600 \text{ rpm}$$

Maka kecepatan keliling sisi masuk impeler:

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \times 3,175 \times 3600}{12 \times 60} \\ &= 49,84 \text{ ft/detik} \\ &= 15,19 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 10,8 \text{ ft/detik} \\ &= 3,3 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Antara kecepatan keliling sisi masuk impeler U_1 dengan kecepatan radial sisi masuk impeler membentuk suatu sudut. Besarnya sudut tersebut adalah

$$\begin{aligned}\tan\beta_1 &= \frac{Vr_1}{U_1} \\ &= \frac{10,8}{48,84} \\ &= 0,2166 \\ \beta_1 &= 12,226^\circ\end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, sudut β_1 dapat diperbesar kira-kira $10^\circ - 25^\circ$ (Austin, 1990 : 94).

Maka diambil harga $\beta_1 = 13^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sudu sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dibuat lebih besar daripada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara $15^\circ - 40^\circ$ (Austin, hal. 98). Maka harga sudut sudu sisi keluar impeler β_1 diambil sebesar 20° .

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

$$z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin\beta_m \quad (\text{Austin, 1993 : 105})$$

dengan

D_1 = Diameter sisi masuk impeler (mm)

D_2 = Diameter sisi keluar impeler (mm)

β_m = sudut rata-rata ($^\circ$)

Besarnya sudut rata-rata adalah

$$\begin{aligned}\beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{13 + 20}{2} \\ &= 16,5^\circ\end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah

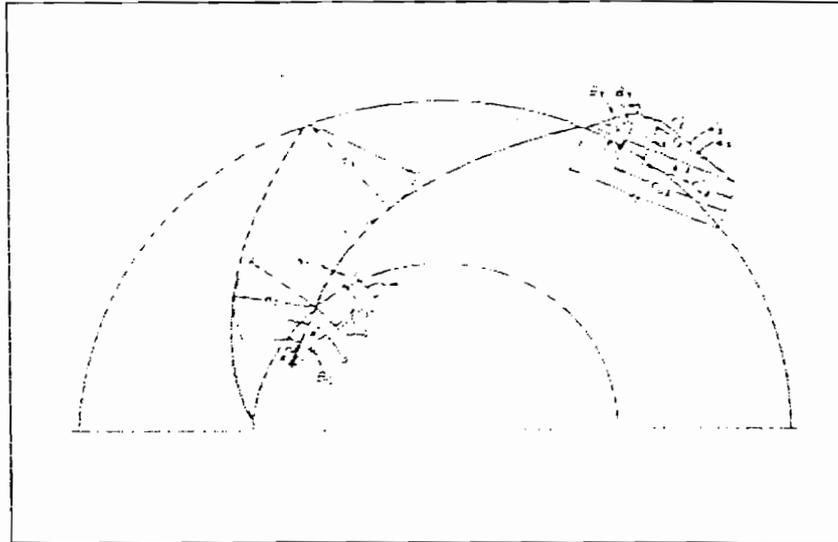
$$\begin{aligned}z &= 6,5 \times \frac{4,566 + 3,175}{5,566 - 3,175} \times \sin 16,5^\circ \\ &= 6,748 \approx 7\end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu 5-12 buah (Austin, hal. 106). Jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah memenuhi syarat.

3.5. Segitiga Kecepatan (Triangle Velocity)

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan. Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada gambar 3.7. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

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



Gambar 3.7. Segitiga kecepatan pada impeler

(Sumber : Karassik, hal. 2.7)

3.5.1. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler

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

(Austin, 1993 : 94).

Telah diketahui bahwa :

$$\text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) = 15.19 \text{ m/detik}$$

$$= 49.84 \text{ ft/detik}$$

3.5.2. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (Vr1) &= 2,879 \text{ m/detik} \\ &= 9,504 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

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

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{Vr_2}{\tan\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{Vr_2}{\tan\beta_2} \right)^2 + \frac{4 \times g \times H}{K}} \right] \quad (\text{Austin, 1990 : 96})$$

dengan :

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

$$H = \text{tinggi tekan pompa (m)}$$

$$K = \text{pengaruh berbagai faktor pada } U_2 \text{ (0,6-0,7)}$$

Sehingga

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{1}{2} \left[\frac{2,897}{\tan 20} + \sqrt{\left(\frac{2,897}{\tan 20} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 30}{0,6}} \right] \\ &= \frac{1}{2} [7,96 + 45,004] \\ &= 26,48 \text{ m/detik} \\ &= 86,87 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Komponen kecepatan Vu_2 sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar V_2 adalah

$$\begin{aligned}
 Vu_2 &= UJ_2 - \frac{Vr_2}{\tan\beta_2} \\
 &= 86,87 - \frac{9,504}{\tan 20} \\
 &= 60,75 \text{ ft/detik} \\
 &= 18,51 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$

Komponen aktual $V'u_2$ dari kecepatan sisi keluar absolut V_2' adalah sebagai berikut :

$$V'u_2 = Vu_2 \times \eta_\infty$$

Dengan $\eta_\infty =$ untuk impeler jenis radial (0,65 – 0,75). (Austin, 1993 : 96)

Diambil $\eta_\infty = 0,7$

$$\begin{aligned}
 V'u_2 &= 60,75 \times 0,7 \\
 &= 42,525 \text{ ft/detik} \\
 &= 12,96 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$

Tangen sudut sisi keluar aktual adalah

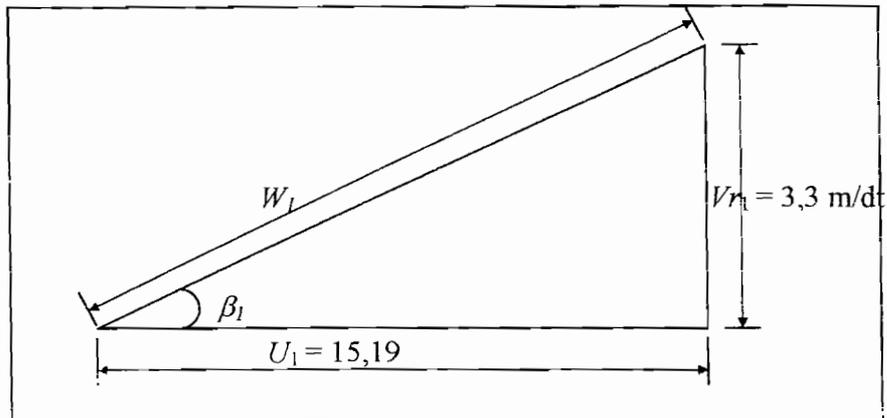
$$\begin{aligned}
 \tan\alpha'_2 &= \frac{Vr_1}{V'u_2} \\
 &= \frac{9,504}{42,525} \\
 &= 0,2235 \\
 \alpha'_2 &= 12,6^\circ
 \end{aligned}$$

Kecepatan absolut sisi keluar adalah

$$\begin{aligned}
 V'_2 &= \sqrt{(Vr_2)^2 + (V'u_2)^2} \\
 &= \sqrt{9,504^2 + 42,525^2} \\
 &= 43,57 \text{ ft/detik} \\
 &= 13,28 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$

Sudut sudu sisi masuk (β_1)	= 13°
Kecepatan radial sisi keluar impeler (V_{r1})	= 3,3 m/detik
	= 10,8 ft/detik

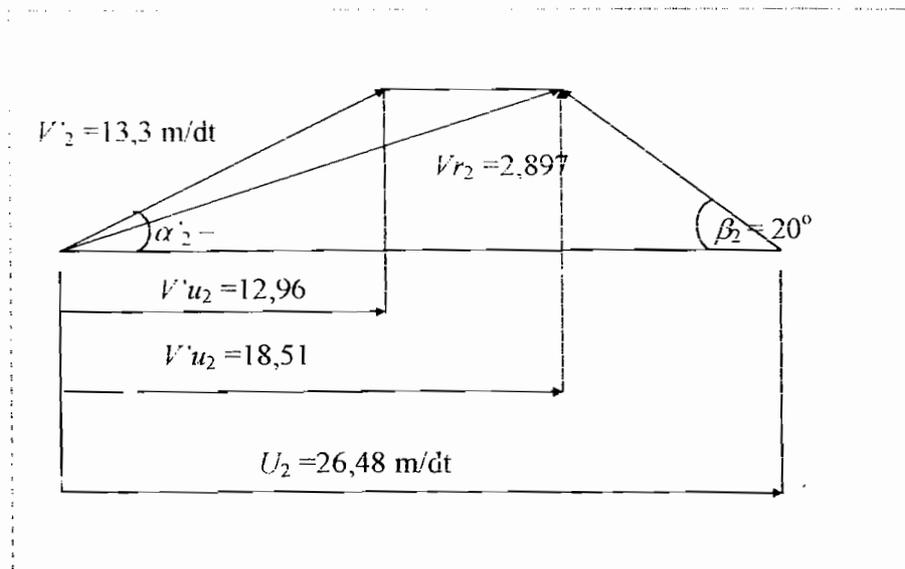
Dari data tersebut di atas dapat dilukiskan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler (gambar 3.8.)



Gambar 3.8. Segitiga kecepatan sisi masuk impeller

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

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \frac{U_1}{\cos\beta_1} \\
 &= \frac{15,9}{\cos 13^\circ} \\
 &= 15,58 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$



Gambar 3.9 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1}$$

$$W_1 = \frac{15,9}{\cos 13^\circ}$$

$$= 15,58 \text{ m/detik}$$

BAB IV

PERANCANGAN SUDU

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

4.1. Bentuk Sudu

Sudu pada impeler mempunyai bentuk yang dapat diklasifikasikan atas dasar sudut keluar β_2 , meliputi :

a. Backward Curve Vanes

Bentuk sudu seperti ini besar sudut keluar β_2 lebih kecil daripada 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.

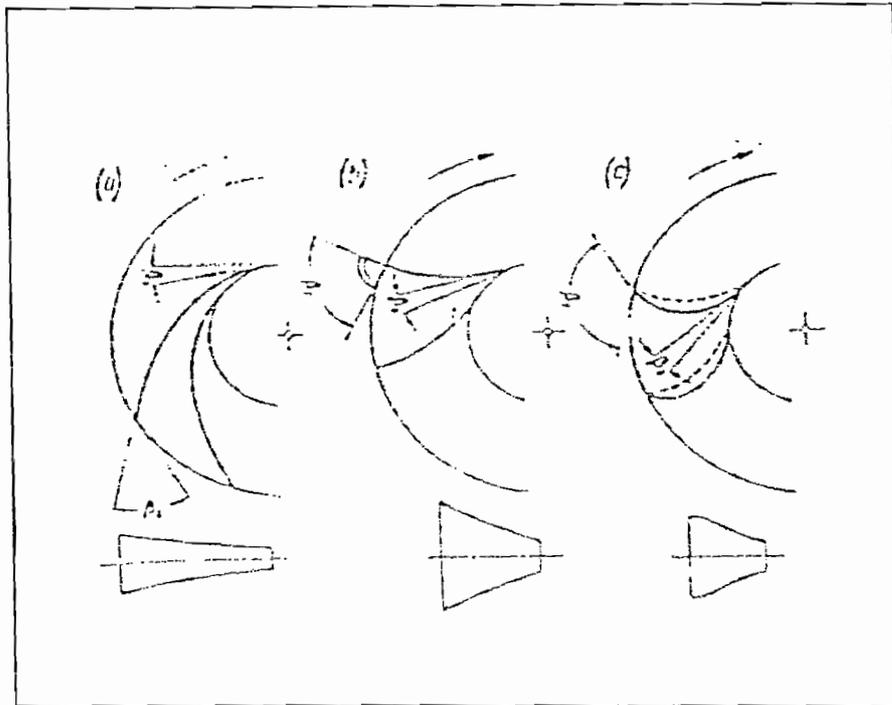
b. Radial Vanes

Bentuk sudu ini memiliki sudut keluar β_2 sama dengan 90° . Sudu ini dapat menimbulkan kecepatan absolut yang cukup besar, serta efisiensinya lebih tinggi daripada forward curve vanes. Head total teoritis yang dihasilkan terdiri dari 50% energi kinetik dan 50% energi potensial.

c. Forward Curve vanes

Bentuk sudu seperti ini melengkung ke depan dengan besar sudut keluar β_2 lebih besar daripada 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 untuk pompa centrifugal.



Gambar 4.1. Bentuk Sudu

(Sumber : Lazarkiewickz, 1965 : 98)

4.2. Penentuan Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar β_2 . Harga sudut keluar β_2 telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu 20° . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad (\text{Austin, 1993 : 111})$$

dengan

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

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

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

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

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

Telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler (R_1) = 40,315 mm

Jari-jari sisi keluar impeler (R_2) = 70,7 mm

Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 13°

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 20°

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

Tabel 4.1. Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkaran	R	R^2	β	$\cos \beta$	$R \cos \beta$	$R_b \cos \beta -$ $R_a \cos \beta -$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ (mm)
1.	40,315	1625,299	13	0,9744	39,283	5,6477	526,92	46,65
B.	46,392	2152,217	14,4	0,9685	44,931	5,555	600,78	54,07
C.	52,469	2751,996	15,8	0,9622	50,485	5,437	683,66	62,86
D.	58,546	3436,656	17,2	0,9552	55,923	5,32	739,47	69,49
E.	64,623	4176,132	18,6	0,9477	61,243	5,186	822,36	79,28
2.	70,7	4998,49	20	0,9396	66,429			

4.4. Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu impeler menggunakan persamaan

$$\varepsilon = \frac{\pi \times D \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times D} \quad (\text{Austin, 1993 : 106})$$

dengan

D = Diameter lingkaran impeler (mm)

ε = Faktor kontraksi

z = Jumlah sudu

t = Tebal sudu (mm)

β = Sudut sudu ($^\circ$)

Pada sisi masuk impeler telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi masuk } (D_1) = 80,63 \text{ mm}$$

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

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 7$$

$$\text{Sudut sisi masuk impeler } (\beta_1) = 13^\circ$$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 80,63 \times \sin 13^\circ}{7} \\ &= 1,22 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi masuk } (D_2) = 141,4 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,90$$

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 7$$

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

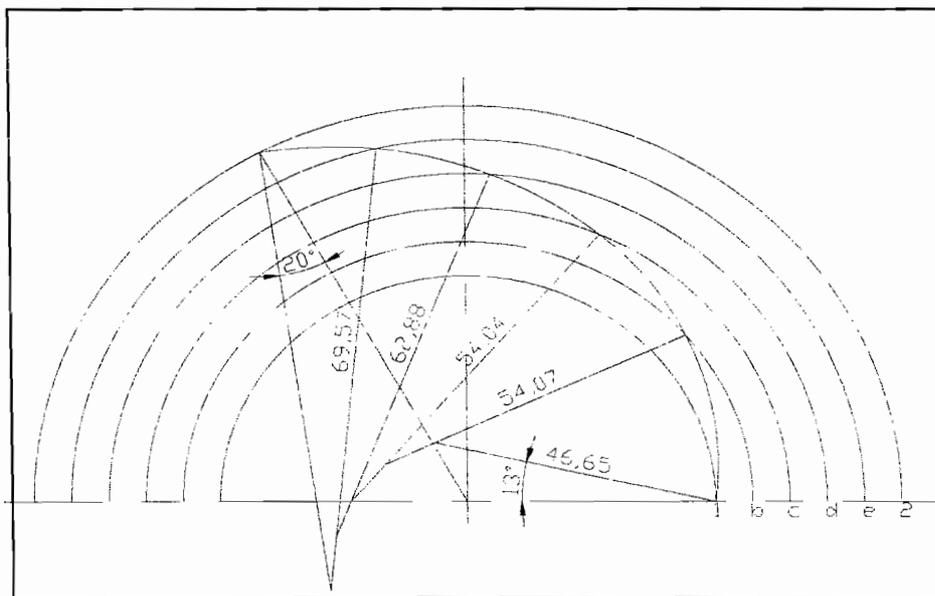
Maka tebal sudu pada sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,90) \times \pi \times 141,4 \times \sin 20^\circ}{7} \\ &= 2,17 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

Tabel 4.2. Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	D	ε	πD	β ($^{\circ}$)	$\sin \beta$	z	t (mm)
1.	80,63	0,85	253,178	13	0,225	7	1,22
B.	92,784	0,85	291,342	14,4	0,248	7	1,45
C.	104,938	0,85	329,505	15,8	0,272	7	1,66
D.	117,092	0,85	369,669	17,2	0,296	7	1,87
E.	129,246	0,85	405,832	18,6	0,319	7	2,034
2.	141,4	0,85	443,996	20	0,342	7	2,17



Gambar 4.3. Bentuk desain sudu

4.5. Lebar Lalan

Untuk menentukan lebar lalan dapat dipergunakan persamaan

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times v_r} \text{ inc} \quad (\text{Austin , 1993 : 106})$$

dengan

Q = Kapasitas pompa (ft³/detik)

D = Diameter lalan (inc)

v_r = Kecepatan aliran radial (ft/detik)

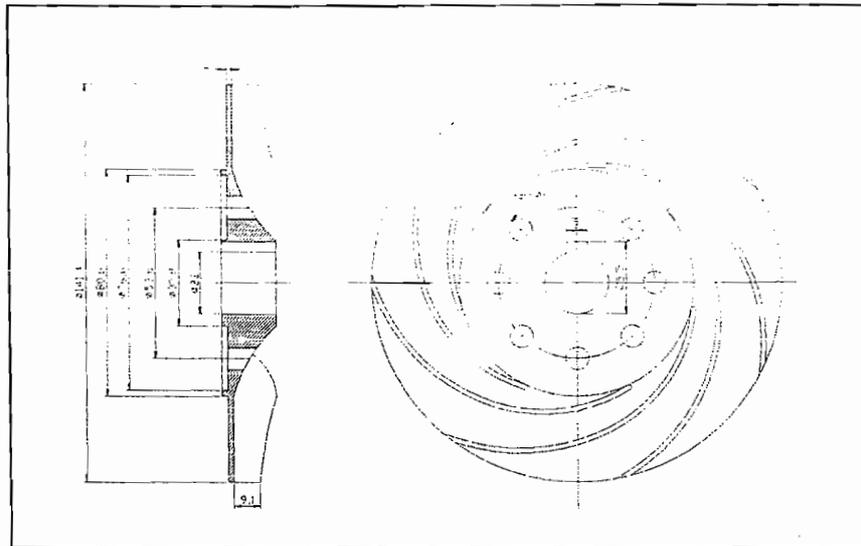
ε = faktor kontraksi



Tabel 4.3. Lebar lalan b

Lingkaran	D (inc)	ε	πD	v_r (ft/detik)	Q (ft/detik)	b (inc)	b (mm)
1.	3,174	0,85	9,971	10,8	0,374	0,588	14,935
B.	3,653	0,86	11,476	10,541	0,374	0,517	13,132
C.	4,131	0,87	12,978	10,281	0,374	0,464	11,785
D.	4,61	0,88	14,483	10,022	0,374	0,422	10,718
E.	5,088	0,89	15,984	9,763	0,374	0,387	9,829
2.	5,567	0,90	17,489	9,504	0,374	0,36	9,144

Dari perhitungan di atas, dapat digambarkan penampang impeler dan sudu seperti gambar 4.4.



Gambar 4.4. Penampang impeler

4.6. Bahan impeler

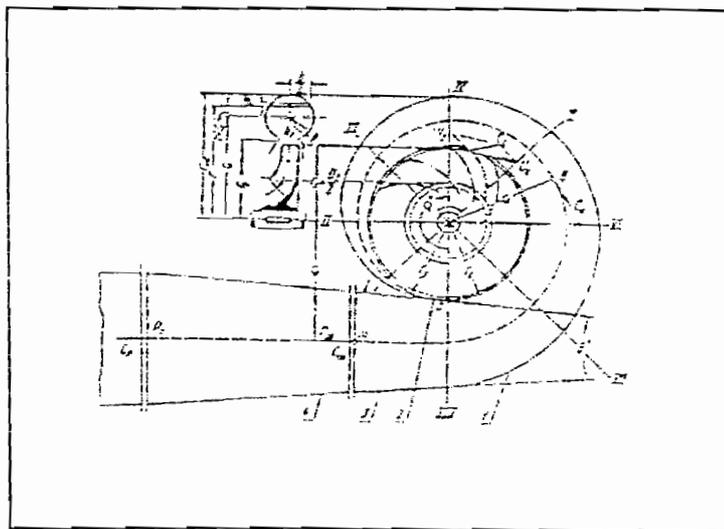
Dalam menentukan bahan impeler yang akan dipergunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Di dalam perancangan ini fluida yang akan dipompakan adalah air dari sungai (air tawar), dengan melihat tabel bahan pompa (*lampiran*) maka bahan impeler yang cocok adalah FC 30, besi cor .

BAB V

PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1. Pendahuluan

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



Gambar 5.1. Dimensi rumah keong

(Sumber : Khetagurcu, 1955 : 248)

5.2. Perancangan Rumah Pompa

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

$$r_3 = (1,01 - 1,05)r_2 \text{ mm} \quad (\text{Khetagurou, 1955 : 248})$$

dengan

$$r_2 = \text{jari-jari sisi luar impeler (mm)}$$

Telah diketahui bahwa $r_2 = 70,7$ mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 70,7 \\ &= 74,235 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut b_3 dapat diperoleh dengan persamaan

$$b_3 = b_2 + 0,025 \cdot r_2 \text{ mm} \quad (\text{Khetagurou, 1955 : 248})$$

Dengan

$$b_2 = \text{lebar sisi keluar impeler (mm)}$$

Telah diketahui bahwa $b_2 = 9,15$ mm, maka lebar celah volut b_3 adalah

$$\begin{aligned} b_3 &= 9,15 + (0,025 \times 70,7) \\ &= 10,917 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$\rho = \frac{\varphi^\circ}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^\circ}{\chi} r_3} \quad (\text{Khetagurou, 1955 : 248})$$

Dengan

φ° = sudut per bagian ($^\circ$)

r_3 = jari-jari lidah volut (mm)

χ = konstanta

Untuk memperoleh konstanta χ di pergunakan persamaan

$$\chi = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi \quad (\text{Khetagurou, 1955 : 248})$$

Dengan

Q = Kapasitas pompa (m^3/detik)

k_u = Konstanta

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

$$V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r = k_u = \text{konstanta} \quad (\text{Khetagurou, 1955 : 239})$$

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi impeler telah diperoleh

Kecepatan absolut aliran fluida (V_u) = 18,51 m/detik

Jari-jari sisi keluar impeler (r_2) = 70,7 mm

= 0,0707 m

Maka harga konstanta k_u adalah

$$\begin{aligned}k_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 18,51 \times 0,0707 \\ &= 1,308 \text{ m}^2/\text{detik}\end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka harga konstanta χ dapat diperoleh, yaitu :

$$\begin{aligned}\chi &= \frac{720}{0,01} \times 1,308 \times \pi \\ &= 295862,63 / \text{m} \\ &= 295,86 / \text{mm}\end{aligned}$$

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

Tabel 5.1. Hasil perhitungan rumah keong

Bagian	φ°	$\frac{\varphi^{\circ}}{\chi}$	$2\frac{\varphi^{\circ}}{\chi}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^{\circ}}{\chi}r_3}$	ρ (mm)	$r_3 + \rho$ (mm)	r_{vol} (mm)
I	15	0,0507	7,499	2,738	2,788	77,041	79,829
II	45	0,152	22,573	4,751	4,903	79,156	84,059
III	90	0,304	45,156	6,719	7,023	81,276	88,299
IV	135	0,456	67,719	8,229	8,685	82,938	91,623
V	180	0,608	90,291	9,502	10,11	84,363	94,473
VI	225	0,761	104,102	10,203	10,964	85,517	96,181
VII	270	0,913	135,586	11,644	12,557	86,81	99,367
VIII	315	1,065	158,159	12,576	13,641	87,894	101,535
IX	360	1,217	180,732	13,443	14,66	88,913	103,537
X	370	1,251	185,781	13,630	14,881	89,134	104,015

5.3. Nosel Buang (*Discharge Nozzle*)

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

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

Dalam perancangan ini direncanakan ukuran diameter pipa tekan adalah

$$\begin{aligned} \text{Diameter} &= 2 \text{ inc} \\ &= 50,8 \text{ mm} \\ &= 0,0508 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas pompa } Q &= 0,01 \text{ m}^3/\text{detik} \\ &= 158,53 \text{ gpm} \end{aligned}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan di atas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 2 inc (50,8 mm).

BAB VI

PERANCANGAN POROS

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

6.1. Tinjauan Beban Poros

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

Dalam perhitungan terdahulu telah diketahui bahwa momen puntir yang diterima poros $T = 1298,66 \text{ kg mm}$.

Bobot impeler dapat diperoleh dengan persamaan.

$$w_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - d_s^2) \times b \times \gamma \quad (\text{Sularso \& H. Tahara, 1987 : 23})$$

Dengan

D_2 = diameter sisi luar impeler (mm)

d_s = diameter lubang poros pada impeler (mm)

b = lebar impeler (mm)

γ = berat jenis bahan impeler (kg/mm^2)

Telah diketahui bahwa

$$\text{Diameter luar impeler } (D_2) = 141,4 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter lubang poros } (d_s) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar impeler } (b) = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Berat jenis bahan impeler } (\gamma) = 7,833 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^2$$

Maka bobot impeler adalah

$$\begin{aligned} w_1 &= \frac{1}{4} \times \pi \times (141,4^2 - 22^2) \times 5 \times 7,833 \times 10^{-6} \\ &= 0,59 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya radial pada impeler dapat ditentukan dengan persamaan

$$Fr = 0,433 \times Kr \times Sg \times H \times D_2 \times b_2 \quad (\text{Karassik, 1976 : 2.175})$$

dengan

Kr = koefisien eksperimental

Sg = berat jenis fluida yang dipompa (lb/inc³)

H = tinggi tekan pompa (inc)

D_2 = diameter sisi luar impeler (inc)

b_2 = lebar impeler (inc)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

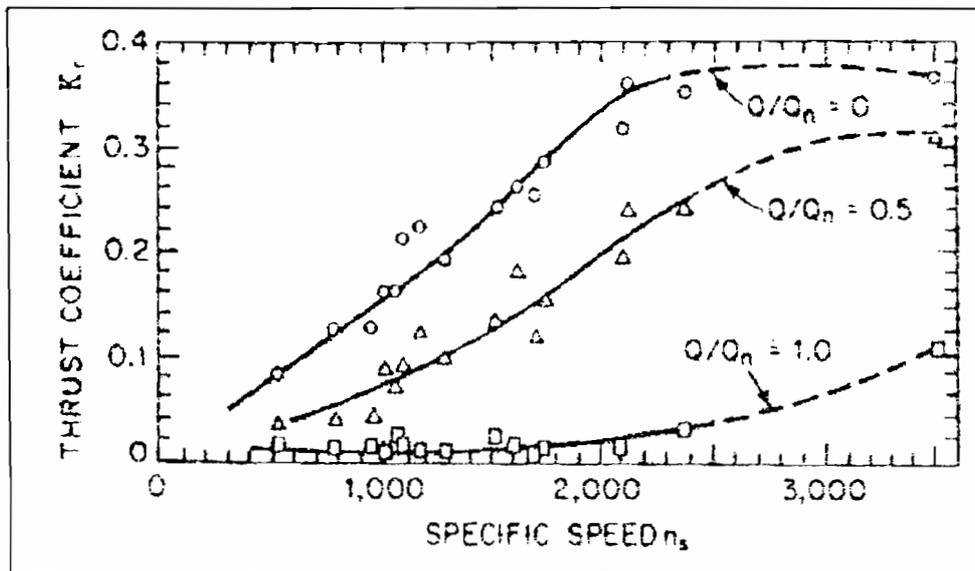
$$\text{Berat jenis air } (\gamma) = 3,613 \times 10^{-2} \text{ lb/inc}^3$$

$$\text{Tinggi tekan pompa } (H) = 1176 \text{ inc}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler } (D_2) = 5,566$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar } (b_2) = 0,36 \text{ inc}$$

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



Gambar 6.1. Harga koefisien eksperimental K_r

(Sumber : Karassik, 1976 : 2.244)

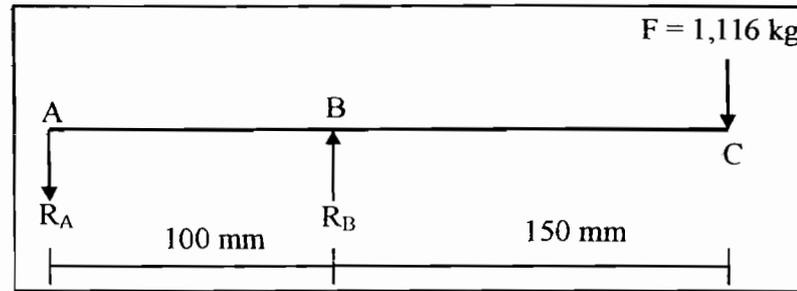
Dari gambar 6.1. dapat diperoleh harga koefisien eksperimental $K_r = 0,03$.

Maka gaya radial pada impeler adalah

$$\begin{aligned}
 Fr &= 0,433 \times 0,03 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 1176 \times 5,566 \times 0,36 \\
 &= 1,16 \text{ lb} \\
 &= 0,526 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Jumlah beban lentur yang diterima poros adalah

$$\begin{aligned}
 F &= Fr + w_1 \\
 &= 0,526 + 0,59 \\
 &= 1,116 \text{ kg}
 \end{aligned}$$



Gambar 6.2. Reaksi-reaksi pada bantalan A-B

Dimana

A-B adalah bantalan dengan jarak antar bantalan = 100 mm

B-C adalah jarak bantalan dengan impeler = 150 mm

Reaksi yang terjadi pada tumpuan A adalah

$$\sum M_B = 0$$

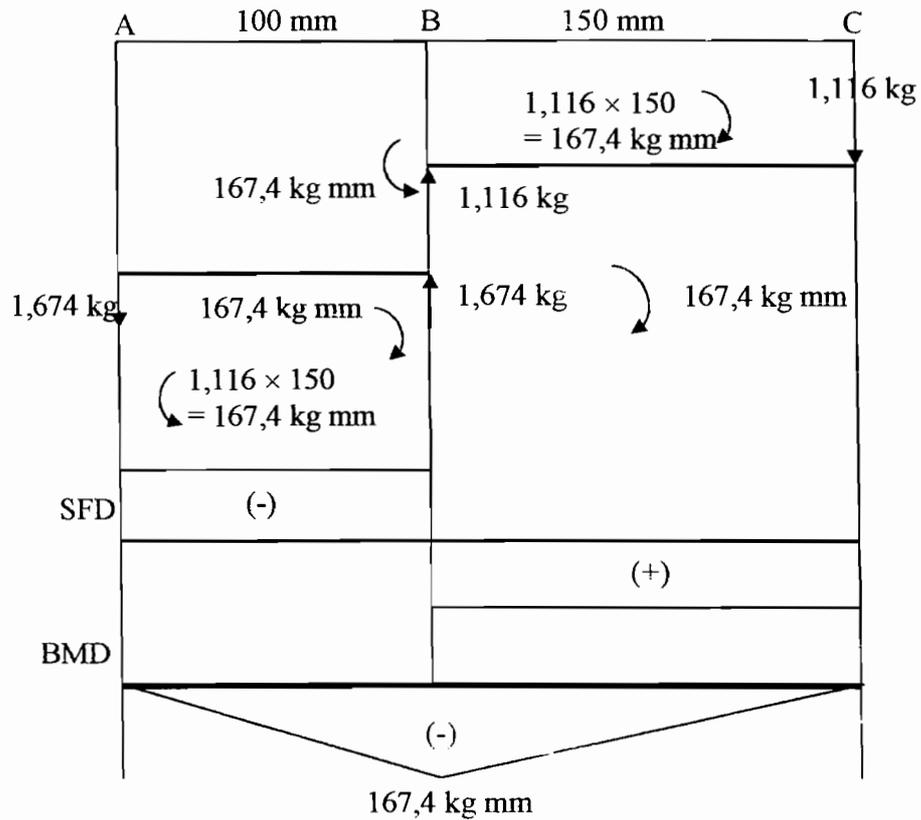
$$0 = -R_A \times b + F \times a$$

$$R_A = \frac{F \times a}{b}$$

$$= \frac{1,116 \times 150}{100} = 1,674 \text{ kg } (\downarrow)$$

Reaksi yang terjadi pada tumpuan B adalah

$$\begin{aligned}\sum P_v &= 0 \\ 0 &= -R_B - R_A - F \\ R_B &= F + R_A \\ &= 1,116 \times 1,674 = 2,79 \text{ kg} (\uparrow)\end{aligned}$$



Gambar 6.3. Diagram gaya geser dan momen

Dari gambar 6.3. terlihat bahwa momen lentur maksimal terjadi pada tumpuan B yaitu sebesar 167,4 kg mm.

6.2. Penentuan Diameter Poros

Dari bab III, telah diketahui bahwa bahan untuk poros adalah S30C dengan kekuatan tarik bahan adalah 49 kg/mm^2 . Dengan kemungkinan poros dibuat bertingkat maka tegangan lentur bahan yang diijinkan diperoleh sebesar 4 kg/mm^2 .

Diameter poros yang dipengaruhi beban puntir dan beban lentur dapat diperoleh dengan persamaan.

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(km \times M)^2 + (kt \times T)^2} \right]^{1/3} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 18})$$

dengan

τ_a = tegangan lentur bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

km = faktor koreksi beban lentur

kt = faktor koreksi beban puntir

M = momen lentur (kg mm)

T = momen puntir (kg mm)

Dalam perancangan ini diambil

Faktor koreksi beban lentur (km) = 2

Faktor koreksi beban puntir (kt) = 1,5

Maka besarnya diameter poros adalah

$$\begin{aligned} ds &= \left[\frac{5,1}{4} \sqrt{(2 \times 167,4)^2 + (1,5 \times 1298,66)^2} \right]^{1/3} \\ &= \left[1,275 \sqrt{11209,04 + 2676212,979} \right]^{1/3} \\ &= 12,86 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk menyesuaikan dengan lubang poros impeler yang telah ditentukan sebelumnya, maka diambil diameter poros 22 mm.

6.3. Konsentrasi Tegangan Poros

Dalam perancangan poros bertingkat ini

$$\text{Diameter poros } (D) = 25 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter poros } (d) = 22 \text{ mm}$$

Harga jari-jari fillet poros

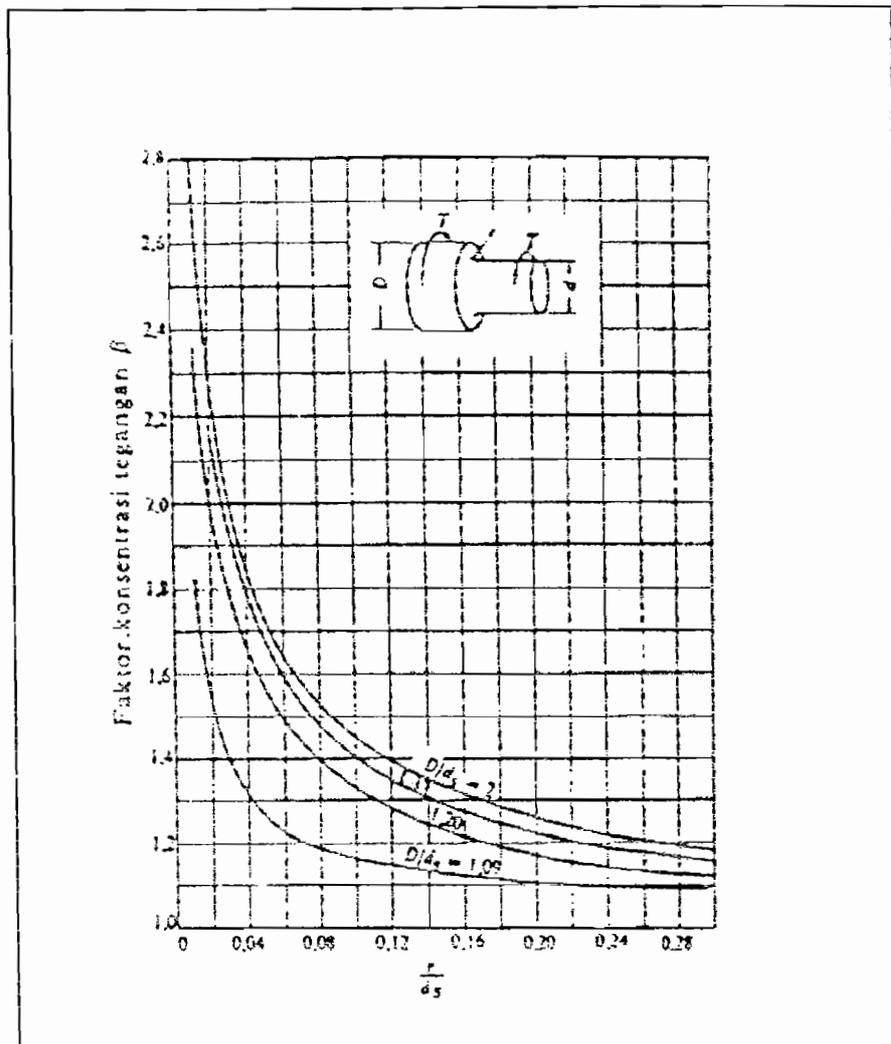
$$\begin{aligned} r &= \frac{D-d}{2} \\ &= \frac{25-22}{2} \\ &= 1,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{22} = 0,068$$

Perbandingan diameter poros

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{22} = 1,136$$



Gambar 6.4. Faktor konsentrasi tegangan β poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi fillet

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

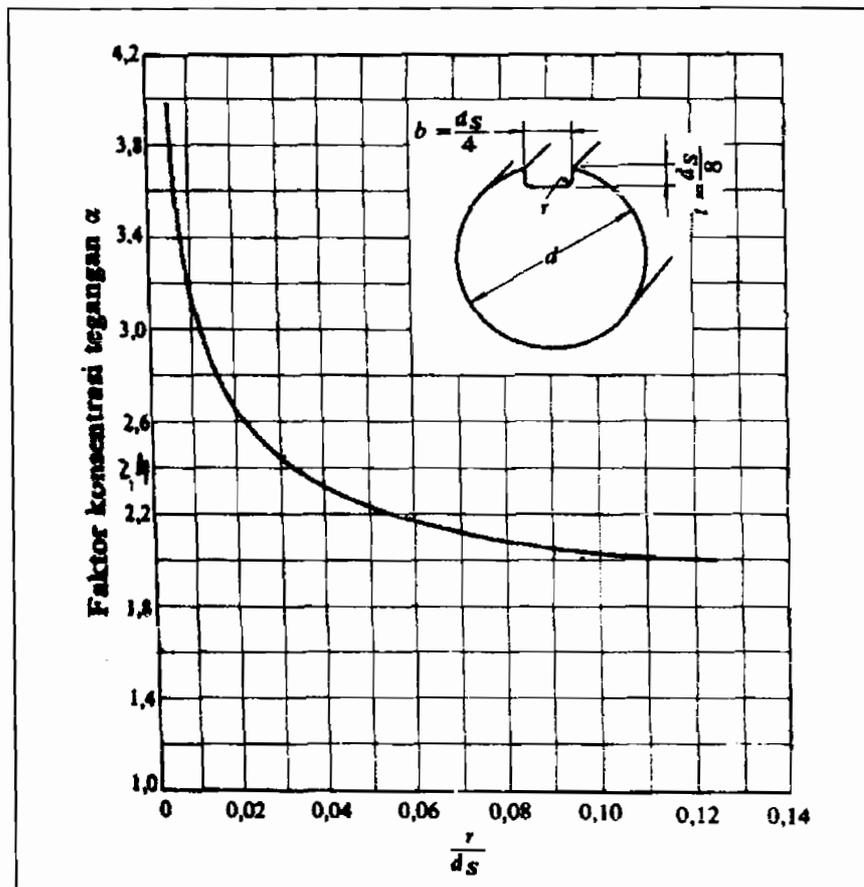
Dari gambar 6.4. didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1,3$.

Pasak yang digunakan berukuran 7×7 . dan jari-jari fillet alur pasak = 0,5 mm.

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros adalah.

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{22} = 0,023$$

Dari gambar 6.5 diperoleh harga faktor konsentrasi tegangan $\alpha = 2,6$.



Gambar 6.5. Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi fillet

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

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan.

$$\tau_{mak} = \frac{5,1}{ds^3} \sqrt{(km \times M)^2 + (kt \times T)^2} \text{ km/mm}^2 \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 7})$$

Sehingga tegangan geser maksimum poros adalah

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{5,1}{22^3} \sqrt{(2 \times 167,4)^2 + (1,5 \times 1298,66)^2} \\ &= 0,799 \text{ km/mm}^2 \end{aligned}$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman adalah

$$\begin{aligned} \tau_a \times sf_2 &> \tau_{mak} \times \alpha \\ 4 \times 2 &> 0,799 \times 2,6 \\ 8 &> 2,0488 \text{ (aman)} \end{aligned}$$

6.2. Difleksi Puntiran

Besarnya defleksi puntiran dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 18})$$

Dengan

T = momen puntir (kg mm)

L = panjang poros (mm)

G = modulus geser (kg/mm²)

Ds = diameter poros (mm)

Telah diketahui bahwa

$$\text{Momen puntir } (T) = 1298,66 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros } (ds) = 22 \text{ mm}$$

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

$$\text{Diambil panjang poros } (L) = 250 \text{ mm}$$

Maka defleksi puntiran adalah

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{1298,66 \times 250}{8300 \times 22^4} \\ &= 0,082^\circ \end{aligned}$$

Batas defleksi puntiran adalah $0,25^\circ$ s/d $0,3^\circ$ per meter panjang poros, sehingga poros tersebut aman karena defleksi puntiran hasil perhitungan lebih kecil dari $0,0625^\circ$. ✓

6.2. Defleksi Lenturan Poros

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

$$Y_{mak} = \frac{W}{3E} \left(\frac{x^3}{I_x} + \frac{a^3 - x^3}{I_a} + \frac{a^2 l}{I_b} \right) \quad (\text{Lazarkiewics, 1965 : 329})$$

Dengan

W = beban lentur yang diterima poros (kg)

E = modulus elastisitas bahan (kg/mm^2)

x = panjang poros kedudukan impeler (mm)

a = jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler (mm)

b = jarak pusat antar tumpuan (mm)

Momen inersia dapat ditentukan dengan persamaan

$$I = \frac{\pi \times ds^4}{64}$$

dengan

ds = diameter poros per tingkat (mm)

Untuk diameter poros $ds = 22$ mm, maka

$$I_x = \frac{\pi \times 22^4}{64} = 11493,185 \text{ mm}^4$$

Untuk diameter poros $ds = 25$ mm, maka

$$I_x = \frac{\pi \times 25^4}{64} = 19287,12 \text{ mm}^4$$

Untuk diameter poros $ds = 30$ mm, maka

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

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

Telah diketahui bahwa

Beban lentur (W) = 1,116 kg

Panjang kedudukan impeler (x) = 10 mm

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

$$\text{Jarak pusat impeler dengan tumpuan } (a) = 155 \text{ mm}$$

Maka besarnya defleksi lenturan adalah

$$Y_{mak} = \frac{1,116}{3 \times 21500} \left(\frac{10^3}{11493,185} + \frac{155^3 - 10^3}{19287,12} + \frac{155^2 - 100}{39740,625} \right)$$

$$= 0,0044 \text{ mm}$$

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

6.6. Putaran Kritis

Besarnya putaran kritis poros dapat ditentukan dengan persamaan

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Y_{mak}}} \text{ rpm} \quad (\text{Austin, 1993 : 292})$$

dengan

$$g = \text{percepatan gravitasi } (9810 \text{ mm/det}^2)$$

$$Y_{mak} = \text{defleksi lenturan maksimum (mm)}$$

Sehingga putaran kritis poros

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,0044}}$$

$$= 14266 \text{ rpm}$$

Kecepatan operasi poros akan aman bila beroperasi 20% di bawah putaran kritis poros. (Austin, 1993 : 292).

$$\begin{aligned}N_{crl} &= N_{cr} - 0,2 \times N_{cr} \\ &= 14266 - 0,2 \times 14266 \\ &= 11413 \text{ rpm}\end{aligned}$$

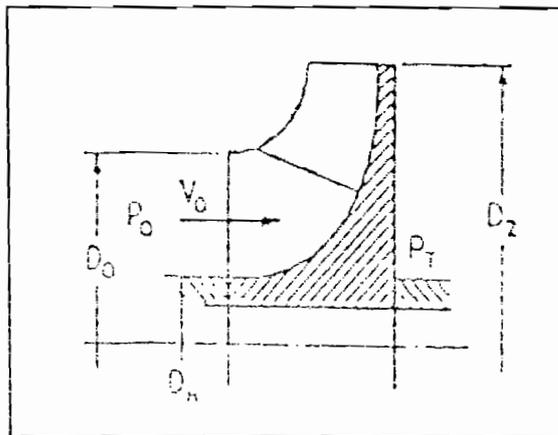
dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 3600 rpm di bawah batas bawah putaran kritis, sehingga putaran poros tersebut aman.

BAB VII

PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

7.1. 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 diakibatkan karena perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap pompa. Gaya ini bekerja pada luasan yang dibatasi cincin yang berdiameter D_O dan D_H .



Gambar 7.1. Bagian Leher Impeler

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

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

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat diperoleh dengan persamaan

$$P_T - P_o = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma \quad (\text{Austin, 1993 : 156})$$

dengan

P_T = tekanan fluida dibelakangi impeler (kg/m^2)

P_o = tekanan fluida didepan impeler (kg/m^2)

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

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

γ = berat jenis fluida yang dialirkan (kg/m^3)

Telah diketahui bahwa

Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (U_2) = 26,48 m/detik

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 15,19 m/detik

Berat jenis air yang dipompakan (γ) = 1100 kg/m^3

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

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah

$$\begin{aligned} P_T - P_o &= \frac{3}{4} \times \frac{26,48^2 - 15,19^2}{2 \times 9,81} \times 1100 \\ &= 17983,73 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antara bidang lingkaran D_o dan D_H terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan

$$Fa = (P_T - P_o) \times \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_H^2) \quad (\text{Austin, 1993 : 156})$$

dengan

$D_O =$ diameter mata impeler (m)

$D_H =$ diameter hub (m)

Telah diketahui bahwa

Diameter mata impeler (D_O) = 0,0809 m

Diameter hub (D_H) = 0,0308 m

Sehingga besarnya gaya aksial adalah

$$\begin{aligned} F_a &= 17983,73 \times \frac{\pi}{4} (0,0809^2 - 0,0308^2) \\ &= 79,01 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_o \quad (\text{Austin, 1993 : 155})$$

dengan

$V_o =$ kecepatan fluida masuk impeler (m/detik)

$w =$ berat fluida yang masuk impeler per satuan waktu (kg/detik)

Kapasitas air yang di pompa = 0,01 m³/detik, maka bobot air yang di pompa adalah

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \\ &= 0,01 \times 1100 \\ &= 11 \text{ kg/detik} \end{aligned}$$



Kecepatan fluida yang masuk ke impeler $V_0 = 3,05$ m/detik, sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah

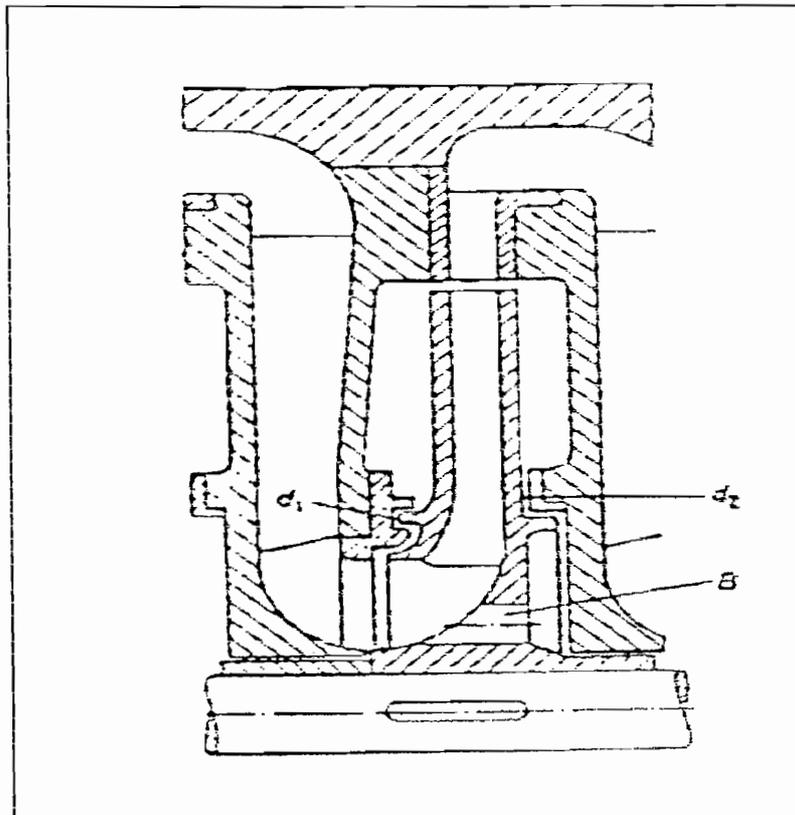
$$\begin{aligned} F_m &= \frac{11}{9,81} \times 3,05 \\ &= 3,42 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F_{a_{resultan}} &= Fa - Fm \\ &= 71,01 - 3,42 \\ &= 67,89 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

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



Gambar 7.2. Mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang.

(Sumber : Dietzel,1993 : 278)

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

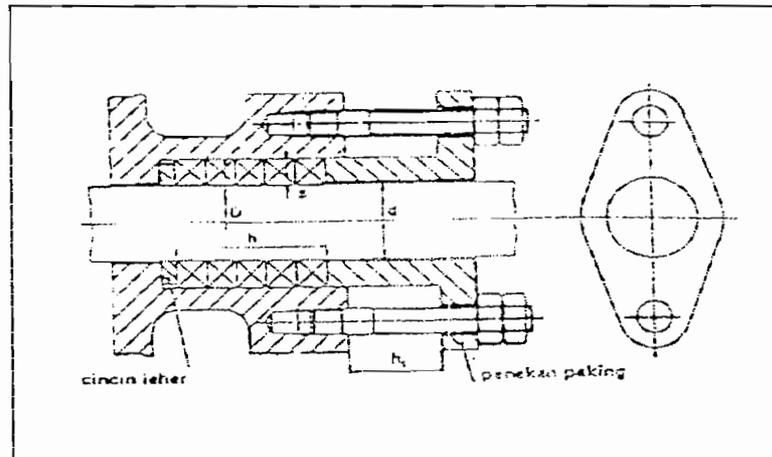
7.2. Kotak Paking (*Stuffing Box*)

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



Gambar 7.3. Detail gland yang terbelah 2

(Sumber : Austin, hal. 150)



Gambar 7.4. Kotak paking

(Sumber : Stolk, 1994 : 523)

Dimensi paking dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan-persamaan di bawah ini :

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } s = 2\sqrt{d} \quad (\text{J. Stolk, 1994 : 523})$$

dengan

$$d = \text{diameter poros (mm)}$$

Dengan perancangan ini diameter poros $d_i = 25$ mm, sehingga tebal paking adalah

$$\begin{aligned} s &= 1,5\sqrt{d} \\ &= 1,5\sqrt{25} \\ &= 7,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang paking dapat ditentukan dengan persamaan

$$H = (4 - 8) s \quad (\text{J. Stolk, 1994 : 523})$$

Diambil panjang paking adalah

$$\begin{aligned} h &= 6 \times s \\ &= 6 \times 7,5 \\ &= 45 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$\begin{aligned} h_l &= 3 \times s && \text{(J. Stolk, 1994 : 523)} \\ &= 3 \times 7,5 \\ &= 22,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk menekan paking dibutuhkan gaya yang besarnya dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times p \times a \quad \text{(J. Stolk, 1994 : 526)}$$

dengan

$$\begin{aligned} D &= \text{diameter kotak paking (mm)} \\ d &= \text{diameter poros (mm)} \\ p &= \text{tekanan lebih (kg/mm}^2\text{)} \\ a &= \text{faktor jenis paking} \end{aligned}$$

Dalam perancangan ini diameter poros $d = 25$ mm, sehingga diameter kotak paking adalah

$$\begin{aligned} D &= d + 2.s \\ &= 25 + 2 \times 7,5 \\ &= 40 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tekanan lebih (p) adalah = $0,04 \text{ kg/mm}^2$

Faktor jenis paking tergantung pada jenis paking, $a = 1$ untuk manset yang tidak perlu ditekan dan $a = 3$ untuk cincin paking yang perlu dipres (*Stolk, 1994 : 527*).

Sehingga besarnya gaya penekan yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{\pi}{4} \times (40^2 - 25^2) \times 0,04 \times 3 \\ &= 91,845 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{F_p}{2} \\ &= \frac{91,845}{2} \\ &= 45,93 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

Dengan diameter baut penekan yang telah ditentukan, maka tebal flens penekan paking dapat diperoleh yaitu sebesar 1,25 kali diameter baut penekan paking, sehingga tebal penekan paking adalah

$$\begin{aligned} t_F &= 1,25 \times d_B \\ &= 1,25 \times 8 \\ &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

7.3. Pasak

Secara umum pasak mempunyai penampang berbentuk segi empat dengan arah memanjang berbentuk prisma (lurus) atau tirus. Dalam perancangan ini

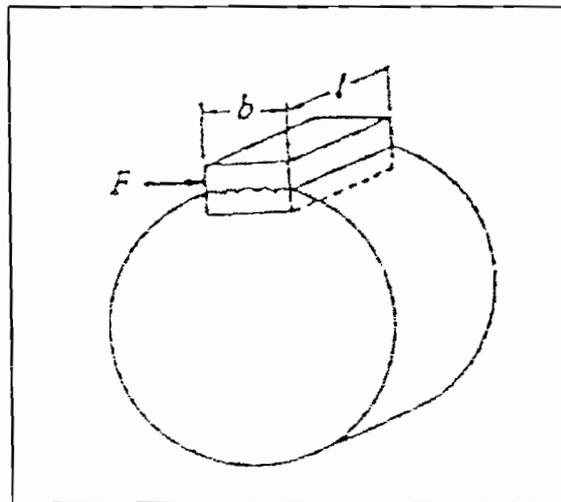
bagian pompa yang ditetapkan dengan pasak adalah impeler. Pasak benam merupakan jenis pasak yang paling banyak dipergunakan dalam sambungan poros karena pengerjaan dan pemasangan pasak ini lebih mudah.

Telah ditentukan dalam perhitungan di depan bahwa

$$\text{Momen puntir } T = 1298,66 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros untuk impeler } (d_s) = 22 \text{ mm}$$

Gambar 7.5 menunjukkan gaya geser yang bekerja pada permukaan poros.



Gambar 7.5. Gaya geser pasak

(Sumber : Sularso dan Suga, 1997 : 5)

Gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros dapat diperoleh dengan persamaan.

$$Ft = \frac{T}{d_s} \text{ mm} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 25})$$

Dengan

T = momen puntir poros (kg mm)

ds = diameter poros (mm)

Sehingga gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros adalah

$$Ft = \frac{1298,66}{\frac{22}{2}}$$
$$= 99,146 \text{ kg}$$

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

Dan diambil ukuran pasak

Ukuran pasak = 7×7

Kedalaman alur pasak pada poros (t_1) = 4 mm

Kedalaman alur pasak pada naf (t_2) = 3,5 mm

Tabel 7.1. Pemilihan jenis pasak

(Sumber : Sularso dan Suga, 1997 : 10)

Ukuran-ukuran utama (Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak b x A	Ukuran standar b, b ₁ , dan b ₂	Ukuran Standar A		C	p	Ukuran Standar b ₁	Ukuran			b ₁ dan b ₂	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai
		Pasak prismatis Pasak lancar	Pasak tirus				Pasak Prismatis	Pasak lancar	Pasak tirus		
2x2	2	2			6-20	1,2	1,0		0,5		Lebih dari 6-8
3x3	3	3		0,16-	6-36	1,8	1,4		0,9	0,08-	8-10
4x4	4	4		0,25	8-45	2,5	1,8		1,2	0,16	10-12
5x5	5	5			10-36	3,0	2,3		1,3		12-13
6x6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,3		13-22
(7x7)	7	7	7,2	0,25	16-80	4,0	3,0	3,5	3,8	0,16-	
8x7	8	7		0,40	18-90	4,0	3,3		2,4	0,25	30-3
10x8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		30-38
12x8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		38-44
14x9	14	9		0,40-	36-160	5,5	3,8		2,9	0,25-	44-50
				0,60						0,40	
(15x10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	3,0		30-35
16x10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		36-38
18x11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		38-45
20x12	20	12		0,60-	56-220	7,5	4,9		3,9	9,40-	65-35
22x14	22	14		0,80	63-250	9,0	5,4		4,4	9,60	35-65
(24x16)	24	16	16,2		70-20	8,0	8,0	8,5	8,0		80-84
25x14	25	14			70-200	9,0	5,4		4,5		85-95
28x16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		95-110
32x18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		120-110

Tegangan geser yang diijinkan dapat ditentukan dengan persamaan

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 25})$$

dengan

σ_B = tegangan tarik bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

sf_1 = faktor keamanan 1

sf_2 = faktor keamanan 2

Diambil bahan pasak **S30C**

Tegangan tarik bahan yang diijinkan $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$

faktor keamanan 1 $sf_1 = 6$

faktor keamanan 2 $sf_2 = 2$

Sehingga tegangan geser bahan yang diijinkan adalah

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

Akibat adanya gaya geser tangensial yang bekerja pada permukaan poros, maka dapat ditentukan panjang pasak dengan persamaan

$$L_1 = \frac{Ft}{b \times \tau_{ka}} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 25})$$

dengan

Ft = gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

b = lebar pasak (mm)

τ_{ka} = tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

Dari ukuran yang diambil, lebar pasak (b) = 7 mm

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

$$l_1 = \frac{99,146}{7 \times 4}$$

$$= 3,54 \text{ mm}$$

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

Panjang pasak tersebut dapat diperoleh dengan persamaan

$$L_2 = \frac{Ft}{P_{ka} \times (t_1 \text{ atau } t_2)} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 27})$$

dengan

P_{ka} = tekanan permukaan pasak yang diijinkan (kg/mm^2)

t_1 = kedalaman alur pasak pada poros (mm)

t_2 = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

Ft = gaya geser tangensial permukaan poros (kg)

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

Kedalaman alur pasak pada naf t_2 = 3,5 mm

Tekanan permukaan pasak yang diijinkan (P_{ka}) = 8 kg/mm^2 (dipergunakan untuk poros berdiameter kecil).

Sehingga panjang pasak akibat tekanan permukaan yang diijinkan adalah

$$L_2 = \frac{99,146}{8 \times 3,5}$$

$$= 3,54 \text{ mm}$$

Di antara L_1 dan L_2 diambil panjang pasak yang terbesar yaitu 3,54 mm. Panjang pasak hasil perhitungan harus disesuaikan dengan panjang pasak yang sudah distandarkan (tabel 7.1), maka diambil panjang pasak $L = 16$ mm.

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

$$\frac{b}{ds} = \frac{7}{22} = 0,31 \quad 0,25 < 0,31 < 0,35$$

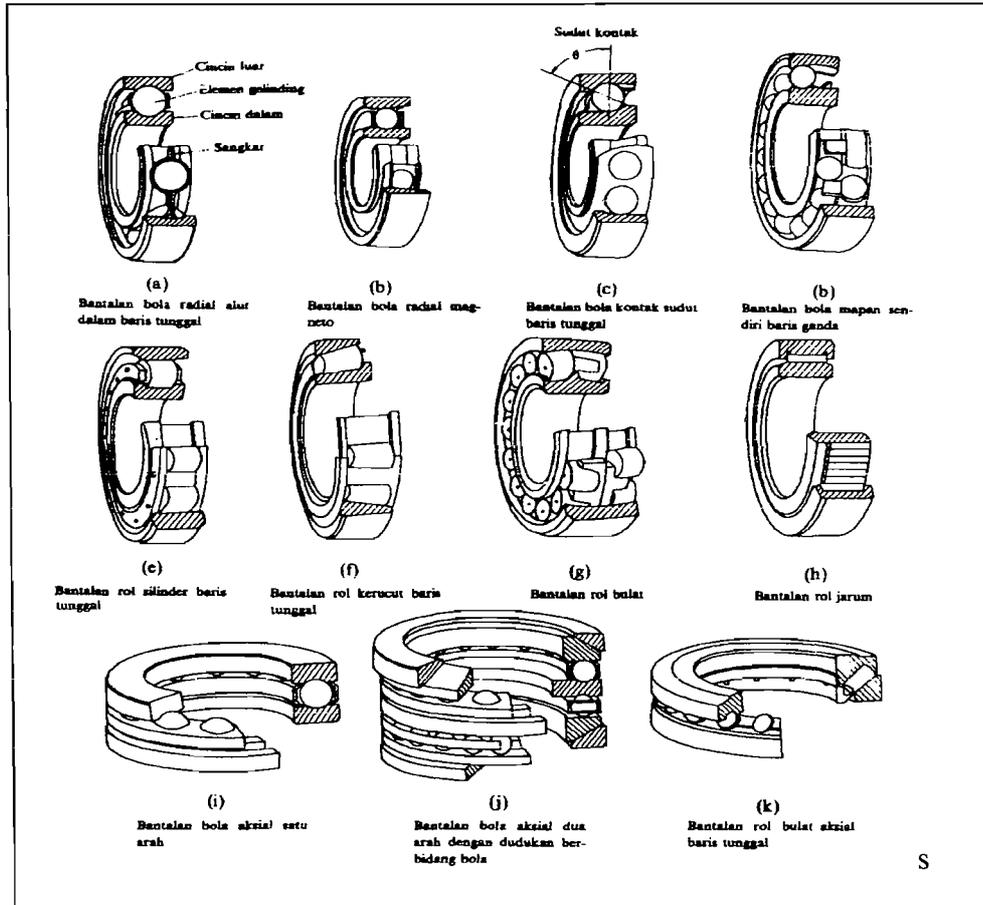
$$\frac{L}{ds} = \frac{18}{22} = 0,8 \quad 0,75 < 0,8 < 1,5$$

Dari pemeriksaan diatas, pasak hasil perancangan sudah aman dipergunakan.

7.4. Bantalan Gelinding

Bantalan pada pompa biasanya menggunakan bantalan gelinding, karena bantalan gelinding memiliki beberapa keunggulan, yaitu :

- Mudah di dapat (ukurannya sudah distandarisasikan)
- Pemeliharaan mudah
- Harganya murah



Gambar 7.6. Macam-macam bantalan gelinding

(Sumber : Sularso dan Suga, 1997 : 129)

Bantalan direncanakan menggunakan bantalan bola alur dalam baris tunggal. Dalam perancangan telah ditentukan besar gaya reaksi tumpuan yang menopang poros, dari kedua reaksi tersebut diambil yang terbesar, yaitu :

$$\text{Gaya tumpuan radial } (F_r) = 3,93 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$\text{Gaya tumpuan aksial } (F_a) = 67,89 \text{ kg}$$

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan dapat ditentukan dengan persamaan.

$$Pr = X.V.Fr + Y.Fa \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 :135})$$

dengan

Fr = gaya radial pada tumpuan (kg)

Fa = gaya aksial (kg)

X = faktor beban radial

V = faktor konstruksi bantalan

Y = faktor beban aksial

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

1. Sedangkan faktor X, Y dapat diperoleh dalam tabel 7.2.

Diameter poros lubang bantalan $d = 25$ mm

Dari tabel 7.3., diambil

Nomor bantalan = 6005

Kapasitas dinamis $C = 790$ kg

Kapasitas statis $C_0 = 530$ kg

Tabel 7.2. Faktor-faktor V, X, Y dan X_o, Y_o

(Sumber : Sularso dan Suga, 1997 : 135)

Jenis bantalan		Beban putar pada cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Beban Baris tunggal		Beban Baris Ganda				e	Beban Baris Tunggal		Beban Baris Ganda		
				$F_o / F_o \leq e$		$F_o / F_o \leq e \text{ dan } F_o / F_o > e$					X_o	Y_o	X_o	Y_o	
				X	Y	X	Y	X	Y						
Bantalan bola alur dalam	$F_o / C_o = 0.014$	1	1.2		2.30				2.30	0.19					
	$= 0.028$				1.99				1.90	0.22					
	$= 0.056$				1.71				1.71	0.26					
	$= 0.084$				1.55				1.55	0.28					
	$= 0.11$				0.56	1.45	1	0	0.56	1.45	0.30	0.6	0.5	0.6	0.5
	$= 0.17$				1.31				1.31	0.34					
	$= 0.28$				1.15				1.15	0.38					
	$= 0.42$				1.04				1.04	0.42					
	$= 0.56$		1.00			1.00	0.44								
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1.2	0.43	1.00	1.09	0.70	1.63	0.57		0.42		0.84		
	$= 25^\circ$			0.41	0.87	0.92	0.67	1.41	0.68		0.38		0.76		
	$= 30^\circ$			0.39	0.76	0.78	0.63	1.24	0.80	0.5	0.33	1	0.66		
	$= 35^\circ$			0.37	0.66	0.66	0.60	1.07	0.95		0.29		0.58		
	$= 40^\circ$			0.35	0.57	0.55	0.57	0.93	1.14		0.26		0.52		

Untuk bantalan baris tunggal, bila $F_o / F_o \leq e \text{ dan } F_o / F_o > e$

Tabel 7.3. Pemilihan jenis bantalan
(Sumber : Sularso dan Suga, 1997 : 143)

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C ₀ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	e		
6000			10	26	8	0.5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0.5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0.5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0.5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1.5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1.5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1.5	1320	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1.5	1620	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1.5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1.5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1.5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1.5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1980
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1.5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1.5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1.5	1020	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6303ZZ	6303VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2.5	2610	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2.5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2.5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4550	3650

Untuk mencari faktor X , Y harus ditentukan dahulu perbandingan antara gaya aksial F_a dengan kapasitas statis bantalan C_o .

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{67,89}{530} = 0,128$$

Harga hasil perhitungan tersebut disesuaikan dengan harga yang terdapat pada tabel yaitu 0,17.

Dari tabel 7.2. diperoleh

$$\text{Faktor } X = 0,56$$

$$\text{Faktor } Y = 1,31$$

Sehingga beban ekivalen dapat dihitung sebesar

$$\begin{aligned} Pr &= (0,56 \times 3,93 \times 10^{-3}) + 1,3 \times 67,89 \\ &= 2,2 \times 10^{-3} + 88,94 \\ &= 88,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

Bantalan memiliki batasan umur, yaitu tergantung pada jenis mesin yang dipergunakan. Perancangan pompa ini dipergunakan untuk pengairan dibidang pertanian. dari Tabel 7.4. terlihat bahwa batasan umur untuk mesin pertanian adalah 3000-6000 jam pemakaian.

Harga patokan untuk umur pakai L_h , faktor aus f_v dan daerah pakai menurut diagram $f_v - L_v$.

Tabel 7.4. Harga patokan untuk umur pakai Lh

(Sumber : Sudibyo, hal. 67)

No.	Jenis pemakaian	L_h	$f_v^{(*)}$	Daerah pakai (**)
1	peralatan rumah tangga	1500 ... 3000	3 ... 5	i ... k
2	mesin pertanian	3000 ... 6000	10 ... 15	h ... j
3	mesin perkakas	15000 ... 25000	0.5 ... 1.5	a ... b
4	perkakas/mesin pengangkat	10000 ... 15000	10 ... 20	h ... k
5	kotak roda gigi universal	10000 ... 25000	3 ... 8	d ... e
6	kotak roda gigi mesin rol	20000 ... 35000	6 ... 12	c ... d
7	kipas angin	20000 ... 30000	2 ... 4	d ... e
8	motor listrik kecil (4 kw)	8000 ... 15000	3 ... 5	e ... g
9	motor listrik menengah	15000 ... 25000	3 ... 5	d ... e
10	motor listrik besar (100 kw), generator	20000 ... 30000	3 ... 5	c ... d
11	kendaraan tenaga listrik	20000 ... 30000	4 ... 6	d ... e
				gigih pindah
12	sepeda motor ringan	1000 ... 2000	5 ... 8	i ... k
13	sepeda motor berat, mobil person ringan	2000 ... 4000		poros penggerak
14	mobil person berat, truk ringan	3000 ... 5000	3 ... 6	i ... k
				bantalan roda
15	truk berat, bus	4000 ... 8000	4 ... 8	h ... i
16	poros rem	50000	8 ... 12	e ... f
17	poros kereta api	40000	8 ... 12	e ... e
18	poros garpu angkat (fork lift)	20000	12 ... 15	f ... h
19	ventilator kecil	10000	5 ... 8	f ... h
20	puli tali baja perkakas tamhang	50000	8 ... 12	e ... d
21	mesin kertas	80000	4 ... 8	a ... b
22	bantalan poros kapal	80000	6 ... 10	e ... f
23	mesin untuk pengejaan kayu	15000 ... 20000	3 ... 5	e ... f
24	mesin percetakan	15000 ... 20000	2 ... 4	a ... b
25	pompa pusingan	10000 ... 30000	3 ... 5	d ... f

*^a) harga f_v yang kecil dipakai untuk angka putaran yang tinggi dan lingkungan kerja yang kurang baik

*^b) daerah pakai yang disebut pertama dipakai untuk lingkungan kerja yang jelek, misalnya : pada bahaya pengotoran debu yang besar.

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

Untuk bantalan bola

$$fn = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1,3} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 136})$$

dengan

n = putaran poros (rpm)

putaran poros (n) = 3600 rpm

sehingga faktor kecepatan bantalan bola adalah

$$\begin{aligned} fn &= \left(\frac{33,3}{3600} \right)^{1,3} \\ &= 0,21 \end{aligned}$$

kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan persamaan

$$fh = fn \times \frac{C}{P} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 136})$$

dengan

C = kapasitas dinamis bantalan (kg)

P = beban yang diterima bantalan (kg)

fn = faktor kecepatan

beban yang diterima bantalan (P) = beban ekivalen (Pr). Sehingga faktor umur bantalan adalah

$$\begin{aligned} fh &= 0,21 \times \frac{790}{88,95} \\ &= 1,87 \end{aligned}$$

umur nominal bantalan dapat ditentukan dengan persamaan

$$Lh = 500 \times fn^3 \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997 : 136})$$

sehingga umur nominal bantalan adalah

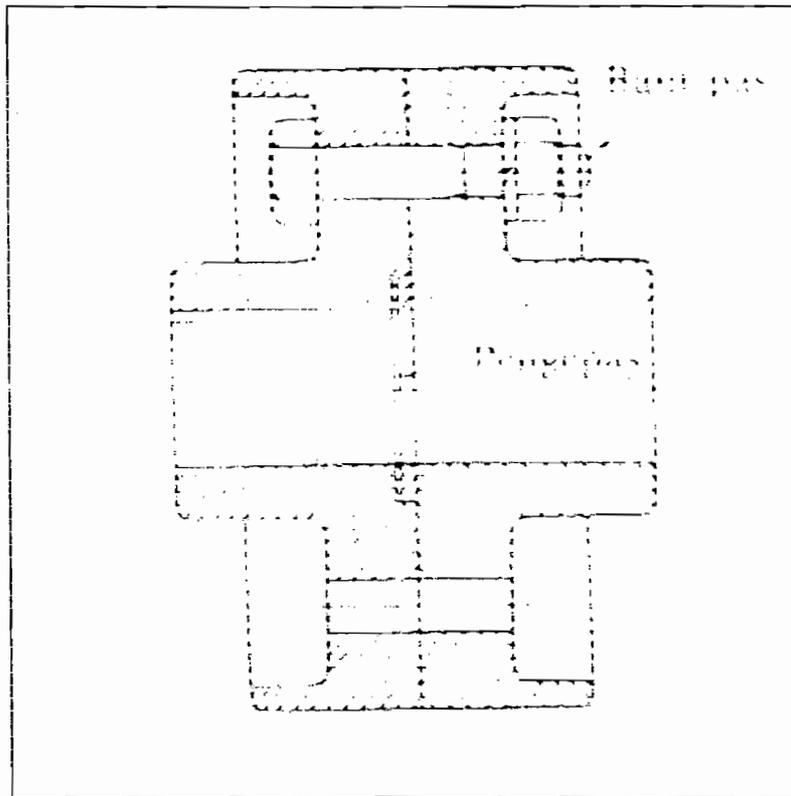
$$\begin{aligned} Lh &= 500 \times 18,7^3 \\ &= 3269,6 \text{ jam} \end{aligned}$$

Jadi umur bantalan tersebut telah sesuai dengan persyaratan batasan umur bantalan $3000 < 3269,6 < 6000$ jam, sehingga bantalan tersebut aman.

7.5. Kopling.

Kopling merupakan elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak yang berasal dari motor listrik ke poros yang digerakkan atau poros pompa. Dalam perancangan ini, kopling yang akan digunakan adalah kopling tetap dengan jenis kopling flens kaku. Di sini kopling meneruskan putaran dan daya secara pasti atau tanpa terjadi slip, dimana sumbu kedua poros dari poros penggerak dan poros yang digerakkan terletak pada satu garis lurus.

Kopling flens kaku terdiri dari naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor, dan dipasang pada ujung poros dengan memberi pasak serta di ikat dengan baut pada flensnya. Kopling ini tidak dapat mengurangi tumbukan atau getaran transmisi, dan syarat mutlak yang harus dipenuhi adalah bahwa kopling flens ini tidak mengijinkan sedikitpun ketidak lurusan sumbu pada kedua poros.



Gambar 7.7 Kopling flens kaku

(Sularso dan Suga, 1997: 31)

Dari hasil perhitungan sebelumnya diperoleh :

Daya pompa $P = 4,8 \text{ kW}$

Momen puntir $T = 1298,66 \text{ kg.mm}$

Tegangan geser ijin τ_a :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (\text{Sularso dan K. Suga, 1997:8})$$

dengan : $Sf_1 = 6,0$ dan $Sf_2 = 2,0$

Material poros pompa adalah baja karbon konstruksi mesin S30C dengan

kekuatan tarik $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$. Maka tegangan geser ijin adalah :

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

Diameter poros D_s :

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \times Kt \times Cb \times T \right]^{1/3} \quad (\text{Sularso dan K. Suga, 1997:18})$$

dengan :

Kt = faktor keamanan puntir = 1,5

Cb = faktor koreksi beban lentur = 2,0

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan = 4 kg/mm²

sehingga :

$$\begin{aligned}D_s &= \left[\frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 2,0 \times 1298,66 \right]^{1/3} \\ &= 16,09 \text{ mm}\end{aligned}$$

Ukuran diameter poros diambil 22 mm

Dari gambar V.9 dan pada lampiran diperoleh ukuran-ukuran kopling flens sebagai berikut :

Diameter luar kopling flens A	= 125 mm
Panjang naf L	= 45 mm
Diameter naf (bos) C	= 50 mm
Daerah pusat baut B	= 85 mm
Tebal flens F	= 18 mm
Diameter baut d_b	= 10 mm

Jumlah baut n = 4 buah

Nilai efektif n_e = 0,5

Besarnya tegangan geser pada baut dapat dihitung sebagai berikut :

$$\tau_b = \frac{8T}{\pi \times d_b^2 \times n_c \times B} \quad (\text{Sularso dan K. Suga, 1997:34})$$

dengan : n_e = jumlah baut efektif, yang besarnya 50 % dari jumlah baut yang dipakai adalah : $4 \times 0,5 = 2$

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{8 \times 1298,66}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 85} \\ &= 0,16 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser baut yang diijinkan τ_{ba} :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_B}{Sf_b \times K_b} \quad (\text{Sularso dan K. Suga, 1997:34})$$

dengan :

σ_B = kekuatan tarik baut (kg/mm^2)

Sf_b = faktor keamanan = 6,0

K_b = faktor koreksi karena tumbukan sebesar 1,5 dan 3,0 dan diambil K_b

= 3,0

Bahan baut dipilih baja karbon SF50 dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2$.

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_{bu} &= \frac{50}{6,0 \times 3,0} \\ &= 2,78 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

pemeriksaan :

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

$$0,16 < 2,78 \quad \text{memenuhi syarat}$$

Bahan flens dipilih besi cor kelabu FC25 dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 25 \text{ kg/mm}^2$.

Tegangan geser yang diijinkan untuk flens τ_{Fa} :

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_B}{Sf_F \times K_F} \quad \text{(Sularso dan K. Suga, 1997:34)}$$

dengan :

$$Sf_F = \text{Faktor keamanan} = 6,0$$

$$K_F = \text{Faktor koreksi} = 3,0$$

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= \frac{25}{6 \times 3} \\ &= 1,388 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser flens τ_F :

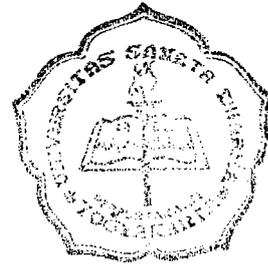
$$\begin{aligned}\tau_F &= \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \\ &= \frac{2 \times 1298,66}{3,14 \times 50^2 \times 18} \\ &= 0,015 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

pemeriksaan :

$$K_f \times r = 3 \times 0,015 = 0,045 \text{ kg/mm}^2$$

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

$$0,015 < 1,388 \text{ memenuhi syarat}$$



BAB VIII

KARAKTERISTIK POMPA

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

8.1. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head

8.1.1 Head Euler's (H_{T0})

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

Besarnya head euler's dinyatakan dengan persamaan

$$H_{T0} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q_{T0} \times \cot \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right) \quad (\text{Fritz Dietzel, 1993 : 311})$$

dengan

U_2 = kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (m/detik)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

b_2 = lebar pada sisi keluar impeler (m)

Q_{T0} = kapasitas pompa teoritis (m^3/detik)

β_2 = sudut sisi keluar impeler ($^\circ$)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2)	= 26,48 m/detik
Diameter sisi keluar impeler (D_2)	= 0,1414 m
Lebar sisi keluar impeler (b_2)	= 0,00915 m
Sudut sisi keluar impeler (β_2)	= 20°
Kapasitas pompa teoritis (Q_{∞})	= 1,06 Q
Percepatan gravitasi (g)	= 9,81 m/det ²

Sehingga besarnya head euler's adalah

$$H_{\infty} = \frac{26,48}{9,81} \left(26,48 - \frac{1,06 Q \times \cot 20}{0,1414 \times \pi \times 0,00915} \right)$$

$$= 71,477 - 1765,74 Q$$

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

$$H_{\infty} = 71,477 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$H_{\infty} = 53,819 \text{ m}$$

8.1.2. Head Teoritis (H_t)

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

Head teoritis dinyatakan dengan persamaan :

$$H_t = k_{2cu} \times H_{\infty} \quad (\text{Austin H. Church, 1993 : 33})$$

dengan

k_{2cu} = koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien sirkulasi aliran k_{2cu} = memiliki batasan harga antara 0,6 sampai dengan 0,8 (*Khetaguroou, hal. 231*).

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran $k_{2cu} = 0,6$

Sehingga besarnya head teoritis adalah

$$H_t = 0,6(71,477 - 1765,74Q)$$

$$H_t = 42,88 - 1059,44Q$$

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

$$H_t = 42,88 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$H_t = 32,28 \text{ m}$$

3.1.3. Head Aktual (H_{akt})

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

Head aktual dapat dinyatakan dengan persamaan

$$H_{akt} = H_t - h_h \quad (\text{Austin H. Church, 1993 : 33})$$

dengan

$$H_t = \text{head teoritis (m)}$$

$$h_h = \text{kerugian hidrolis (m)}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$

Head aktual (H_{akt}) = 30 m

Head teoritis (H_{kt}) = 32,28 m

Maka kerugian hidrolis dapat ditentukan sebagai berikut

$$\begin{aligned} h_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 32,28 - 30 \\ &= 2,28 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan diperoleh dengan persamaan

$$h_h = H_s + H_{FD} \quad (\text{Austin H. Church, 1993 : 33})$$

dengan

h_s = kerugian kejut dan turbulensi (m)

h_{FD} = kerugian gesekan (m)

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

$$\begin{aligned} h_s = h_{FD} &= 0,3 \times h_h \\ &= 0,3 \times 2,28 \\ &= 0,684 \end{aligned}$$

kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan persamaan

$$h_{FD} = K \times Q^2 \quad (\text{A. J. Stepanoff, 1965 : 164})$$

dengan

K = koefisien gesekan

Q = kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka harga K adalah :

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

$$K = \frac{0,684}{0,01^2} = 6840$$

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

$$h_{FD} = 6840 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan persamaan

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times K_{2cu} \times \frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad (\text{Khetagurov, 267})$$

dengan

K_{sh} = koefisien kerugian kejut/turbulensi

K_{2cu} = koefisien sirkulasi aliran

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

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

D_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

D_3 = diameter dasar rumah volut (m)

Q_n = kapasitas normal pompa (m^3/detik)

Q = kapasitas pompa (m^3/detik)

Telah diketahui sebelumnya

$$\text{Kecepatan fluida sisi masuk impeler } (U_1) = 15,19 \text{ m/detik}$$

$$\text{Kecepatan fluida sisi keluar impeler } (U_2) = 26,48 \text{ m/detik}$$

$$\text{Diameter sisi keluar impeler } (D_2) = 0,1414 \text{ m}$$

$$\text{Diameter dasar rumah volut/diameter lidah } (D_3) = 0,1485$$

$$\text{Koefisien sirkulasi aliran } (K_{2cu}) = 0,6$$

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

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

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, dari persamaan

(8.6) dapat ditentukan kapasitas normal sebagai berikut

$$0,684 = \frac{0,6}{2 \times 9,81} \left[15,19^2 + \left(26,48 \times 0,6 \times \frac{0,1414}{0,1485} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,684 = 14,055 \times \left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,0486 = \left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,2206 = 1 - \frac{0,01}{Q_n}$$

$$Q_n = 0,0128 \text{ m}^3 / \text{detik}$$

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

$$h_s = 14,055 \left[1 - \frac{Q}{0,0128} \right]^2$$

$$h_s = 14,055 - 2196,09Q + 85784,9Q^2$$

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

$$h_s = 14,055 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$h_s = 0,672 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan (8.4).

$$h_n = (14,055 - 2196,09Q + 85784,9Q^2) + 6840Q^2$$

$$h_n = 14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2$$

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

$$H_{akt} = (42,88 - 1059,44Q) - (14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2)$$

$$H_{akt} = 28,825 + 1136,65Q - 92624,9Q^2$$

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

$$H_{akt} = 28,825 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$H_{akt} = 30,929 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu :

$$H_{tQ} = 71,477 - 1765,74Q$$

$$H_t = 42,88 - 1059,44Q$$

$$h_{FD} = 6840Q^2$$

$$h_s = 14,055 - 2196,09Q + 85784,9Q^2$$

$$h_h = 14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2$$

$$H_{akt} = 28,825 + 1136,65Q - 92624,9Q^2$$

Data-data di dalam tabel 8.1. untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head untuk harga kapasitas Q sembarang.

8.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya, Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakera, kerugian hidrolis, dan kerugian mekanis.

Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dengan persamaan.

$$b, hp = f, hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M \quad (\text{Austin H. Church, 1993 : 35})$$

dengan

$$b, hp = \text{daya kuda rem}$$

$$f, hp = \text{daya kuda fluida}$$

$$hp_L = \text{daya kuda untuk mengatasi kebocoran}$$

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

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

$$hp_M = \text{daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis}$$

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan

$$f, hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \quad (\text{Lazarkiewicz, 1965 : 70})$$

dengan

$$H = \text{head pompa (m)}$$

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

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

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah

$$f, hp = \frac{Q \times 30 \times 1100}{75}$$

$$f, hp = 400Q$$

Daya kuda untuk mengatasi kebocoran diperoleh dengan persamaan

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_1 \times \gamma}{75} \quad (\text{Lazarkiewicz, 1965 : 70})$$

dengan

$$Q_L = \text{kapasitas kebocoran pompa (m}^3/\text{detik)}$$

$$H_1 = \text{head teoritis (m)}$$

Telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya bahwa kapasitas kebocoran pompa yaitu 6% kapasitas pompa.

Sehingga daya kuda untuk mengatasi kebocoran adalah

$$hp_L = \frac{0,60Q \times (42,88 - 1059,44) \times 1100}{75}$$

$$hp_L = 34,304Q - 847,552Q^2$$

Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra untuk kapasitas pompa sembarang adalah :

$$hp_{iF} = \frac{\left(\frac{D_2}{12}\right)^{4.48} \times n^{2.83}}{8,75 \times 10^6} \quad (\text{Austin H. Crurch, 1993 : 126})$$

Telah diketahui bahwa

$$\text{Diameter sisi luar impeler } (D_2) = 5,567 \text{ inc}$$

$$\text{Putaran poros pompa } (n) = 3600 \text{ rpm}$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan carka adalah

$$\begin{aligned} hp_{DF} &= \frac{\left(\frac{5,567}{12}\right)^{4.48} \times 3600^{2.833}}{8,75 \times 10^6} \\ &= 0,3245 \end{aligned}$$

Daya yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis, untuk sembarang harga kapasitas dinyatakan dengan persamaan

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \quad (\text{A. J. Stepanoft, 1995 : 198})$$

Telah ditentukan sebelumnya bahwa kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas adalah

$$h_h = 14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$\begin{aligned} hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,06Q) \times 1100 \times (14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2)}{75} \\ hp_{HY} &= 198,644Q - 31038,072Q^2 + 1309098,587Q^3 \end{aligned}$$

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu berkisar antara 2%-4% dari daya kuda rem dan angka-angka yang lebih besar dipakai untuk unit-unit yang lebih kecil. (*Ausin, 1993 : 32*).

kuda rem dan angka-angka yang lebih besar dipakai untuk unit-unit yang lebih kecil. (Austin, 1993 : 32).

Karena perancangan pompa ini termasuk unit kecil, maka daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil sebesar 13% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,13 \cdot b, hp$$

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan menstubsitusikan harga-harga dan daya kuda fluida ke persamaan (8.7).

$$b, hp = 400Q + (34,304Q - 847,552Q^2) + 0,3245 + (198,644Q - 31038,072Q^2) + 1309098,587Q^3 + 0,13b, hp$$

$$0,87b, hp = 1309098,587Q^3 - 31885,624Q^2 + 632,94Q + 0,3245$$

$$b, hp = 1504711,02Q^3 - 36650,143Q^2 + 727,526Q + 0,3245$$

Efisiensi pompa diperoleh dengan persamaan

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \quad (\text{Austin H. Crurch, 1993 : 36})$$

Dari perhitungan di atas diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut

$$f, hp = 400Q$$

$$hp_L = 34,304Q - 847,552Q^2$$

$$hp_{DF} = 0,3245$$

$$hp_{HY} = 198,644Q - 31038,072Q^2 + 1309098,587Q^3$$

$$b, hp = 1504711,02Q^3 - 36650,143Q^2 + 727,526Q + 0,3245$$

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

Data-data di dalam tabel 8.2 untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi (untuk harga kapasitas sembarang).

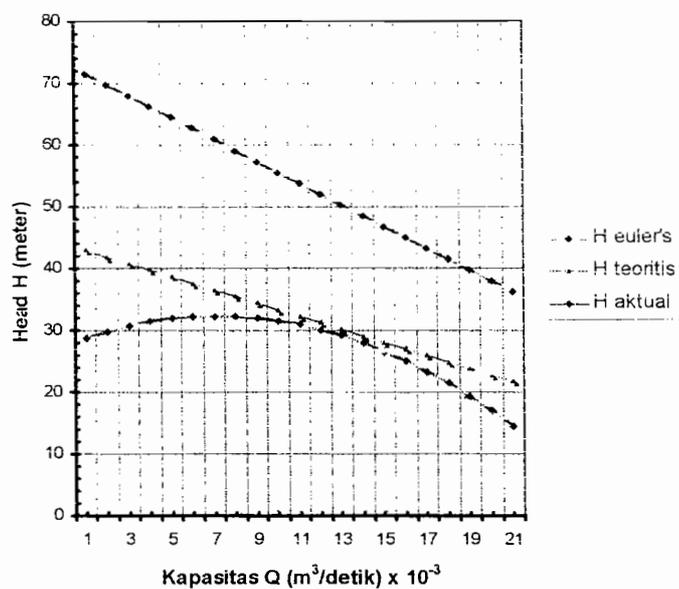
Dari tabel 8.2. terlihat bahwa untuk kapasitas pompa $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$, efisiensi pompa yang dicapai adalah 0,73 berarti efisiensi tersebut telah sesuai dengan asumsi diawal perancangan.

Tabel 8.2. Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

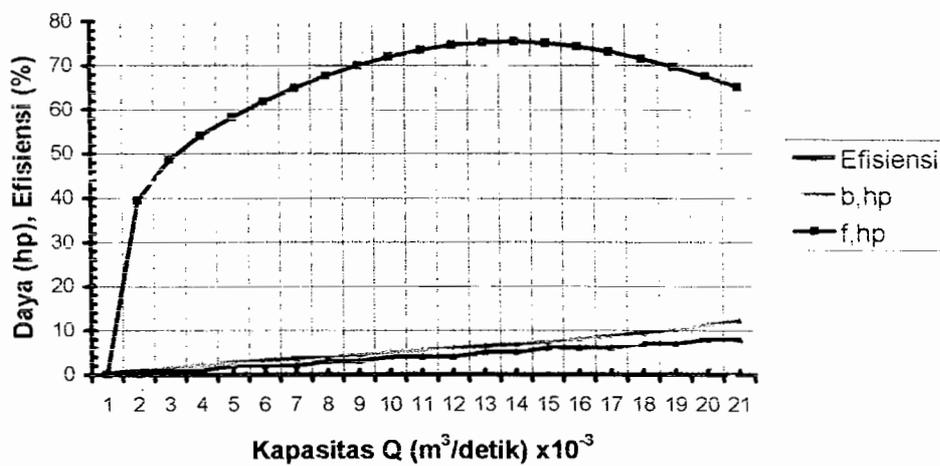
Q (m^3/detik)	F, hp (hp)	h_{pL} (hp)	h_{pHY} (hp)	b, hp (hp)	η_{op} (%)
0.000	0	0.0000	0.0000	0.3245	0.00
0.001	0	0.0335	0.1689	1.0169	39.34
0.002	1	0.0652	0.2836	1.6450	48.62
0.003	1	0.0953	0.3519	2.2179	54.11
0.004	2	0.1237	0.3817	2.7445	58.30
0.005	2	0.1503	0.3809	3.2340	61.84
0.006	2	0.1753	0.3573	3.6953	64.95
0.007	3	0.1986	0.3187	4.1374	67.67
0.008	3	0.2202	0.2730	4.5695	70.03
0.009	4	0.2401	0.2280	5.0005	71.99
0.010	4	0.2583	0.1917	5.4395	73.54
0.011	4	0.2748	0.1719	5.8954	74.63
0.012	5	0.2896	0.1764	6.3773	75.27
0.013	5	0.3027	0.2130	6.8943	75.42
0.014	6	0.3141	0.2897	7.4554	75.11
0.015	6	0.3239	0.4143	8.0695	74.35
0.016	6	0.3319	0.5946	8.7458	73.18
0.017	7	0.3382	0.8385	9.4932	71.63
0.018	7	0.3429	1.1539	10.3208	69.76
0.019	8	0.3458	1.5486	11.2376	67.63
0.020	8	0.3471	2.0304	12.2527	65.29

Tabel 8.1. Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m ³ /detik)	H_{tD} (meter)	H_t (meter)	h_{FD} (meter)	h_s (meter)	h_h (meter)	h_{akt} (meter)
0.000	71.477	42.88	0.000	14.055	14.055	28.825
0.001	69.71126	41.82056	0.007	11.99447	11.95153	29.86903
0.002	67.94552	40.76112	0.027	10.00596	10.03332	30.7278
0.003	66.17978	39.70168	0.062	8.238794	8.300354	31.40133
0.004	64.41404	38.64224	0.109	6.643198	6.752638	31.8896
0.005	62.6483	37.5828	0.171	5.219173	5.390173	32.19263
0.006	60.88256	36.52336	0.246	3.966716	4.212956	32.3104
0.007	59.11682	35.46392	0.335	2.88583	3.22099	32.24293
0.008	57.35108	34.40448	0.438	1.976514	2.414274	31.99021
0.009	55.58534	33.34504	0.554	1.238767	1.792807	31.55223
0.010	53.8196	32.2856	0.684	0.67259	1.35659	30.93901
0.011	52.05386	31.22616	0.828	0.277983	1.105623	30.12054
0.012	50.28812	30.16672	0.985	0.054946	1.039906	29.12681
0.013	48.52238	29.10728	1.156	0.003478	1.159438	27.94784
0.014	46.75664	28.04784	1.341	0.12358	1.46422	26.58362
0.015	44.9909	26.9884	1.539	0.415252	1.954253	25.03415
0.016	43.22516	25.92896	1.751	0.878494	2.629534	23.29943
0.017	41.45942	24.86952	1.977	1.513306	3.490066	21.37945
0.018	39.69368	23.81008	2.216	2.319688	4.535848	19.27423
0.019	37.92794	22.75064	2.469	3.297639	5.766879	16.98376
0.020	36.1622	21.6912	2.736	4.44716	7.18316	14.50804



**gambar 8.1.karakteristik pompa
hubungan antara head dan kapasitas**



**gambar 8.2.karakteristik pompa
hubungan antara daya dengan kapasitas,efisiensi**

BAB IX

KESIMPULAN DAN PENUTUP

9.1 KESIMPULAN

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

1. Spesifik pompa

- Tipe : Pompa sentrifugal satu tingkat
- Fluida yang dipompakan : Air sungai
- Kapasitas (Q) : 36 m³ /jam
- Head total (H) : 30 m
- Putaran (n) : 3600 rpm
- Daya pompa (p) : 2,993 Kw
- Efisiensi : 73 %

2. Impeler

- Tipe : Semi terbuka
- Bahan : S30C
- Diameter sisi masuk impeler : 80,63 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 141,4 mm
- Jumlah sudu : 7 buah

3. Poros

- Bentuk poros : Pejal bertingkat
- Bahan poros : S30C

- Diameter poros : 22 mm
- Panjang poros : 410,5 mm

4. Pasak

- Bahan : S30C
- Penampang pasak : 7x7
- Panjang pasak : 28 mm (kopling)
: 10 mm (impeler)
- Kedalaman alur pasak pada poros : 4 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf : 3,5 mm

5. Bantalan

- Jenis : Bantalan gelindin jenis bola alur dalam baris tunggal
- Nomor bantalan : 6005
- Diameter dalam bantalan : 25mm
- Jumlah : 2 buah
- Diameter luar bantalan : 47 mm
- Umur pemakaian : 3269,6 jam

6. Kopling

- Tipe : Kopling flens kaku
- Bahan : Besi cor kelabu
- Diameter luar : 125 mm
- Diameter lubang untuk poros : 22 mm
- Jumlah baut : 4 buah
- Tebal : 18 mm

9.2 PENUTUP

Dalam perancangan pompa air sawah ini, agar pompa dapat berfungsi dengan baik dan optimal maka harus diperhatikan hal-hal sebagai berikut :

1. Pemeriksaan terhadap semua komponen-komponen mesin dari pompa sehingga apabila terjadi kerusakan cepet diperbaiki.
2. Pencegahan terjadinya kebocoran yaitu dengan pemasangan dan penggunaan paking yang benar.
3. pelumasan pada bantalan harus lebih diperhatikan agar pengoperasian pompa dapat berjalan dengan baik dan optimal.

Dalam pemilihan dan perancangan pompa juga harus diperhatikan beberapa faktor 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 pompa.

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

Dalam pengerjaan tugas akhir ini masih banyak kekurangan dan jauh dari kesempurnaan karena keterbatasan dari penulis. Semoga tugas akhir 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.
- Dietzel, F.,1993, *Turbin Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, cetakan ketiga, Erlangga, Jakara.
- Karassik, I. J.,1976, *Pompa Hand Book*, Mc Graw Hill BookCompany Inc, New York.
- Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Mechinery And System*, 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*, 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 Perancangan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan kesembilan, Pradnya Paramita, Jakarta.

LAMPFRAN

Lampiran 1

(Sumber : Sularso dan Suga, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, hal 3)

Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

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	

Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	-	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	-	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	-	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	-	95
SCM23	-	100	

Lampiran 2

(Sumber : Sularso dan Suga, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, hal 9)

Diameter poros.

(Satuan mm).

4	10	*22,4	40	100	*224	400		
		24		(105)	240			
4,5	11	25	45	110	250	420		
					250		440	
	*11,2	28		*112	280		450	
5	12	30	50	120	300	460		
		*31,5		48	*315		480	
	*12,5	32		125	320		500	
*5,6		35	55	130	340	530		
	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
7		19	65	190				
	*7,1	20		200				
		22		220				
				70				
8			71	75				
				80				
				85				
9			90	90				
				95				

- Keterangan:
1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
 2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai.

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

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

📄 DATI TECNICI

*Dimensioni	GX 120	GX 160	GX 200
Codice descrizione macchina	GC01	GC02	GCAE
Larghezza	300 mm	305 mm	313 mm
Larghezza	345 mm	365 mm	376 mm
Altezza	320 mm	335 mm	335 mm
< Larghezza >		< 305 mm >	< 313 mm >
< Larghezza >		< 385 mm >	< 395 mm >
< Altezza >		< 335 mm >	< 335 mm >
Peso a secco	12,0 kg	14,0 kg < 16,0 kg >	16,0 kg < 17,9 kg >

< > : Avviamento elettrico

Motore

Tipo motore	4 tempi, valvole in testa, un cilindro		
Cilindrata	118 cm ³	163 cm ³	196 cm ³
Alesaggio e corsa	60 x 42 mm	68 x 45 mm	68 x 54 mm
Energia erogata	2,9 kW/4.000 min ⁻¹	4 kW/4.000 min ⁻¹	4,8 kW/3.600 min ⁻¹
Coppia massima	0,75 kg-m/ 2.500 min ⁻¹	1,1 kg-m/ 2.500 min ⁻¹	1,35 kg-m/ 2.500 min ⁻¹
Consumo carburante	230 g/HPu		
Sistema di raffreddamento	Ad aria forzata		
Sistema di accensione	Magnete transistor		
Rotazione albero PTO	Antioraria		

*: Tipo "S"

NOTA:

I dati tecnici sono soggetti a variazioni a seconda del tipo di motore e a modifiche senza preavviso.

Con filtro d'aria a ciclone

*Dimensioni	GX 120	GX 160	GX 200
Codice descrizione macchina	GC01	GC02	GCAE
Lunghezza	310 mm	345 mm	313 mm
Larghezza	410 mm	420 mm	430 mm
Altezza	325 mm	335 mm	335 mm
Peso a secco	12,0 kg	14,0 kg	16,0 kg

Motore

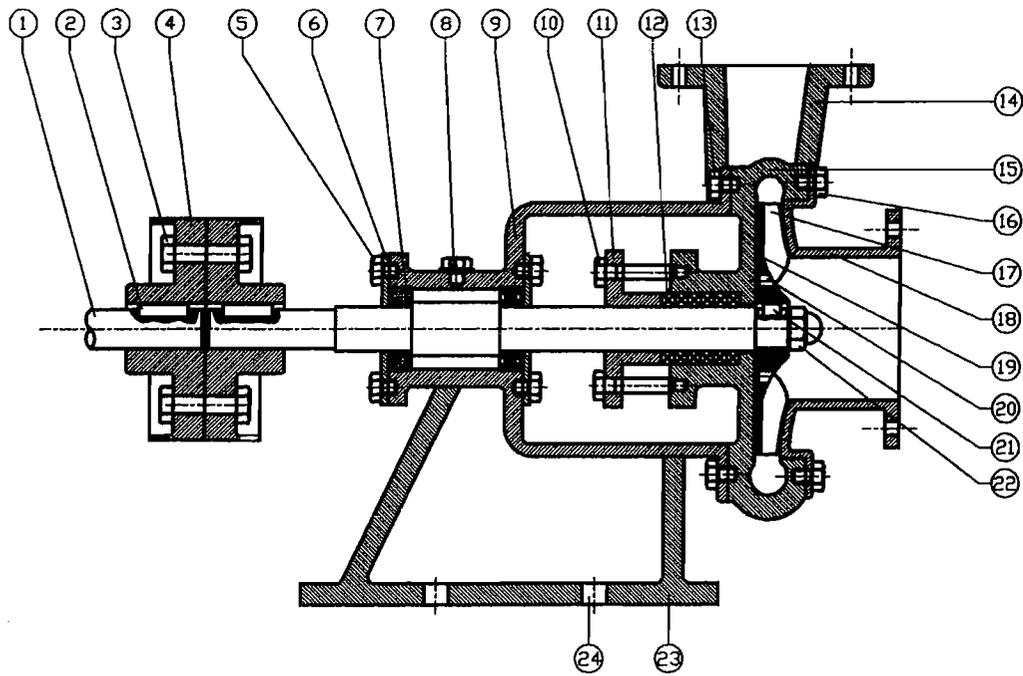
Tipo motore	4 tempi, valvole in testa, un cilindro		
Cilindrata	118 cm ³	163 cm ³	196 cm ³
Alesaggio e corsa	60 x 42 mm	68 x 45 mm	68 x 54 mm
Energia erogata	2,9 kW/4.000 min ⁻¹	4 kW/4.000 min ⁻¹	4,8 kW/3.600 min ⁻¹
Coppia massima	0,75 kg-m/ 2.500 min ⁻¹	1,1 kg-m/ 2.500 min ⁻¹	1,35 kg-m/ 2.500 min ⁻¹
Consumo carburante	230 g/HPu		
Sistema di raffreddamento	Ad aria forzata		
Sistema di accensione	Magnete transistor		
Rotazione albero PTO	Antioraria		

*: Tipo "S"

NOTA:

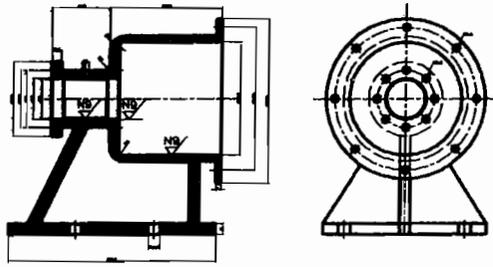
I dati tecnici sono soggetti a variazioni a seconda del tipo di motore e a modifiche senza preavviso.

SKALA : 1 : 1

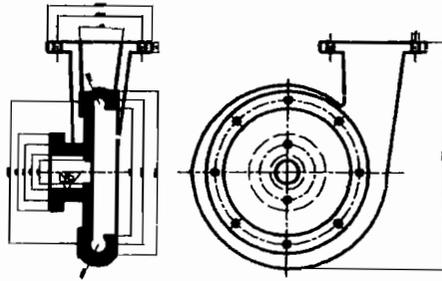


24	1	PODŁOŻENIE	STC		100
23	2	PODŁOŻENIE	PCW		
22	3	OPŁ. OPŁ.	STC		100
21	4	PODŁOŻENIE	STC		
20	5	ŁABYNTY PRZEWODNIK			
19	6	OPŁ. PRZEWODNIK	ABSORBYCJA		
18	7	OPŁ. WŁÓDNY	PCW		
17	8	OPŁ. WŁÓDNY	PCW		
16	9	OPŁ. WŁÓDNY I	STC		100
15	10	OPŁ. WŁÓDNY	PCW		
14	11	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	PCW		
13	12	OPŁ. WŁÓDNY II	STC		100
12	13	OPŁ. WŁÓDNY	ABSORBYCJA		
11	14	OPŁ. WŁÓDNY	PCW		
10	15	OPŁ. WŁÓDNY	STC		100
9	16	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
8	17	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
7	18	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
6	19	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
5	20	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
4	21	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
3	22	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
2	23	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
1	24	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100
25	25	OPŁ. WŁÓDNY (OPŁ.)	STC		100

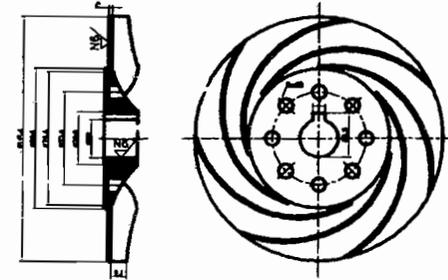
SKALA : 1 : 2 (9) (NS/RS)



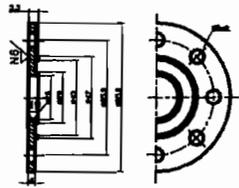
SKALA : 1 : 2 (15) (NS)



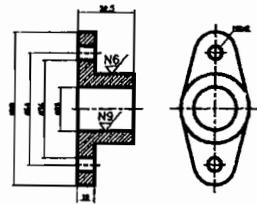
SKALA : 1 : 1 (17) (NS)



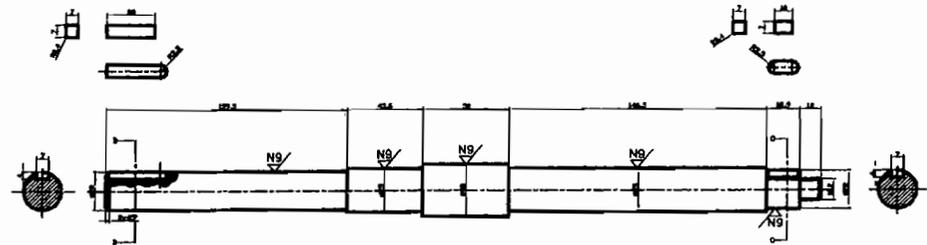
SKALA : 1 : 1 (6) (NS/RS)



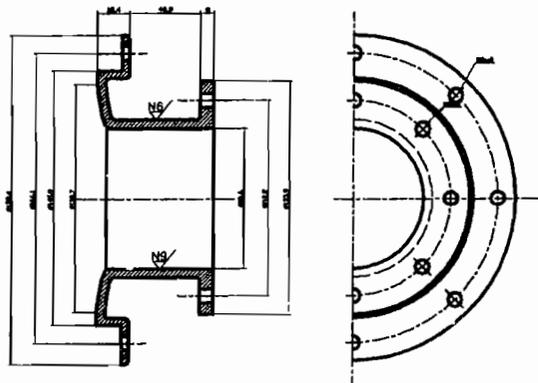
SKALA : 1 : 1 (11) (NS/RS)



SKALA : 1 : 1 (1) (NS)



SKALA : 1 : 1 (18) (NS/RS)



SKALA : 1 : 1 (4) (NS/RS)

