

DESIGN OF INDUSTRIAL WASTE WATER PUMP

TUGAS AKHIR

Untuk Memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh:

TRIDARTO

NIM : 995214021

NIRM : 99005112310120021

Kepada

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2004

TUGAS AKHIR
DESIGN OF INDUSTRIAL WASTE WATER PUMP

Yang dipersiapkan dan disusun oleh:

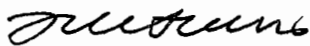
NAMA : TRIDARTO

NIM : 995214021

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 9 Maret 2004

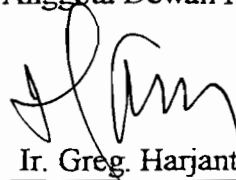
Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Dr. Ir. H. Indarto, DEA

Anggota Dewan Penguji

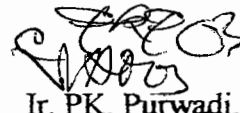


Ir. Greg. Harjanto

Pembimbing Kedua



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



Ir. PK. Purwadi, M.T.



Ir. Ronny Dwi Aguslistyo, M.T.

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

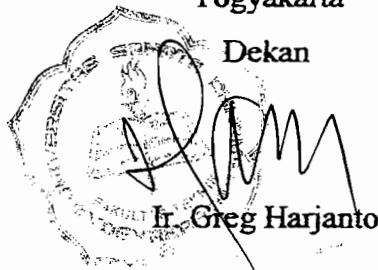
Yogyakarta, 11 Maret 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg Harjanto

PERNYATAAN

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

Yogyakarta, 17 Februari 2004

Tridarto

HALAMAN PERSEMBAHAN

Tugas Akhir ini saya persembahkan untuk:

1. Kedua Orang tuaku (Bapak Sumarso dan Ibu Sumarsi) yang selalu mendoakan dan memberikan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Kakakku (Mas Sriyanto, Mas Dwiyatno, Mbak Suparmi, dan Mbak Sarni) yang selalu memberikan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Keponakanku (Anggi dan Ferina)
4. Teman & temanku kost (Hudi, Bayu, Andri, Henu, Nanang, Bemang, Haweng, Endah, Retno) yang selalu membantu dan memberi dorongan dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
5. Teman & temanku (Jack, Simbah, Endro, Bidik, Feri, Feri, Bambang, Sigil Hadi, Hendi, Gendut, Juslo, dan semuanya).
6. Temanku Suprpto (Juriet) dan teman - temanku yang ada di rumah Monogiri.
7. Pakde dan Bude yang ada di Pengok.
8. Saudara sepupuku (Ninuk, Mas Gimo, Mbak Ririn).

KATA PENGANTAR

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

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

1. Romo Dr. Paul Suparno, S.J, M.Sc. selaku Rektor Universitas Santa Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Ir. Grek. Harjanto selaku dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Yosep Agung Cahyanta, S.T, M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak Dr. Ir. Indarto, DEA selaku dosen pembimbing utama tugas akhir.
5. Bapak Yosep Agung Cahyanta, S.T, M.T. selaku dosen pembimbing kedua tugas akhir.
6. Bapak Budi Sugiharto, S.T, M.T. selaku dosen pembimbing akademik.
7. Segenap dosen dan karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

8. Teman – temanku semuanya.

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

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

Yogyakarta, Februari 2004

Penulis.

INTISARI

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

Pompa yang dirancang ini adalah pompa radial yang terdiri dari satu tingkat dengan kapasitas $(Q) = 90 \text{ m}^3/\text{jam}$, head pemompaan $(H) = 12,5 \text{ m}$ dengan putaran $(n) = 1440 \text{ rpm}$. Jenis impeler menggunakan impeler jenis setengah terbuka dengan bahan baja karbon cor dan jumlah sudu impelernya 10 buah.

Suatu pompa radial biasanya terdiri dari satu impeler atau lebih yang dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi oleh sebuah rumah (*casing*). Fluida memasuki impeler secara aksial didekat poros dan mempunyai energi, baik energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan padanya oleh sudu – sudu. Begitu fluida meninggalkan impeler pada kecepatan relatif tinggi, fluida dikumpulkan didalam volute atau dari laluan diffuser yang mentransformasikan energi kinetik menjadi energi tekan. Ini tentu saja diikuti oleh pengurangan kecepatan sesudah konversi diselesaikan, fluida kemudian dikeluarkan dari mesin tersebut.

ABSTRACT

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

The designing pump is a radial pump that is consisted of single stage with capacity (Q) = 90 m³/hour, pumping head (H) = 12,5 m, and rotation (n) = 1440 rpm. The impeller that is used is half opened using carbonized stell cast and the amount of impeller blade is 10 PCs.

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

DAFTAR ISI



	halaman
HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
PERNYATAAN.....	iii
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	iv
KATA PENGANTAR.....	v
INTISARI.....	vii
ABSTRACT.....	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiv
DAFTAR TABEL.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Tinjauan Umum.....	1
1.2. Klasifikasi Pompa.....	2
1.2.1. Klasifikasi Menurut Jenis.....	2
1.2.2. Klasifikasi Menurut Bentuk Rumah.....	4
1.2.3. Klasifikasi Menurut Jumlah Tingkat.....	4
1.2.4. Klasifikasi Menurut Letak Poros.....	6
1.2.5. Klasifikasi Menurut Belahan Rumah.....	7
1.2.6. Klasifikasi Menurut Sisi Masuk Impeler.....	7
1.3. Pembatasan Masalah.....	7

BAB II	PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA.....	9
	2.1. Dasar Perancangan.....	9
	2.2. Pemilihan Jenis Pompa.....	9
	2.3. Putaran Spesifik.....	10
	2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa.....	12
	2.5. Daya Pemompaan.....	12
BAB III	PERANCANGAN IMPELER.....	15
	3.1. Tinjauan Umum.....	15
	3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler.....	18
	3.2.1. Perhitungan Diameter Poros.....	19
	3.2.2. Diameter Hub.....	22
	3.2.3. Diameter Mata Impeler.....	23
	3.2.4. Diameter Sisi Masuk Impeler.....	26
	3.2.5. Lebar Sisi Masuk Impeler.....	26
	3.2.6. Diameter Sisi Keluar Impeler.....	27
	3.2.7. Lebar Sisi Keluar Impeler.....	28
	3.3. Penentuan Jumlah Sudu.....	30
	3.4. Segitiga Kecepatan (<i>Triangle Velocity</i>).....	33
	3.4.1. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk.....	34
	3.4.2. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Keluar.....	35
BAB IV	PERANCANGAN SUDU.....	42
	4.1. Bentuk Sudu.....	42
	4.2. Pemilihan Bentuk Sudu.....	43

	4.3. Pelukisan Sudu.....	43
	4.4. Tebal Sudu.....	46
	4.5. Lebar Laluan.....	48
	4.6. Pemilihan Bahan Impeler.....	49
BAB V	PERANCANGAN RUMAH POMPA.....	50
	5.1. Dasar Perancangan.....	50
	5.2. Perancangan Rumah Pompa.....	53
	5.3. Nosel Buang (<i>Discharge Nozzle</i>).....	57
	5.4. Pemilihan Bahan Rumah Pompa.....	58
BAB VI	PERANCANGAN POROS DAN PASAK.....	59
	6.1. Macam – Macam Poros.....	59
	6.2. Perhitungan Beban.....	60
	6.2.1. Gaya Radial Oleh Impeler.....	60
	6.2.2. Bobot Impeler.....	61
	6.3. Perhitungan Momen Poros.....	62
	6.4. Diameter Poros.....	65
	6.4.1. Kosentrasi Tegangan Poros.....	66
	6.4.2. Defleksi Puntiran.....	70
	6.4.3. Defleksi Lenturan Poros.....	71
	6.4.4. Putaran Kritis.....	72
	6.5. Macam – Macam Pasak.....	75
	6.6. Tata Cara Perencanaan Pasak.....	76
	6.6.1. Gaya Tangensial.....	76

	6.6.2. Gaya Geser.....	77
	6.6.3. Tekanan Permukaan.....	78
BAB VII	PERHITUNGAN BANTALAN.....	81
	7.1. Klasifikasi Bantalan.....	81
	7.2. Gaya Aksial.....	83
	7.3. Umur Nominal Bantalan B.....	87
	7.4. Umur Nominal Bantalan A.....	92
BAB VIII	ELEMEN PENDUKUNG.....	93
	8.1. Kotak Paking (<i>Stufing Box</i>).....	93
	8.2. Cincin Penahan Keausan.....	95
	8.3. Pemancingan (<i>Priming</i>).....	96
	8.4. Baut dan Mur Rumah Pompa.....	96
	8.5. Kopling.....	98
BAB IX	KARAKTERISTIK POMPA.....	102
	9.1. Pendahuluan.....	102
	9.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head.....	102
	9.2.1 Head Euler's.....	102
	9.2.2. Head Teoritis.....	104
	9.2.3. Head Aktual.....	104
	9.3. Karakteristik Pompa Hubungan Antara kapasitas Dengan Daya, Efisiensi.....	111
	9.3.1. Daya Kuda Fluida.....	111
	9.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi kebocoran.....	112

9.3.3. Daya Kuda Untuk mengatasi Gesekan Cakra.....	113
9.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis.....	114
9.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis.....	114
9.3.6. Daya Kuda Rem.....	115
9.3.7. Efisiensi Pompa.....	115
BAB X KESIMPULAN DAN PENUTUP.....	118
DAFTAR PUSTAKA.....	121
LAMPIRAN	122

DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 1.1 Pompa sentrifugal.....	2
Gambar 1.2 Pompa aliran campur mendatar.....	3
Gambar 1.3 Pompa aliran aksial mendatar.....	3
Gambar 1.4 Pompa bertingkat Satu.....	5
Gambar 1.5 Pompa Bertingkat banyak.....	5
Gambar 1.6 Pompa poros mendatar.....	6
Gambar 1.7 Pompa poros tegak.....	6
Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa.....	10
Gambar 2.2 Efisiensi pompa.....	12
Gambar 3.1 Bentuk impeler.....	17
Gambar 3.2 Dimensi impeler.....	18
Gambar 3.3 Titik-titik koefisiensi tinggi tekan Φ - tinggi tekan untuk berbagai Kapasitas.....	28
Gambar 3.4 Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik.....	31
Gambar 3.5 Segitiga kecepatan pada impeler.....	33
Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.....	34
Gambar 3.7 Cm_2/U_2 versus kecepatan spesifik.....	37
Gambar 3.8 Segi tiga kecepatan sisi keluar impeler.....	39
Gambar 4.1 Pelukisan sudu dengan busur tangga.....	44
Gambar 4.2 Pelukisan sudu.....	46
Gambar 5.1 Rumah spiral.....	51

Gambar 5.2	Tiga desain rumah pompa.....	52
Gambar 5.3	Posisi konvensional flens buang.....	53
Gambar 5.4	Desain rumah keong.....	53
Gambar 6.1	Harga koefisien eksperimental K_r	61
Gambar 6.2	Reaksi-reaksi pada bantalan A – B.....	62
Gambar 6.3	Diagram gaya geser dan momen lentur.....	64
Gambar 6.4	Faktor konsentrasi tegangan β pada poros dengan pengecilan diameter yang diberi filet.....	68
Gambar 6.5	Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak diberi filet.....	69
Gambar 7.1	Macm – macam bantalan gelinding.....	82
Gambar 7.2	Bagian leher impeler.....	83
Gambar 7.3	Mengkompresir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang.....	87
Gambar 8.1	Kotak paking.....	93
Gambar 8.2	Contoh susunan cincin penahan keausan.....	95
Gambar 8.3	Kopling flens.....	99
Gambar 9.1	Grafik hubungan antara kapasitas dengan head dan rugi-rugi.....	110
Gambat 9.2	Grafik hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.....	117

DAFTAR TABEL

	halaman
Tabel 4.1. Jari – jari kelengkungan sudu.....	45
Tabel 4.2. Tebal kelengkungan sudu.....	48
Tabel 4.3. Lebar laluan b.....	49
Tabel 5.1. Hasil perhitungan rumah volut.....	57
Tabel 7.1. Faktor keandalan.....	91
Tabel 9.1. Hubungan antara kapasitas dengan head.....	109
Tabel 9.2. Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.....	116

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

Sifat zat cair secara alami tidak dapat mengalir dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi atau tempat yang bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi. Maka untuk dapat memindahkan atau mengalirkan zat cair tersebut dibutuhkan bantuan suatu mesin yaitu pompa.

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

1.2. Klasifikasi Pompa

Jenis pompa dapat diklasifikasikan menjadi berbagai macam jenis pompa menurut berbagai dasar pengelompokannya. Namun secara garis besar pompa dapat dikategorikan menjadi dua bagian besar, yaitu:

1. Pompa dinamis (*dynamik pump*)

Tekanan yang dihasilkan oleh pompa dibangkitkan dengan mengubah energi kinetik yang diterima fluida, sehingga perubahan ini akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi. Jenis pompa yang termasuk jenis ini antara lain pompa sentrifugal (*centrifugal pump*), pompa aliran aksial (*axial pump*), pompa aliran campur (*mixed pump*).

2. Pompa Perpindahan (*displacement pump*)

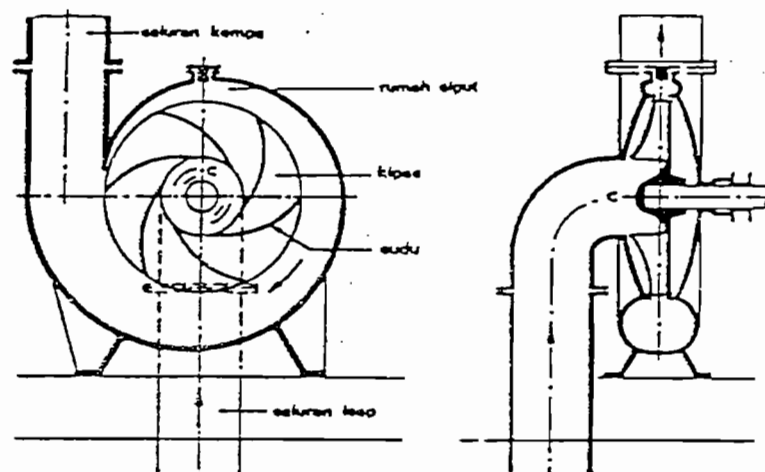
Gerakan rotor atau piston akan mengakibatkan tekanan hampa (*vaccum pressure*) pada bagian hisap (*suction*) dan tekanan positif (*positive pressure*) pada bagian tekan (*discharge*), sehingga fluida dapat dialirkan. Jenis pompa yang termasuk kelompok ini antara lain pompa torak (*reciprocating pump*), pompa rotari (*rotary pump*).

Menurut kontruksi pompa, pompa dapat dibedakan menjadi beberapa jenis antara lain:

1.2.1. Klasifikasi menurut jenis

1. Pompa sentrifugal

Pompa jenis ini dibuat dengan aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui bidang yang tegak lurus dengan poros pompa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 1.1.

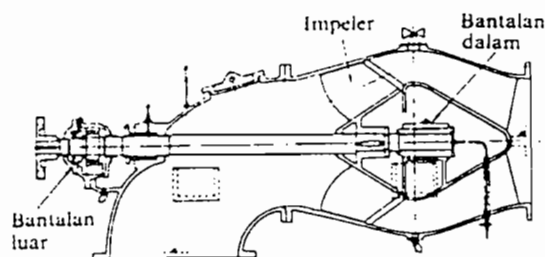


Gambar 1.1. Pompa sentrifugal

(Sumber: Nouwen, 1994, hal 33)

2. Pompa aliran campur

Gambar 1.2 merupakan pompa jenis aliran campur. Pompa jenis ini aliran yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut.

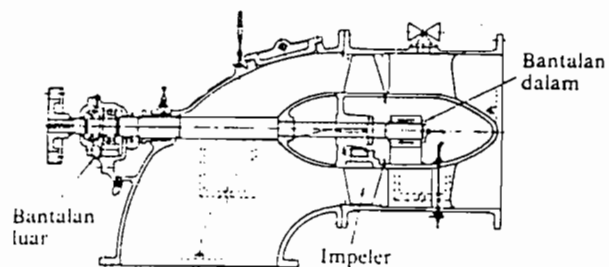


Gambar 1.2. Pompa aliran campur mendatar

(Sumber: Sularso dan Tahara, 1996, hal 76)

3. Pompa aliran aksial

Aliran zat cair yang mengalir meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Pompa jenis ini dapat dilihat dalam gambar 1.3.



Gambar 1.3. Pompa aliran aksial mendatar

(Sumber: Sularso dan Tahara, 1996, hal 76)

1.2.2. Klasifikasi menurut bentuk rumah

1. Pompa volut

Bentuk rumah impeler pada pompa jenis ini berupa rumah volut (rumah keong).

2. Pompa difuser

Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser di sekeliling luar impeler. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkuat rumah. Kontruksi ini dipakai pada pompa yang besar dengan head yang tinggi, juga dipakai pada pompa bertingkat karena aliran dari satu tingkat ketingkat berikutnya tidak menggunakan rumah volut.

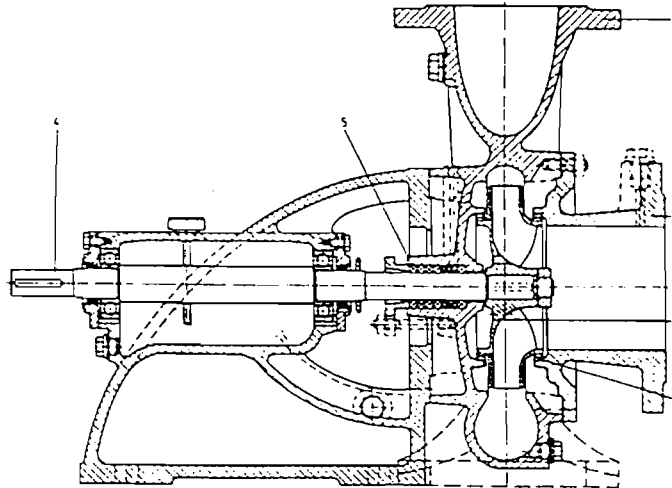
3. Pompa aliran campur jenis volut

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

1.2.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

1. Pompa satu tingkat (*single stage pump*)

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

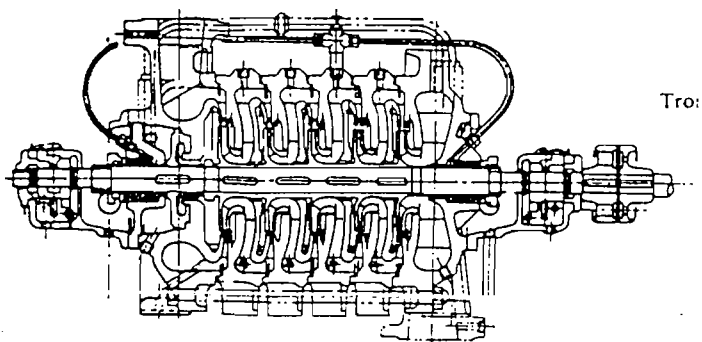


Gambar 1.4. Pompa bertingkat satu

(Sumber: Dietzel, 1993, hal 244)

2. Pompa bertingkat banyak (*multi stage pump*)

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



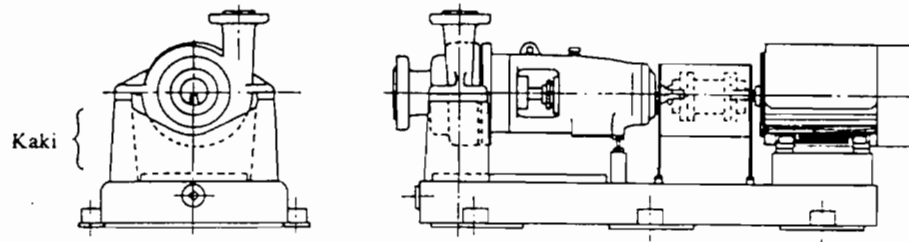
Gambar 1.5. Pompa bertingkat banyak

(Sumber: Sularso dan Tahara, 1996, hal 78)

1.2.4. Klasifikasi menurut letak poros

1. Pompa dengan poros mendatar (horisontal)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi mendatar (horisontal).

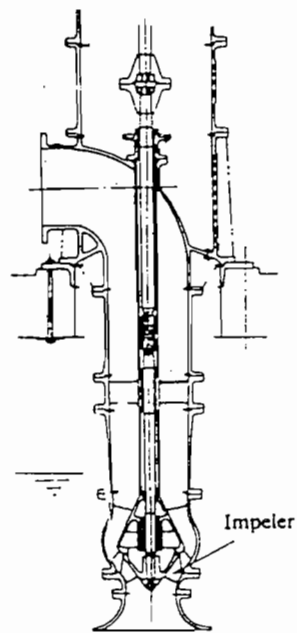


Gambar 1.6. Pompa poros mendatar

(Sumber: Sularso dan Tahara, 1996, hal 81)

2. Pompa dengan poros tegak (vertikal)

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



Gambar 1.7. Pompa poros tegak

(Sumber: Sularso dan Tahara, 1996, hal 78)

1.2.5. Klasifikasi menurut belahan rumah

1. Pompa dengan belahan rumah yang dapat dibelah menjadi dua bagian dengan pembelahan mendatar yakni bagian bawah dan bagian atas. Bagian yang berputar dapat diangkat setelah bagian yang atas dilepas terlebih dahulu.
2. Pompa dengan belahan rumah radial
Rumah pompa ini dapat dibelah secara vertikal. Bagian rumah dapat dipisah secara menyamping.

1.2.6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

1. Pompa hisapan tunggal (*single suction pump*)
Pompa ini memiliki satu sisi masuk (suction) untuk mengalirkan zat cair. Kontruksi semacam ini bentuknya sederhana dan paling banyak dipergunakan.
2. Pompa hisapan ganda (*double suction pump*)
Pompa ini memiliki dua sisi masuk untuk mengalirkan zat cair. Impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan duah buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang, serta dipandang sebagai pompa yang memiliki duah buah impeler yang berkerja sejajar (paralel).

1.3. Pembatasan Masalah

Mengingat kompleknya permasalahan dalam suatu perencanaan maka pembahasan dalam perancangan ditekankan khususnya pada hal berikut: segi kekuatan bahan, ukuran – ukuran dasar dari masing – masing elemen mesin serta

jenis dan setandar bahan yang dipakai atau digunakan. Sedangkan segi – segi lain yang tidak penting seperti pengaruh getaran mesin (motor), umur ekonomis pompa, harga bahan yang digunakan, proses perakitan, instalasi pompa dan pembuatan dari tiap elemen mesin dan masih banyak lagi hal – hal yang sebenarnya memiliki keterkaitan langsung dengan perancangan tidak dibahas oleh penulis didalam perancangan ini. Di dalam penulisan tugas akhir ini penulis mencoba untuk melakukan perancangan salah satu jenis pompa yang digunakan pada bak pengolahan air limbah industri. Pompa yang akan direncanakan adalah pompa dengan kapasitas $90 \text{ m}^3/\text{jam}$ dan head 12,5 m.

BAB II
PEMILIHAN JENIS POMPA
DAN PERHITUNGAN DAYA

2.1 Dasar Perancangan

Dasar perancangan pompa air limbah di pengolahan air limbah PT Sari Husada. Sesuai dengan data yang ada di lapangan membutuhkan pompa dengan:

Head atau tinggi tekan : 12,5 m
 : 41,01 ft
Kapasitas atau debit : 90 m³/jam
 : 1,5 m³/menit
 : 0,025 m³/detik
 : 0,882 ft³/detik
 : 391,304 gpm (AS)

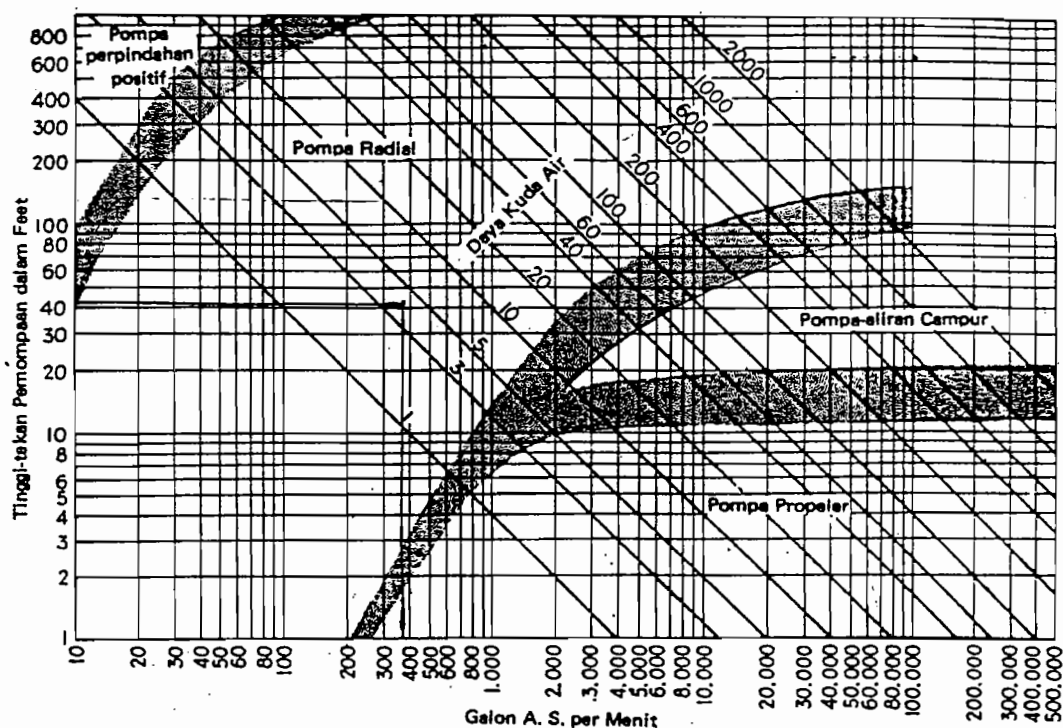
Temperatur fluida (air) : 40 °C

Pompa dalam perancangan ini, menurut pengamatan di lapangan letak porosnya adalah pompa poros horisontal atau pompa poros mendatar.

2.2. Pemilihan Jenis Pompa.

Pemilihan kapasitas dan head yang sudah ditentukan pada dasar perancangan maka masih perlu adanya pengecekan. Pengecekan dilakukan untuk mendapatkan jenis pompa yang sesuai dengan pompa yang memiliki head 12,5 m dan kapasitas 90 m³/jam.

Hal ini dilihat pada grafik penentuan jenis pompa dalam gambar 2.1.



Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa

(Sumber : Austin, 1993, hal 56)

Dari grafik diatas dengan kapasitas dan head yang ditentukan ternyata pompa yang sesuai adalah pompa radial.

2.3. Putaran Spesifik

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

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

¹ Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990, hal 48

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:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ rpm}^{(2)} \quad (2.1)$$

dengan:

n : putaran poros penggerak (rpm)

Q : kapasitas pompa (m³/detik)

H : tinggi tekan pompa (meter)

Untuk perancangan pompa ini diambil motor listrik sebagai penggerak pompa. Dalam perancangan ini digunakan motor listrik :

Putaran motor (n) = 1440 rpm

Tegangan (v) = 200 volt

Frekuensi (f) = 50 Hz

Daya (P) = 5,5 kW

Jumlah kutup = 4 kutup

Sehingga kecepatan spesifik pompa adalah :

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

$$n_s = \frac{1440\sqrt{0,025}}{12,5^{3/4}}$$

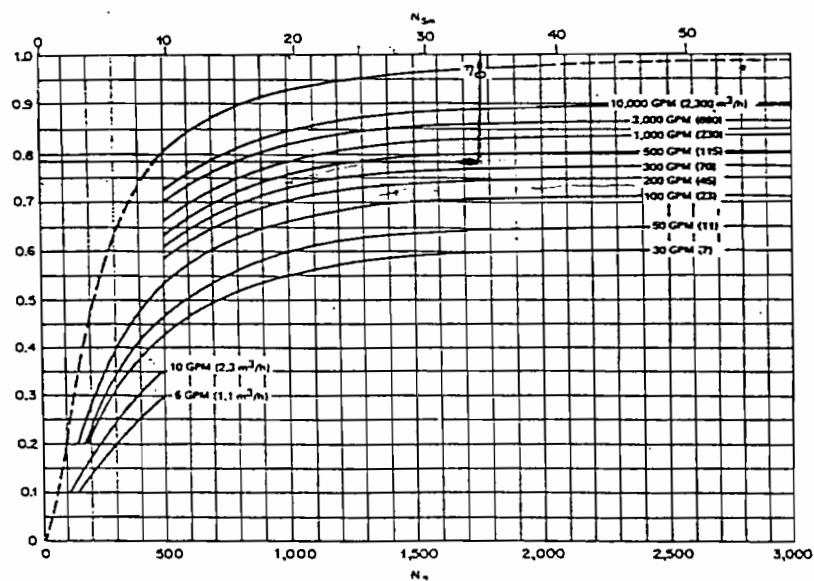
$$= 34,253 \text{ rpm (SI)}$$

² Ibid, hal 4

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 jumlah tingkat 1, perlu putaran spesifik n_s : 34,253 rpm dan dari gambar 2.2 dapat diperoleh efisiensi pompa η_n : 78 %, hasil efisiensi ini untuk sebuah pompa sudah cukup tinggi maka jumlah tingkat pompa adalah satu tingkat.



Gambar 2.2 Efisiensi Pompa

(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.13)

2.5. Daya Pemompaan

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

Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan rumus :

$$P_v = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \text{ kW}^{(3)} \quad (2.2)$$

Dengan :

ρ : massa jenis fluida yang dipompa (kg/m^3)

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

H : tinggi tekan pompa (m)

Q : kapasitas pompa (m^3/dt)

Untuk air memiliki massa jenis (ρ) = 1000 kg/m^3

Maka daya pemompaan adalah :

$$\begin{aligned} P_v &= 1000 \times 9,81 \times 12,5 \times 0,025 \\ &= 3065,625 \text{ W} \\ &= 3,065 \text{ kW} \\ &= 4,108 \text{ hp} \end{aligned}$$

Guna menggerakkan pompa dengan daya pemompaan P_v , maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak ditentukan dengan rumus :

$$P = \frac{P_v}{\eta_e} \text{ hp}^{(4)} \quad (2.3)$$

dengan:

η_e : efisiensi pompa

Dari gambar 2.2 telah diperoleh efisiensi pompa η_e : 78 %, maka dapat diperoleh daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa, yaitu:

³ Ibiud, hal 242

⁴ Ibiud, hal 243

$$\begin{aligned} P &= \frac{3065,625}{0,78} \\ &= 3930,288 \text{ watt} \\ &= 3,930 \text{ kW} \\ &= 5,268 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah 5,5 kW.

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1. Tinjauan Umum

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

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

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler adalah sebagai berikut :⁽⁵⁾

a. Impeler radial

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

b. Impeler jenis francis

⁵ Prof. Austin H. Church, M. E., 'Pompa dan Blower Sentrifugal', 1990, hal 53

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

c. Impeler jenis aliran campur

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

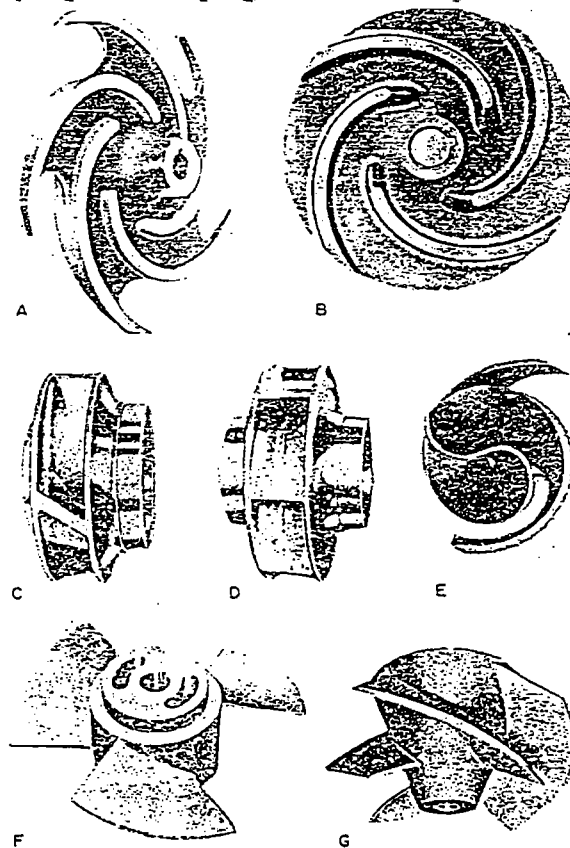
d. Impeler jenis propeler

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

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

Pada gambar 3.1 dapat dilihat berbagai jenis impeler, impeler terbuka (gambar 3.1 A) mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka B mempunyai selubung atau dinding, hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk menutup aliran cairannya. Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi, jenis hisapan D, cairan masuk dari kedua sisi. Yang ditunjukkan pada E, F dan G adalah desain untuk bahan kertas, jenis propeler dan aliran campur.⁽⁶⁾

Dalam perancangan ini, fluida yang dipompakan berupa campuran air maka jenis impeler yang cocok dipergunakan adalah jenis setengah terbuka.



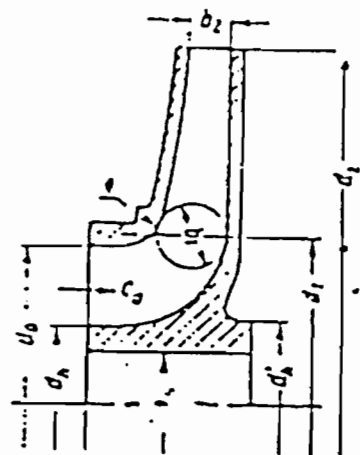
Gambar 3.1 Bentuk impeler

(Sumber : Hicks, 1996, hal 19)

⁶ Tyler G. Hick, P. E. & T. W. Edwards, P. E., "Teknologi Pemakaian Pompa", 1996, hal 18

3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler

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



Gambar 3.2 Demensi Impeler

(Sumber : Lazarkiewiez, 1965, hal 132)

Keterangan :

D_s : Diameter poros

D_o : diameter mata impeler

D_1 : diameter sisi masuk impeler

D_2 : diameter sisi keluar impeler

D_h : diameter hub bagian depan

D_h' : diameter hub bagian belakang

b_1 : lebar sisi masuk

b_2 : lebar sisi keluar

3.2.1 Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3} \text{ mm}^{(7)} \quad (3.1)$$

dengan :

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

K_t : faktor koreksi untuk momen puntir

: 1,0 – 1,5

C_b : faktor koreksi untuk beban lentur

: 1,2 – 2,3

T : momen puntir yang diterima oleh poros (kg.mm)

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

Faktor koreksi beban lentur C_b harganya antara 1,2 sampai 2,3. Apabila diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka C_b diambil = 1,0. ⁽⁸⁾

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan rumus

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \text{ kg.mm}^{(9)} \quad (3.2)$$

⁷ Ir.sularso, MSME & Prop. Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Elemen Mesin", 1997, hal 8

⁸ Ibid, hal 8

dengan :

P_d : daya motor penggerak (kW)

N : putaran motor penggerak pompa (rpm)

Dalam bab II telah dihitung bahwa :

Daya motor (P_d) = 5,5 kW

Putaran motor penggerak (n) = 1440 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$T = 9,47 \times 10^5 \times \frac{5,5}{1440}$$

$$= 3617,013 \text{ kg.mm}$$

Diambil bahan poros adalah S35C.

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan (σ_B) = 52 kg/mm².

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

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \text{ kg/mm}^2 \text{ }^{(10)}$$
(3.3)

dengan :

Sf_1 : faktor keamanan 1

Sf_2 : faktor keamanan 2

Tegangan geser yang diijinkan τ_a (kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Dalam perancangan ini τ_a dihitung

⁹ Ibid, hal 7

¹⁰ Ibid, hal 8

atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_B (kg/mm^2). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik σ_B , sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini faktor keamanan diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan. Faktor ini dinyatakan dengan Sf_1 .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan juga harus diperhatikan. Untuk memasukan pengaruh- pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil faktor yang dinyatakan sebagai Sf_2 dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0.⁽¹¹⁾

Diambil faktor keamanan $Sf_1 = 6$

Faktor keamanan $Sf_1 = 2$

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{52}{6 \times 2} \\ &= 4,333 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

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

¹¹ Ibid, hal 8

$$D_s = \left(\frac{5,1}{4,333} \times 1,5 \times 2,0 \times 3617,013 \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 23,301 \text{ mm}$$

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

Diambil pasak dengan ukuran penampang 8×7 (dari tabel ukuran pasak).

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

Maka diameter poros menjadi :

$$D_s = D_{\text{hitung}} + (t_1 \times 2)$$

$$= 23,301 + (4,0 \times 2)$$

$$= 31,301 \text{ mm}$$

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standart, pada tempat dimana akan dipasang bantalan gelinding, dipilih salah satu diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding, dan agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta maka besarnya diameter poros impeler $D_s = 40 \text{ mm}$.

3.2.2. Diameter Hub

Diameter hub adalah setelah diameter poros impeler sudah ditentukan maka diameter leher atau diameter hub dihitung berdasarkan perbandingannya dengan diameter poros yaitu sebesar 1,3 sampai dengan 1,4 kali lebih besar dari

diameter poros impeler ⁽¹²⁾, sedangkan untuk diameter hub bagian belakang 1,35 sampai dengan 1,5 kali diameter poros ⁽¹³⁾ sehingga perhitungan diameter hub bagian depan dan belakang :

Diameter hub bagian depan

$$\begin{aligned} Dh &= 1,3 \times Ds \\ &= 1,3 \times 40 \\ &= 52 \text{ mm} \\ &= 2,047 \text{ in} \end{aligned}$$

Diameter hub bagian belakang

$$\begin{aligned} Dh' &= 1,4 \times Ds \\ &= 1,4 \times 40 \\ &= 56 \text{ mm} \\ &= 2,204 \text{ in} \end{aligned}$$

3.2.3. Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat dihitung dengan rumus

$$Do = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \times \frac{144 \times Qtz}{Vo} + Dh^2 \text{ in}^{(14)} \quad (3.4)$$

dengan :

Qtz : kapasitastotal pompa (ft³/detik)

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

Dh : diameter hub (in)

¹² Lazarkiewiez, S, "Impeler Pumps", 1965, hal 132

¹³ ibid, hal 132

Kecepatan masuk ke mata impeler V_0 biasanya dibuat lebih besar dari pada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai dengan 15 ft/detik. Karena kerugian turbulen dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan., maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin. Kecepatan V_0 yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional.

Kebocoran pompa besarnya kira – kira 2 sampai dengan 10% kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan. ⁽¹⁵⁾

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa flens} &= 4 \text{ in} \\ &= 0,1016 \text{ meter} \end{aligned}$$

Luas penampang pipa hisap adalah :

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

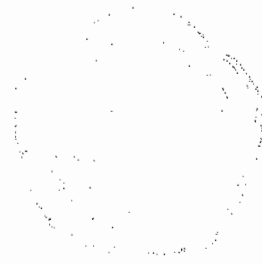
Kecepatan aliran pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Q = A \times V \text{ }^{(16)}$$

¹⁴ Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990

¹⁵ Ibid, hal 93

¹⁶ Ibid, hal 93



Dengan :

Q : kapasitas pompa (m³/detik)

A : luas penampang pipa (m²)

V : kecepatan aliran dalam pipa (m/detik)

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,025}{0,0081} \\ &= 3,086 \text{ m/detik} \\ &= 10,124 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Didalam saluran sisi hisap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira – kira 4 sampai dengan 18 ft/detik.⁽¹⁷⁾ kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan di atas telah sesuai dengan persyaratan.

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

Kecepatan $V_o = 11$ ft/detik

Kerugian kebocoran = 10%

maka kapasitas total:

$$\begin{aligned} Q_{tz} &= 0,882 \times 1,1 \\ &= 0,97 \text{ ft}^3/\text{detik} \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung diameter mata impeler, yaitu :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,97}{11} + 2,047^2}$$

¹⁷ Ibid, hal 90

$$= 4,512 \text{ in}$$

$$= 114,605 \text{ mm} \approx 115 \text{ mm}$$

3.2.4. Dimeter Sisi Masuk Impeler

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

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler

$$D_1 = D_0^{(18)}$$

$$D_1 = 115 \text{ mm}$$

$$= 4,527 \text{ in}$$

3.2.5. Lebar Impeler Sisi Masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times V_{r1} \times \varepsilon_1} \text{ in}^{(19)} \quad (3.5)$$

dengan :

Q : kapasitas total pompa (ft^3/detik)

D_1 : diameter sisi masuk impeler (in)

V_{r1} : kecepatan sisi masuk impeler (in)

ε_1 : faktor kontraksi

Faktor kontraksi ε_1 biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9. Diambil harga faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0,80$.

¹⁸ Ibid, 94

¹⁹ Ibid, hal 94

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar daripada kecepatan V_o , kira-kira 5 sampai dengan 10% dari harga V_o .⁽²⁰⁾

Diambil $V_{r1} = 7,5\%$. Maka kecepatan radial sisi masuk adalah:

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 1,075 \times V_o \\ &= 1,075 \times 11 \\ &= 11,825 \text{ ft/detik} \\ &= 3,604 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar impeler sisi masuk adalah:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,97}{\pi \times 4,527 \times 11,825 \times 0,80} \\ &= 1,038 \text{ in} \\ &= 26,365 \text{ mm} \approx 26 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.6. Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan rumus:

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \text{ in} \quad (21) \quad (3.6)$$

dengan :

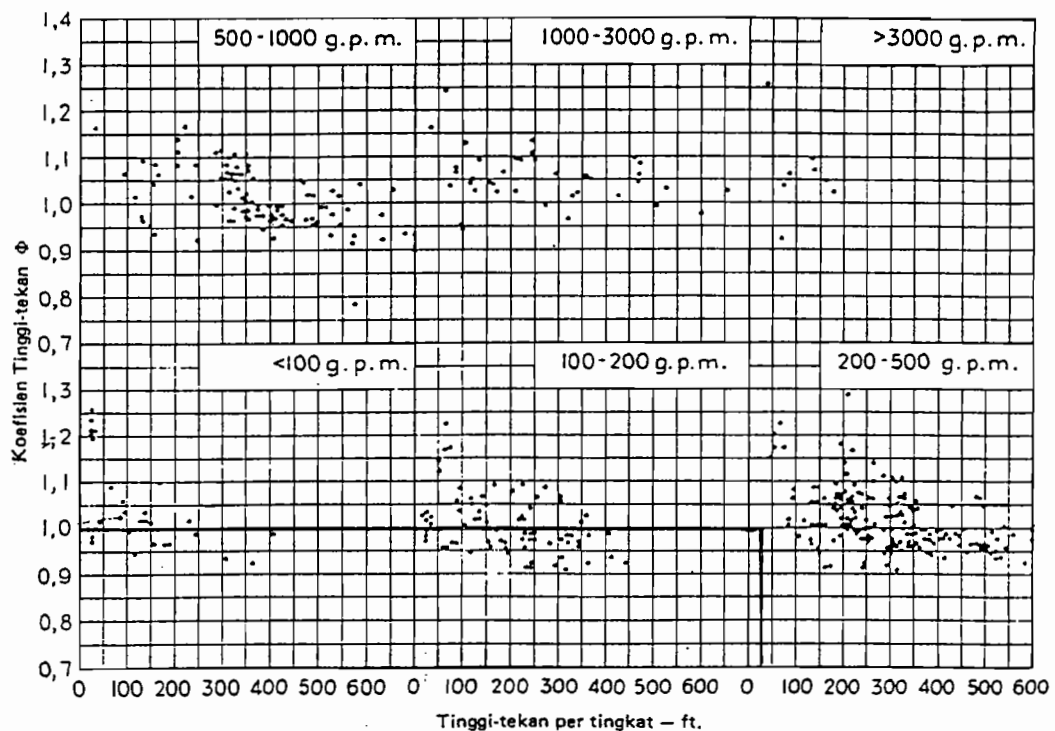
H : tinggi tekan pompa (ft)

Φ : koefisien tinggi tekan overall

n : putaran pompa (rpm)

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

²⁰ Ibid, hal 94



Gambar 3.3 titik – titik koefisien tinggi tekan Φ - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas.

(Sumber : Austin, 1999, hal 97)

Dari gambar tersebut dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall

$$\Phi = 1,0$$

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$D_2 = \frac{1840 \times 1,0 \times \sqrt{41,01}}{1440}$$

$$= 8,182 \text{ in}$$

$$= 207,822 \text{ mm} \approx 215 \text{ mm}$$

3.2.7. Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{V_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2} \text{ in}^{(22)} \quad (3.7)$$

²¹ Ibid, hal 34

²² Ibid, hal 98

dengan :

Q : kapasitas total pompa (ft³/detik)

V_{r2} : kecepatan aliran keluar arah radial (ft/detik)

D_2 : diameter sisi keluar impeler (in)

ε_2 : faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial V_{r2} dibuat sama dengan kecepatan masuk radial V_{r1} atau lebih kecil kira-kira 15% dari V_{r1} . Untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε_2 harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95. ⁽²³⁾

Dalam perancangan ini diambil

faktor koreksi $\varepsilon_2 = 0,90$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial } V_{r2} &= V_{r1} - (15\% \times V_{r1}) \\ &= 11,825 - (15\% \times 11,825) \\ &= 10,051 \text{ ft/detik} \\ &= 3,063 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{144 \times 0,97}{10,051 \times 8,465 \times \pi \times 0,90} \\ &= 0,581 \text{ in} \\ &= 14,757 \text{ mm} \approx 22 \text{ mm} \end{aligned}$$

²³ Ibid, hal 98

3.3. Penentuan Jumlah Sudu

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

$$u_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \text{ m/detik} \quad (24) \quad (3.8)$$

dengan :

r_1 : jari – jari sisi masuk impeler (mm)

n : putaran poros impeler (rpm)

Telah diketahui bahwa

Diameter sisi masuk impeler (d_1) = 115 mm

Jari – jari sisi masuk impeler (r_1) = 57,5 mm

Putaran poros impeler (n) = 1440 (rpm)

maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah:

$$U_1 = \frac{\pi \times 57,5 \times 1440}{30 \times 1000}$$

$$= 8,666 \text{ m/detik}$$

$$= 28,431 \text{ ft/detik}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$V_{r1} = 3,604 \text{ m/detik}$$

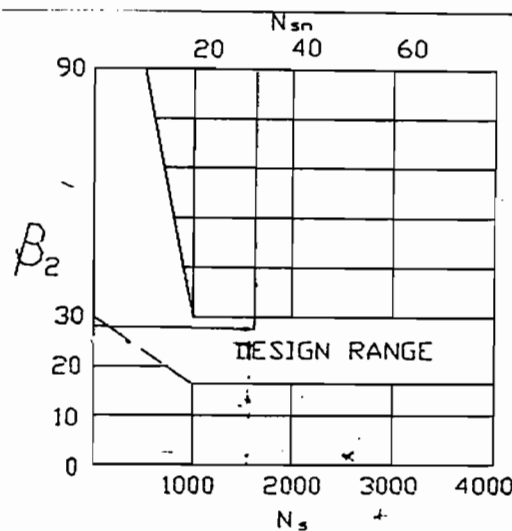
$$= 11,825 \text{ ft/detik}$$

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

$$\begin{aligned}\tan \beta_1 &= \frac{V_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{3,604}{8,666} \\ &= 0,415 \\ \beta_1 &= 22,538^\circ\end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung – ujung sudu, harga $\tan \beta_1$ dapat diperbesar. Batasan harga β_1 antara 10° sampai dengan 25° .⁽²⁵⁾ Maka diambil harga $\beta_1 = 23^\circ$

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 agar mendapatkan laluan yang mulus dan kontinue. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara 15° sampai dengan 40° .⁽²⁶⁾ Harga sudut sudu sisi keluar impeler β_2 juga dapat dilihat dalam sebuah grafik (gambar 3.4).



Gambar 3.4 Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik
(Sumber : karasik, 1976, hal 214)

²⁵ Prof. Austin H. church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990, hal 94

Dalam perancangan ini diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah:

$$\beta_2 = 29^\circ$$

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

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (27) \quad (3.9)$$

dengan :

D_2 : diameter sisi keluar impeler (mm)

D_1 : diameter sisi masuk impeler (mm)

β_m : sudut rata – rata ($^\circ$)

Besarnya sudut rata – rata β_m adalah:

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{23 + 29}{2} \\ &= 26^\circ \end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah:

$$\begin{aligned} z &= 6,5 \times \frac{215 + 115}{215 - 115} \times \sin 26 \\ &= 9,395 \approx 10 \text{ sudu} \end{aligned}$$

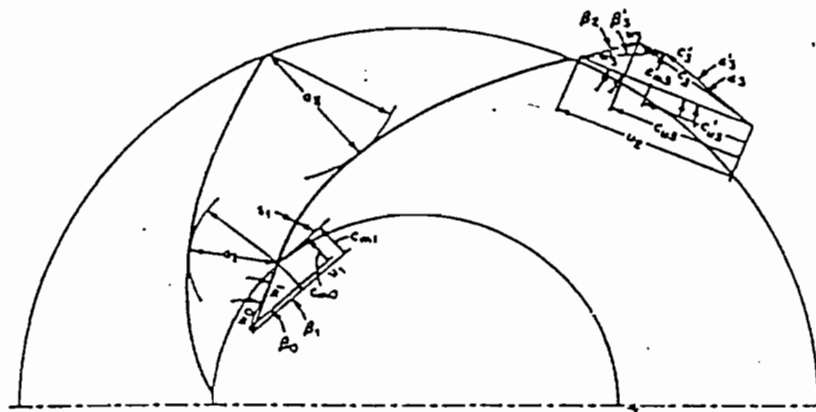
Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah. ⁽²⁸⁾ Jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah sesuai dengan persyaratan.

²⁶ Ibid, hal 98

3.4. Segitiga Kecepatan (*Triangle velocity*)

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

- segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler
- segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler



Gambar 3.5. Segitiga kecepatan pada impeler

(Sumber : Karassik , 1976, hal 214)

keterangan :

C : kecepatan absolut fluida (m/detik)

U : kecepatan keliling absolut (m/detik)

W : kecepatan relatif fluida (m/detik)

β : sudut antara kecepatan relatif W dengan kecepatan keliling

$U(^{\circ})$

α : sudut antara kecepatan absolut C dengan kecepatan keliling

$U(^{\circ})$

3.4.1. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler, fluida yang masuk ke sudu – sudu impeler secara radial sehingga sudu masuk absolut $\alpha_1 = 90^{\circ}$.⁽²⁹⁾

Telah diketahui bahwa :

Kecepatan keliling absolut (U_1) = 8,666 m/detik

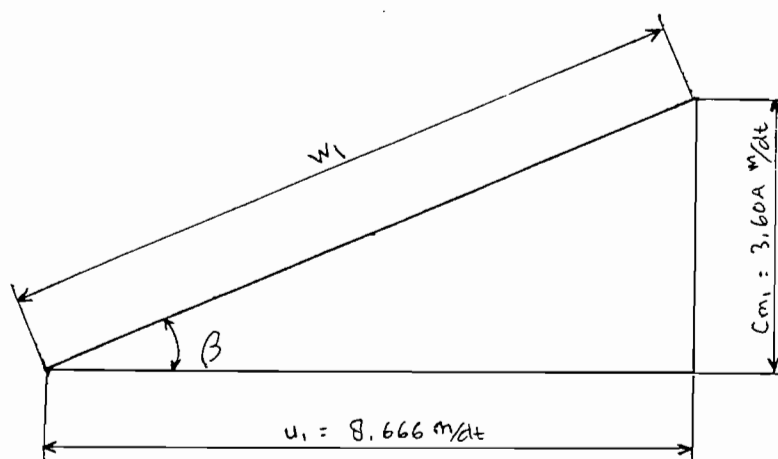
= 28,431 ft/detik

Sudut sudu sisi masuk (β_1) = 23°

Kecepatan radial sisi masuk impeler (C_{m1}) = 3,604 m/detik

= 11,825 ft/detik

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



Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

²⁸ Ibid, hal 106

²⁹ Ibid, hal 94

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

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{8,666}{\cos 23} \\ &= 9,414 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

3.4.2. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi keluar impeler } (V_{r2}) &= 3,063 \text{ m/detik} \\ &= 10,051 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi keluar impeler } (\beta_2) = 29^\circ$$

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah :

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

dengan :

H : tinggi tekan pompa (meter)

ψ : koefisien tinggi tekan pompa

Harga koefisien tekan ψ dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

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

dengan :

³⁰ Karasik, I.J., "Pump Handbook", 1976, hal 2.11

μ : faktor slip (*slid ring*)

η_H : efisiensi hidrolis

Harga faktor slip (*slip ring*) μ dicari dengan rumus stodola, yaitu :

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

dengan :

z : jumlah sudu pada impeler

Sehingga harga slip ring μ adalah:

$$\begin{aligned} \mu &= 1 - \frac{\pi \times \sin 29}{10} \\ &= 0,85 \end{aligned}$$

Harga efisiensi hidrolis η_H adalah:

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

dengan :

Q : kapasitas pompa (m/detik)

Telah diketahui bahwa kapasitas teoritis pompa $Q_{tz} = 0,027 \text{ m}^3/\text{detik}$

maka harga efisiensi hidrolis η_H adalah:

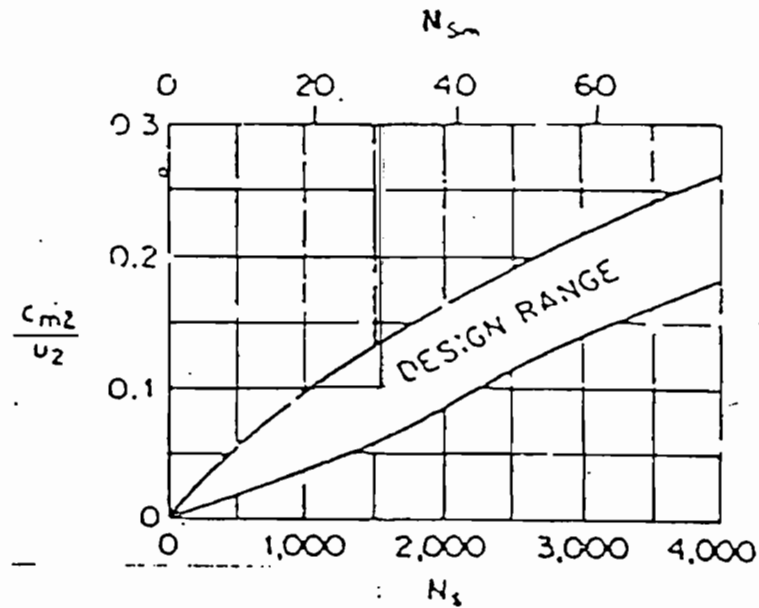
$$\begin{aligned} \eta_H &= 1 - \frac{0,071}{0,027^{0,25}} \\ &= 0,824 \end{aligned}$$

³¹ Ibid, hal 2.11

³² Ibid, hal 2.10

³³ Ibid, hal 2.10

Harga perbandingan $\frac{C_{m2}}{U_2}$ dapat ditentukan dengan menggunakan grafik (gambar 3.7).



Gambar 3.7 C_{m2}/U_2 versus kecepatan spesifik

(Sumber : karassik, 1976, hal 22.14)

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

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0.1$$

Sehingga dapat dicari koefisien tinggi tekan pompa ψ , yaitu:

$$\begin{aligned} \psi &= 2 \times 0,85 \times 0,824 \times (1 - 0,1 \cot 29) \\ &= 1,148 \end{aligned}$$

Maka harga kecepatan keliling pada sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 U_2 &= \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 12,5}{1,148}} \\
 &= 14,616 \text{ m/detik} \\
 &= 47,952 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan:

$$C_{m2} = \frac{C_{m3}}{U_2} \times U_2 \text{ m/detik} \quad (3.14)$$

Maka harga kecepatan meridional adalah:

$$\begin{aligned}
 C_{m2} &= 0,1 \times 14,616 \\
 &= 1,461 \text{ m/detik} \\
 &= 4,793 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

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

$$C_{U2} = U_2 - C_{m2} \cot \beta_2 \quad (3.15)$$

Maka harga kecepatan keliling teoritis adalah:

$$\begin{aligned}
 C_{u2} &= 14,616 - 1,461 \cdot \cot 29 \\
 &= 11,98 \text{ m/detik} \\
 &= 39,304 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

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

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

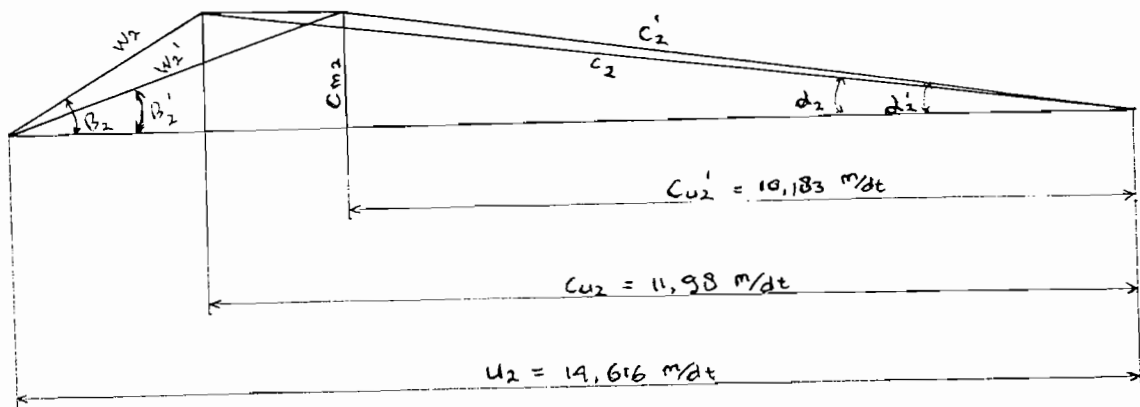
³⁴ Ibid, hal 2.10

³⁵ Ibid, hal 2.10

Maka nilai kecepatan keliling absolut yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} C'_{u2} &= 0,85 \times 11,98 \\ &= 10,183 \text{ m/detik} \\ &= 33,408 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler (gambar 3.8).



Gambar 3.8 segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Sudut keluar absolut teoritis

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \\ &= \frac{1,461}{11,98} \\ &= 0,122 \\ \alpha_2 &= 6,956^\circ \end{aligned}$$

Sudut keluar absolut yang sebenarnya

$$\tan \alpha'_2 = \frac{C_{m2}}{C'_{u2}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1,461}{10,183} \\
 &= 0,143 \\
 \alpha'_2 &= 8,138^0
 \end{aligned}$$

Kecepatan keluar fluida teoritis

$$\begin{aligned}
 C_{u2} &= \sqrt{(C'_{u2})^2 + C_{m2}^2} \\
 &= \sqrt{(11,98^2 + 1,461^2)} \\
 &= 12,069 \text{ m/detik} \\
 &= 39,598 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan keluar fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}
 C'_2 &= \sqrt{(C'_2)^2 + C_{m2}^2} \\
 &= \sqrt{(10,183^2 + 1,461^2)} \\
 &= 10,287 \text{ m/detik} \\
 &= 33,749 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \sqrt{(C_{m2}^2 + (U_2 - C_{u2})^2)} \\
 &= \sqrt{(1,461^2 + (14,616 - 10,183)^2)} \\
 &= 3,014 \text{ m/detik} \\
 &= 9,888 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida yang sebenarnya

$$W'_2 = \sqrt{(C_{m2}^2 + (U_2 - C_{u2}')^2)}$$

$$= \sqrt{(1,461)^2 + (14,616 - 10,183)^2}$$

$$= 4,667 \text{ m/detik}$$

$$= 15,311 \text{ ft/detik}$$

Sudut terbentuk antara kecepatan relatif W_2' dengan kecepatan keliling U_2

$$\sin \beta_2' = \frac{C_{m2}}{W_2'}$$

$$= \frac{1,461}{4,667}$$

$$= 0,313$$

$$\beta_2' = 17,638^\circ$$

BAB IV

PERANCANGAN SUDU

4.1. Bentuk Sudu

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

a. Backward Curve Vanes

Pada bentuk 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 seperti ini memiliki sudut keluar β_2 sama dengan 90° . Sudu ini dapat menimbulkan kecepatan absolut yang cukup besar, serta efisiensi lebih tinggi daripada *forward curve vanes*. Head total teoritis yang dihasilkan terdiri dari 50% energi 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 energi potensial, jalan aliran terlalu pendek, kelengkungan sudu terlalu besar, sehingga tidak cocok untuk pompa sentrifugal.

4.2. Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar β_2 . Di dalam perancangan ini, harga sudut keluar β_2 , telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya (lihat bab III), yaitu $\beta_2 = 29^\circ$. Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

4.3. Pelukisan Sudu

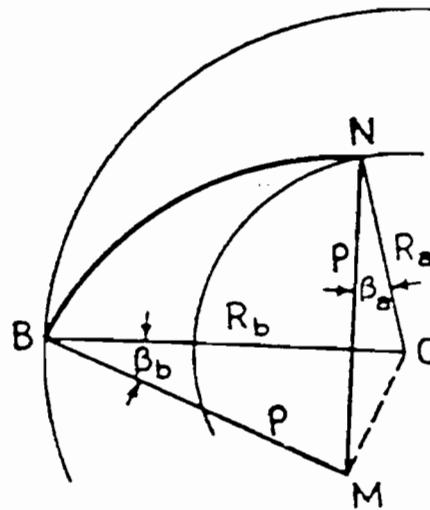
Antara ujung sudu sisi masuk dengan ujung sudu sisi keluar memiliki kecepatan relatif cairan, kecepatan radial, dan kecepatan absolut. Bila kedua ujung – ujung sudu tersebut dapat dilukiskan menjadi sebuah kurva terhadap jari – jari impeler dengan harga diantara kedua ujung – ujung sudu tersebut yang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

Dalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen (arkus tangen) dan metode koordinat polar.⁽³⁶⁾

Di dalam pelukisan impeler dengan metode arkus tangen, impeler di bagi menjadi beberapa lingkaran yang kosentrik antara jari – jari sisi masuk impeler dengan jari – jari sisi keluar impeler.

Untuk perancangan sudu ini dipergunakan metoda busur tangen atau metoda arkus tangen seperti yang digambarkan dalam gambar 4.1.

³⁶ Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990. Hal 98



Gambar 4.1 Pelukisan sudu dengan busur tangen

(Sumber : Austin , 1993, hal 104)

Sedangkan jari – jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan rumus.

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad (37) \quad (4.1)$$

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 kosentris untuk melukiskan sudu.

³⁷ Ibid, hal 98

Telah diketahui bahwa:

Jari – jari sisi masuk impeler (R_1) = 57,5 mm

Jari – jari sisi keluar impeler (R_2) = 107,5 mm

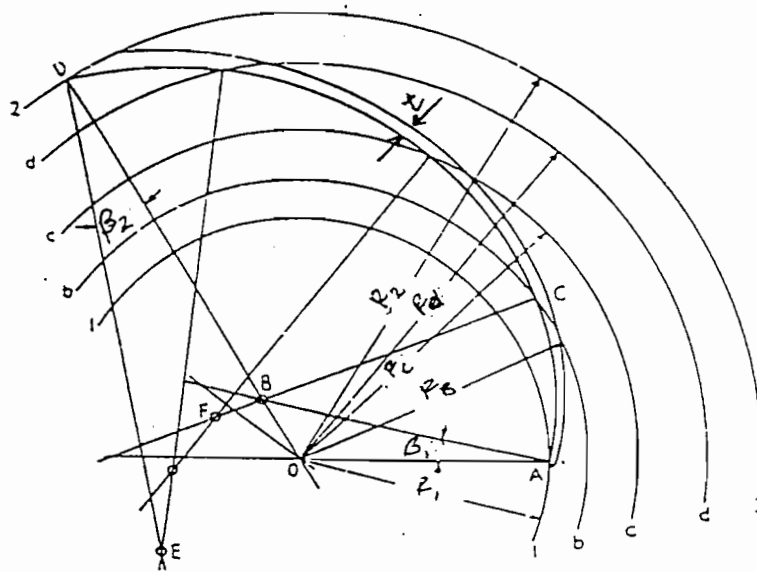
Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 23°

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 29°

Dengan menggunakan rumus 4.1 diatas dapat dihitung harga jari – jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran, hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1.

Tabel 4.1. Jari – jari kelengkungan sudu

Lingkar an	R (mm)	R^2 (mm ²)	β (°)	$\cos \beta$ (°C)	R $\cos \beta$ (mm)	$R_b \cos \beta - R_a \cos \beta$ (mm)	$R_b^2 - R_a^2$ (mm ²)	ρ (mm)
1	57,5	3306,25	23	0,291	16,733			
						8,603	1250	72,649
B	67,5	4556,25	24,2	0,912	61,56			
						8,423	1450	86,074
C	77,5	6006,25	25,4	0,903	69,983			
						8,242	1650	100,097
D	87,5	7656,25	26,6	0,894	78,225			
						7,965	1850	116,133
E	97,5	9506,25	27,8	0,884	86,19			
						7,873	2050	130,192
2	107,5	11556,25	29	0,875	94,063			



Gambar 4.2 Pelukisan sudu

Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur sudu yang terakhir harus sama dengan sudut β_2 yaitu 29° .

4.4. Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu pada impeler dapat dipergunakan rumus:

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times d} \quad (38) \quad (4.2)$$

dengan:

d : diameter lingkaran impeler (mm)

ε : faktor kontraksi

z : jumlah sudu

t : tebal sudu

β : sudut sudu ($^\circ$)

³⁸ Ibid, hal 106

Pada sisi masuk impeler telah diketahui:

$$\text{Diameter sisi masuk } (d_1) = 115 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,80$$

$$\text{Sudu sisi masuk impeler } (\beta_1) = 23^0$$

maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah:

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1)\pi \times d_1 \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,80) \times \pi \times 115 \times \sin 23}{10} \\ &= 2,824 \text{ mm} \\ &= 0,111 \text{ in} \end{aligned}$$

Sedangkan pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa:

$$\text{Diameter sisi keluar } (d_2) = 215 \text{ mm}$$

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

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 10$$

$$\text{Sudut sisi keluar impeler } (\beta_2) = 29^0$$

Maka tebal sudu pada sisi keluar impeler adalah:

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{(1 - \varepsilon_2)\pi \times d_2 \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,90) \times \pi \times 215 \times \sin 29}{10} \\ &= 3,274 \text{ mm} \\ &= 0,129 \text{ in} \end{aligned}$$

Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	D(mm)	ε	πd	$\beta(^{\circ})$	$\sin \beta$	z	t(mm)
1	115	0,80	361,1	23	0,391	10	2,824
B	135	0,82	423,9	24,2	0,409	10	3,121
C	155	0,84	486,7	25,4	0,429	10	3,341
D	175	0,86	549,5	26,6	0,445	10	3,423
E	195	0,88	612,3	27,8	0,466	10	3,424
2	215	0,90	675,1	29	0,485	10	3,274

4.5. Lebar Laluan

Untuk menentukan lebar laluan dapat dipergunakan rumus:

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times d \times \varepsilon \times V_r} \text{ in}^{(39)} \quad (4.3)$$

dengan:

Q : kapasitas pompa (ft³/detik)

D : diameter laluan (in)

V_r : kecepatan aliran radial (ft/detik)

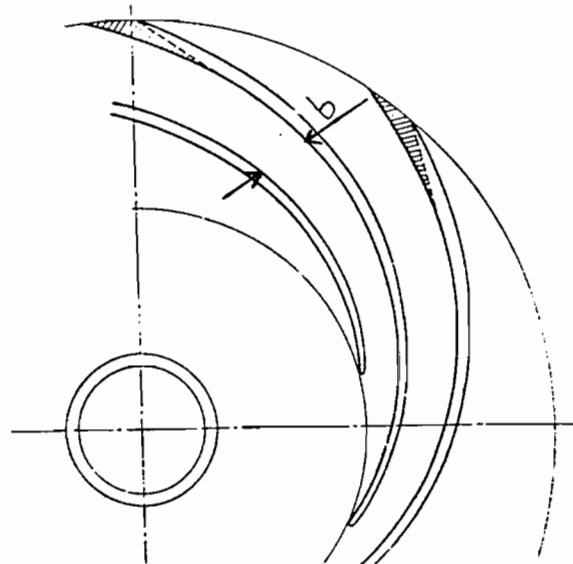
ε : faktor kontraksi

Hasil perhitungan harga lebar laluan dapat dilihat dalam tabel 4.3.

³⁹ Ibid, hal 106

Tabel 4.3 Lebar laluan b

Lingkaran	d (in)	ε	πd	V_r (ft/dtk)	Q (ft ³ /dtk)	b (in)	b (mm)
1	4,528	0,80	14,218	11,825	0,97	1,038	26,365
B	5,315	0,82	16,689	11,470	0,97	0,889	22,581
C	6,102	0,84	19,160	11,115	0,97	0,781	19,837
D	6,889	0,86	21,631	10,760	0,97	0,698	17,729
E	7,677	0,88	24,106	10,405	0,97	0,631	16,027
2	8,465	0,90	26,580	10,051	0,97	0,581	14,732



Gambar bentuk lebar laluan

4.6. Pemilihan Bahan Impeler

Untuk menentukan bahan impeler yang akan dipergunakan harus memperhatikan sifat – sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan disekitar daerah pemompaan. Dalam pemilihan bahan impeler dan pompa telah ditentukan seperti dalam tabel bahan pompa (*lampiran*). Dengan melihat tabel bahan pompa, maka bahan impeler yang diambil adalah SCS₂ (baja karbon cor).

BAB V

PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1. Dasar Perancangan

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

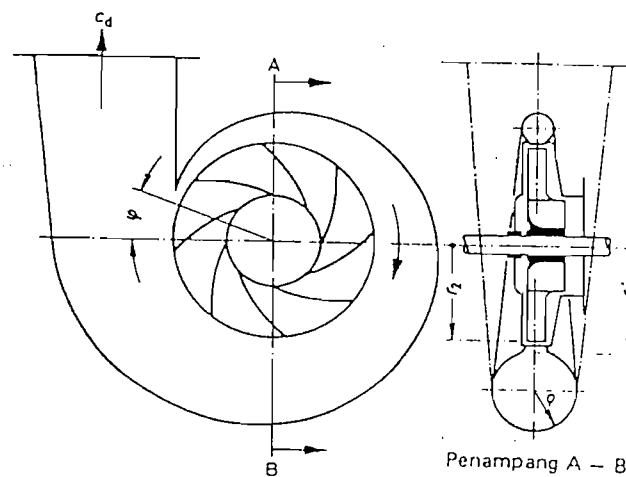
Gambar 5.1 penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin membesar, karena arus volume fluida yang melampui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai dengan volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang mempergunakan rumah spiral yang besar, kebanyakan dibuat hingga membentuk sudut 370^0 yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan.⁽⁴⁰⁾

Gambar 5.2 rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah yang terbelah mendatar (A), vertikal (B), atau menurut diagonalnya (pada sudut yang tidak sama dengan 90 derajat). Rumah pompa yang terbelah secara mendatar disebut juga yang terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang umumnya berada pada belahan bawah rumah pompa, dan belahan atas diangkat untuk memudahkan pemeriksaan rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut juga yang terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada disain – disain yang dikopel berdekatan atau hisapan ujung yang dipasang pada rangka. Rumah pompa yang terbentuk tabung C dan D yang dipakai untuk pompa difuser dan rumah

⁴⁰ Prof. Dipl. Ing. Fritz Dietzel. "Turbin, Pompa dan Kompresor", 1996, hal 275

keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekanan buang yang berkerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya perapatan guna menjaga paruhan rumah pompa tetap rapat.⁽⁴¹⁾

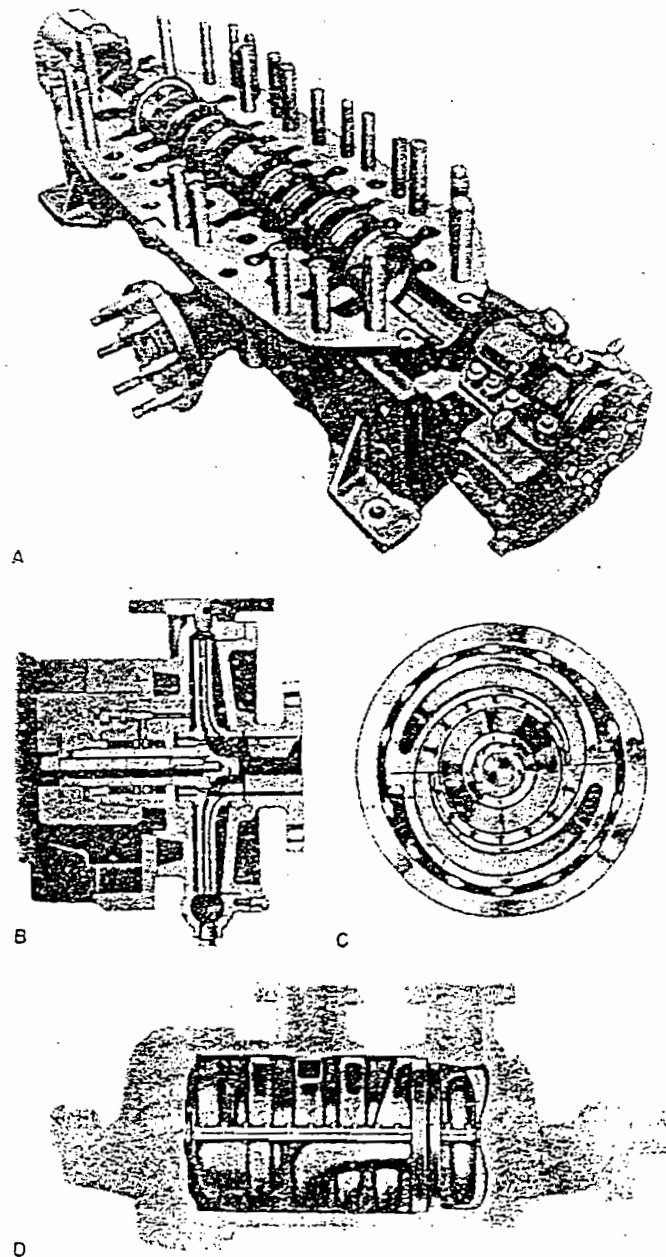
Dalam perancangan kali ini rumah pompa yang digunakan adalah rumah pompa yang terbelah secara mendatar.



Gambar 5.1 Rumah Spiral

(Sumber : Dietzel, 1992, hal 274)

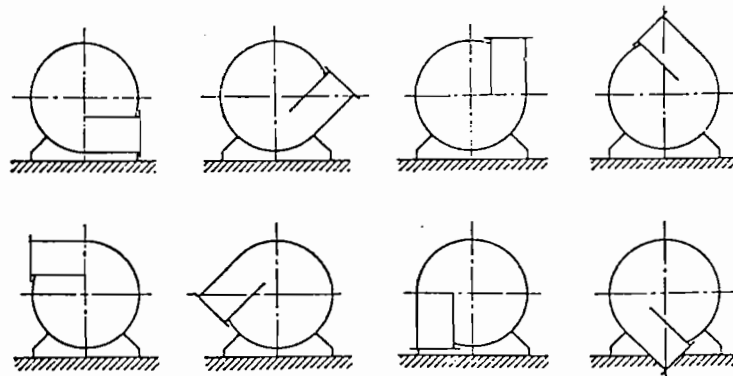
⁴¹ tyler G. Hicks. P. E. & T. W. Edwards. P. E. "Teknologi Pemakaian Pompa", 1996. Hal 18



Gambar 5.2 Tiga desain rumah pompa

(Sumber : Hick, 1996, hal 20)

Pipa buang yang meninggalkan pompa biasanya adalah mendatar, tetapi ini dapat digeser kesetiap posisi yang dikehendaki. Pergeseran posisi pipa buang dengan perputaran 45° , seperti pada gambar 5.3.



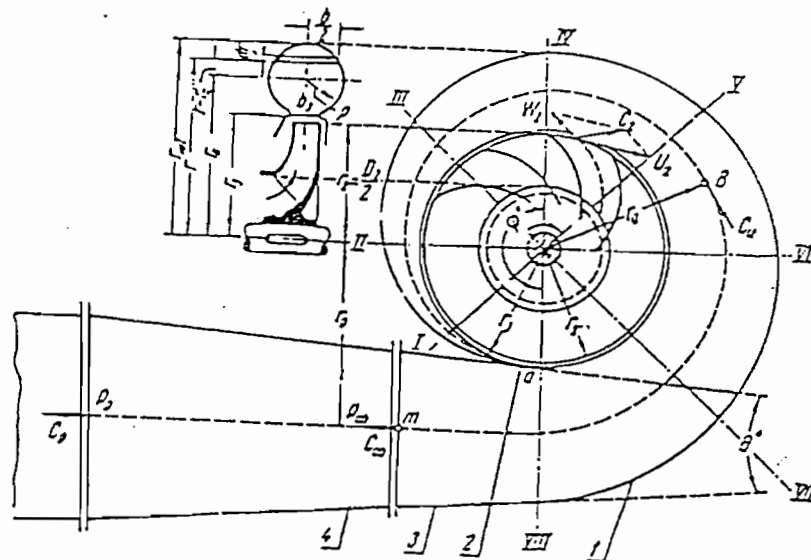
Gambar 5.3 Posisi konvensional flens buang

(Sumber : Austin, 1993, hal 153)

5.2. Perancangan Rumah Pompa

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

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



Gambar 5.4 Desain rumah keong

(Sumber : Khetagurov, hal 246)

Untuk merancang rumah keong seperti pada gambar 5.4, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberi jarak antara (*clearence*).

Jari – jari lidah dibuat lebih besar daripada jari – jari sisi luar impeler.

Besarnya jari – jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$r_3 = (1,02 - 1,05) \cdot r_2 \text{ mm}^{(42)} \quad (5.1)$$

dengan:

r_2 : jari – jari sisi luar impeler (mm)

Telah diketahui sebelumnya jari – jari keluar impeler $r_2 = 107,5 \text{ mm}$

Maka besarnya jari – jari lidah adalah:

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 107,5 \\ &= 112,875 \approx 113 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut b_3 diperoleh dengan rumus:

$$b_3 = b_2 + 0,025 \times r_2 \text{ mm}^{(43)} \quad (5.2)$$

dengan:

b_2 : lebar sisi keluar impeler (mm)

Dari perhitungan sebelumnya harga lebar sisi luar impeler $b_2 = 22 \text{ mm}$

Maka lebar celah volut b_3 adalah:

$$\begin{aligned} b_3 &= b_2 + (0,025 \times r_2) \\ &= 22 + (0,025 \times 107,5) \\ &= 24,687 \approx 25 \text{ mm} \end{aligned}$$

⁴² khetagurov, M, "Marine Auxuling Mechinery And System" hal 248

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

$$\rho = \frac{\varphi^0}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3} \text{ mm} \quad (44) \quad (5.3)$$

dengan:

φ^0 : sudut per bagian ($^{\circ}$)

r_3 : jari – jari lidah volut (mm)

χ : konstanta

Untuk mendapatkan harga konstanta χ dipergunakan rumus:

$$\chi = \frac{720}{Q} \times ku \times \pi \quad (45) \quad (5.4)$$

dengan:

Q : kapasitas pompa (m^3/detik)

Ku : konstanta

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

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

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi keluar impeler telah diperoleh

Kecepatan absolut aliran fluida (C_u) = 11,98 m/detik

Jari – jari sisi keluar impeler (r_2) = 107,5 mm

$$= 0,1075 \text{ m}$$

Maka harga konstanta ku adalah:

⁴³ Ibid, hal 248

⁴⁴ Ibid, hal 248

⁴⁵ Ibid, hal 247

$$\begin{aligned}
 Ku &= C_{u2} \cdot r_2 \\
 &= 11,98 \times 0,1075 \\
 &= 1,288 \text{ m}^2/\text{detik}
 \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa $Q = 0,027 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka harga konstanta χ dapat diperoleh, yaitu:

$$\begin{aligned}
 \chi &= \frac{720}{0,027} \times 1,288 \times \pi \\
 &= 107848,53 \text{ per meter} \\
 &= 107,848 \text{ per milimeter}
 \end{aligned}$$

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

5.1.

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah volut

Bagian	φ^0	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3$	$\sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$	ρ	$r_3 + \rho$	Γ_{vol}
I	10	0,093	0,186	21,018	4,584	4,677	117,677	122,354
II	45	0,417	0,834	94,242	9,708	10,125	123,125	133,25
III	90	0,834	1,668	188,484	13,729	14,563	127,563	142,126
IV	135	1,252	2,504	282,952	16,821	18,073	131,073	149,146
V	180	1,669	3,338	377,194	19,421	21,09	134,09	155,18
VI	225	2,086	4,172	471,436	21,712	23,798	136,798	160,596
VII	270	2,503	5,006	565,678	23,784	26,287	139,287	165,574
VIII	315	2,921	5,842	660,146	25,693	28,614	141,614	170,228
IX	360	3,338	6,676	754,388	27,466	30,804	143,804	174,608
X	370	3,431	6,862	775,406	27,846	31,277	144,277	175,554

5.3. Nosel Buang (Discharge Nozzle)

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

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standar yang 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 40 ft/detik.⁽⁴⁶⁾ Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman dipergunakan.

Dalam perancangan ini, ukuran diameter pipa tekan dipilih:

$$\text{Diameter} = 3 \text{ in}$$

$$\text{Kapasitas pompa } Q = 0,027 \text{ m}^3/\text{detik}$$

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

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2} \\ &= \frac{0,027}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,00762^2} \end{aligned}$$

⁴⁶ Prof. Austin H. Church, M. E., "Pompa dan Blower Sentrifuga", 1990, hal 90

$$= 5,923 \text{ m/detik}$$

$$= 19,432 \text{ ft/detik}$$

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

5.4. Pemilihan Bahan Rumah Pompa

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

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

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

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

Setelah melihat bahan pompa dalam tabel pemilihan bahan rumah pompa dan impeler dan mempertimbangkan beberapa faktor di atas, maka untuk bahan rumah pompa adalah baja karbon cor.

BAB VI
PERANCANGAN POROS
DAN PASAK

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama – sama dengan putaran. Poros menstransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida.

6.1. Macam – Macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:

1. Poros Transmisi

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

2. Spindel

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

3. Gandar

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

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

6.2. Perhitungan Beban

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

6.2.1. Gaya Radial Oleh Impeler

Gaya radial pada impeler dapat dicari dengan persamaan:

$$f_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2^{(47)} \quad (6.1)$$

dengan:

K_r : koefisien eksperimental

S_g : berat jenis fluida (lb/in^3)

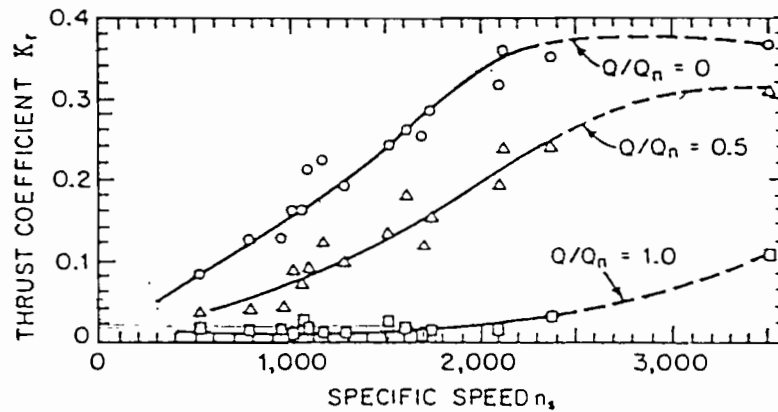
H : tinggi tekan pompa (in)

D_2 : diameter sisi luar impeler (in)

b_2 : lebar impeler (in)

Harga K_r dapat dicari dengan menggunakan grafik dalam gambar 6.1.

⁴⁷ Karassik, I. J., "Pump Handbook", 1976, hal 2.175



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental K_r

(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.175)

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

Dari grafik diatas diperoleh $K_r = 0,02$

Dari perhitungan sebelumnya telah ditentukan:

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

$$\text{Tinggi tekan pompa (H}_{\text{total}}) = 492,125 \text{ in}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler (D}_2) = 8,464 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar impeler (b}_2) = 0,866 \text{ in}$$

$$\begin{aligned} F_r &= 0,433 \times 0,02 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 492,125 \times 8,464 \times 0,866 \\ &= 1,129 \text{ lb} \\ &= 0,512 \text{ kg} \end{aligned}$$

6.2. Bobot Impeler

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

dengan:

D_2 : diameter sisi luar impeler (mm)

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

b : lebar impeler (mm)

γ : berat jenis bahan impeler (kg/mm^3)

Dari hasil perhitungan sebelumnya:

$$D_2 = 215 \text{ mm}$$

$$D_{sh} = 40 \text{ mm}$$

$$b = 22 \text{ mm}$$

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

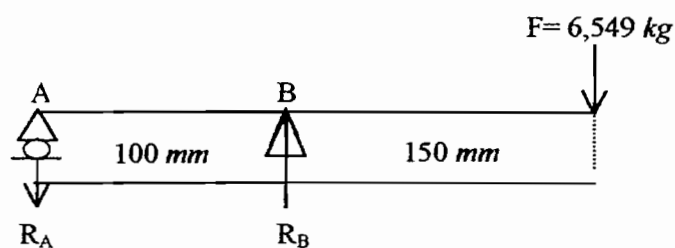
Maka bobot impeler adalah:

$$\begin{aligned} w &= \frac{1}{4} \times \pi \times (215^2 - 40^2) \times 22 \times 7,833 \times 10^{-6} \\ &= 6,037 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga jumlah beban menjadi:

$$\begin{aligned} F &= F_r + w \\ &= 0,512 + 6,037 \\ &= 6,549 \text{ kg} \end{aligned} \tag{6.3}$$

6.3. Perhitungan Momen Poros



Gambar 6.2 Reaksi – reaksi pada bantalan A – B

Dimana:

A – B adalah bantalan dengan jarak antara bantalan : 100 mm

B – C adalah jarak bantalan dengan impeler : 150 mm

Reaksi yang terjadi pada tumpuan A adalah

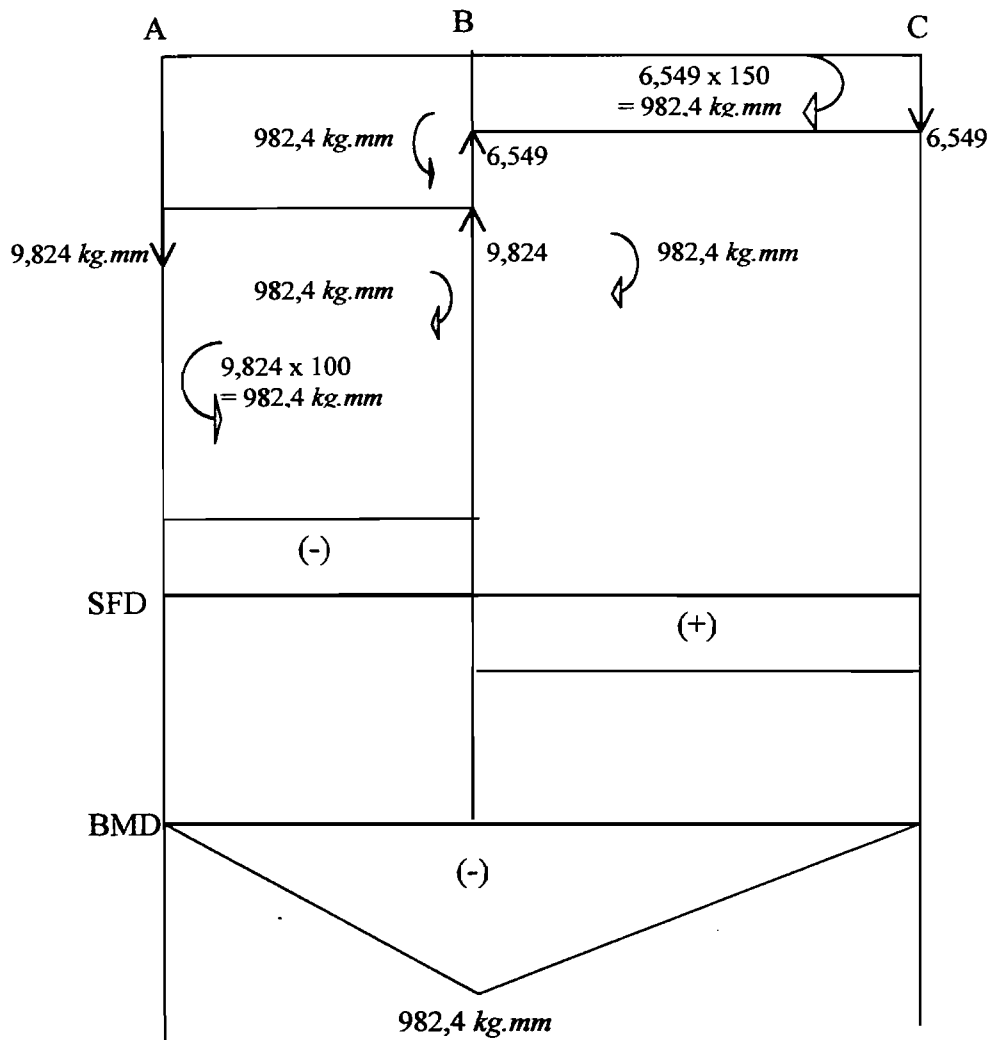
$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 \\ 0 &= -R_A \times b + F \times a \\ R_A &= \frac{F \times a}{b} \\ &= \frac{6,549 \times 150}{100} \\ &= 9,824 \text{ kg } (\downarrow)\end{aligned}$$

Reaksi yang terjadi pada tumpuan B adalah

$$\begin{aligned}\Sigma P_V &= 0 \\ 0 &= R_B - R_A - F \\ R_B &= R_A + F \\ &= 9,824 + 6,549 \\ &= 16,373 \text{ kg } (\uparrow)\end{aligned}$$

Gaya geser yang terjadi pada setiap titik A, B, dan C adalah:

$$\begin{aligned}SF_{A-B} &= -R_A \\ &= -9,824 \text{ kg} \\ SF_{B-C} &= R_A + R_B \\ &= -9,824 + 16,373 \\ &= 6,549 \text{ kg}\end{aligned}$$



Gambar 6.3 diagram gaya geser dan momen lentur

Momen lentur yang terjadi pada titik A, B, dan C adalah:

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_B &= R_A \times L_1 \\ &= 9,824 \times 100 \\ &= 982,4 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$M_C = 0$$

6.4. Diameter Poros

Bahan : S35C

Kekuatan tarik (σ_B) = 52 kg/mm²

Sf₁ = 6, Sf₂ = 2, Km = 2, Kt = 1,5

Tegangan geser yang diijinkan τ_a (kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara . τ_a dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira – kira 45% dari kekuatan tarik σ_B (kg/mm²). Jadi kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik σ_B , sesuai dengan standar ASME.⁽⁴⁸⁾

Tegangan lentur ijin (τ_{ba})

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\tau_B}{Sf_1 \times Sf_2} & (6.4) \\ &= \frac{52}{6 \times 2} \\ &= 4,333 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_{ba}} \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \right]^{0,333} \quad (49) \quad (6.5)$$

dengan:

τ_a : tegangan lentur beban yang diijinkan (kg/mm²)

K_m : faktor koreksi beban lentur

K_t : faktor koreksi beban puntir

M : momen lentur (kg.mm)

T : momen puntir (kg.mm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui:

$$M = 982,4 \text{ kgmm}$$

$$T = 3617,013 \text{ kgmm}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{4,333} \sqrt{(2 \times 982,4)^2 + (1,5 \times 3617,013)^2} \right]^{0,333}$$

$$= 18,882 \text{ mm}$$

Untuk dapat memenuhi pernyataan defleksi puntiran, defleksi lentur dan putaran kritis maka diameter minimal poros dibuat 35 mm.

6.4.1. Kosentrasi Tegangan Poros

Pada poros bertingkat dan terdapat alur pasak harus diperhatikan dengan adanya kosentrasi tegangan. Harga faktor kosentrasi tegangan untuk alur pasak (α) dan untuk poros bertangga (β) dapat diperoleh dengan diagram R.E peterson pada gambar 6.4 dan gambar 6.5.

⁴⁸ Ir. Sularso, MSME & Prof, Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin," 1991, hal 7

Poros bertingkat dengan:

Diameter poros besar (D) = 40 mm

Diameter poros kecil (d) = 35 mm

Harga jari – jari filet poros

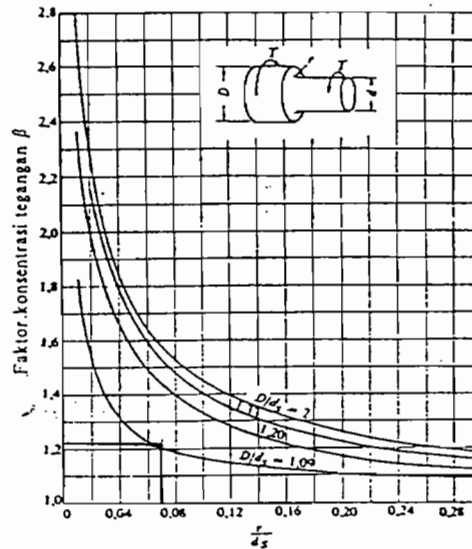
$$\begin{aligned}r &= \frac{D-d}{2} \\ &= \frac{40-35}{2} \\ &= 2,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Perbandingan jari – jari filet dengan diameter poros

$$\begin{aligned}\frac{r}{d} &= \frac{2,5}{35} \\ &= 0,071\end{aligned}$$

Perbandingan diameter poros

$$\begin{aligned}\frac{D}{d} &= \frac{40}{35} \\ &= 1,142\end{aligned}$$



Gambar 6.4 Faktor konsentrasi tegangan β poros bulat dengan pengecilan diameter yang diberi fillet (Sumber : Sularso & Suga, 1991, Hal 11)

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

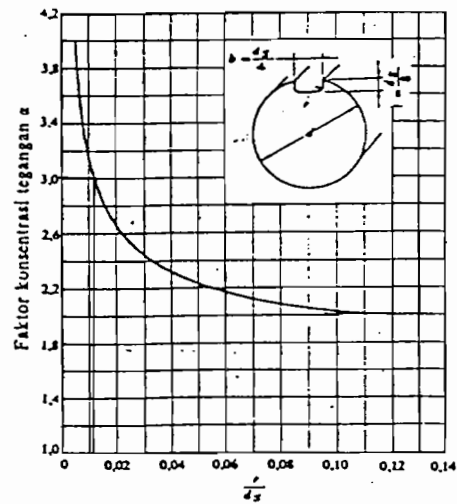
Perbandingan jari – jari filet dengan diameter poros

Ukuran pasak yang dipakai = 12×8

Jari – jari filet alur pasak = 0,4 mm

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{35}$$

$$= 0,0114$$



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

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

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

Persyaratan dalam perancangan poros yang harus dipenuhi adalah:

$$\alpha > \beta^{(50)}$$

Dari hasil perhitungan telah diketahui:

$$\alpha = 3,0$$

$$\beta = 1,21$$

Maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

⁵⁰ Ibid, hal 11

6.4.2. Defleksi Puntiran (θ)

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4} \quad (51) \quad (6.6)$$

dengan:

T : torsi (kg.mm)

L : panjang poros (mm)

G : modulus geser (kg/mm²)

d_s : diameter poros

Untuk baja harga modulus geser (G) = 8300 kg/mm²

Diambil panjang poros (L) = 250 mm

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{3617,013 \times 250}{8300 \times 35^4} \\ &= 0,0423^0 \end{aligned}$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,30 derajat untuk setiap meter panjang poros 1000 mm. Bila diambil untuk (θ_{\max}) = 0,25⁰, maka:

⁵¹ Ibid, hal 18

$$\begin{aligned}\theta_{\max} &= \frac{250}{1000} \times 0,25 \\ &= 0,0625^0\end{aligned}$$

Persyaratan perancangan adalah:

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

$$0,0423 < 0,0625$$

Maka dengan demikian poros memenuhi persyaratan.

6.4.3. Defleksi Lenturan Poros

Gaya Resultan (R)

$$R = 6,549 \text{ kg}$$

Defleksi lenturan

$$\begin{aligned}Y &= 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{R \times L_1^2 \times L_2^2}{d_s^4 \times L} \quad (52) & (6.7) \\ &= 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{6,549 \times 150^2 \times 250^2}{35^4 \times 100} \\ &= 0,0198\end{aligned}$$

⁵² Ibid, hal 18

Karena celah antara impeler dan rumah merupakan masalah ,maka batas defleksi lenturan poros (Y_{\max}) tersebut tidak boleh lebih dari 0,03 – 0,15 mm/m.

$$Y < Y_{\max}$$

Diambil harga $Y_{\max} = 0,15$ mm/m, maka

$$\begin{aligned} Y_{\max} &= \frac{250}{1000} \times 0,15 \\ &= 0,0375 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan maka perancangan poros memenuhi syarat.

6.4.4. Putaran Kritis

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin – mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja poros berada dibawah atau diatas putaran kritis.⁽⁵³⁾

$$N_c = 52700 \times \frac{d_s^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \quad (6.8)$$

dengan:

W : berat benda yang berputar (kg)

L : panjang poros (mm)

⁵³ Ibid, hal 19

Bila terdapat beberapa benda yang berputar pada satu poros, maka dihitung lebih dahulu putaran – putaran kritis N_{c1} , N_{c2} , N_{c3}, \dots , dari masing – masing benda tersebut yang seolah – olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis secara keseluruhan dari sistem N_{c0} adalah:

$$\frac{1}{N_{c0}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2} + \dots \quad (54) \quad (6.9)$$

Berat benda yang berputar (W)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui:

$$\text{Berat impeler (W}_1) = 6,037 \text{ kg}$$

Berat poros (W_p):

$$W_p = \frac{\pi}{4} \times d_s \times L \times \gamma \quad (6.10)$$

dengan:

d_s : diameter poros antara kedua bantalan (cm)

L : panjang poros (cm)

γ : berat jenis bahan poros (kg/cm^3)

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

⁵⁴ Ibid, hal 19

$$W_p = \frac{\pi}{4} \times 3,5^2 \times 100 \times 7,833 \times 10^{-3}$$

$$= 7,532 \text{ kg}$$

Kecepatan kritis masing – masing benda:

$$N_{c1} = 52700 \times \frac{35^2}{150 \times 250} \sqrt{\frac{100}{6,037}}$$

$$= 7006,56 \text{ rpm}$$

$$N_{c2} = 52700 \times \frac{35^2}{25 \times 125} \sqrt{\frac{100}{1/2 \times 7,532}}$$

$$= 106452,66 \text{ rpm}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{7006,56^2} + \frac{1}{106452,66^2}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = 2,03699 \times 10^{-8} + 0,008824 \times 10^{-8}$$

$$\frac{1}{N_{co}^2} = 2,045814 \times 10^{-8}$$

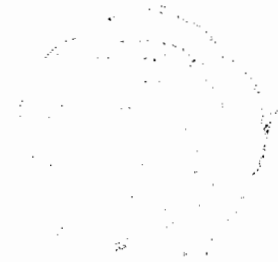
$$N_{co}^2 = 0,48880298 \times 10^8$$

$$N_{co} = 6991,445 \text{ rpm}$$

Putaran operasi poros dibatasi sedikitnya 20% diatas harga putaran kritis dan 20% dibawah harga putaran kritis.⁽⁵⁵⁾

Batas bawah putaran kritis:

$$\begin{aligned} N_{cr1} &= N_{co} - (0,2 \times N_{co}) \\ &= 6991,445 - (0,2 \times 6991,445) \\ &= 5593,156 \text{ rpm} \end{aligned}$$



Batas atas putaran kritis:

$$\begin{aligned} N_{cr1} &= N_{co} + (0,2 \times N_{co}) \\ &= 6991,445 + (0,2 \times 6991,445) \\ &= 8389,734 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sehingga poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 5593,156 rpm sampai dengan 8389,734 rpm. Pada perancangan ini poros beroperasi pada kecepatan 1440 rpm, maka putaran poros aman.

6.5. Macam – Macam Pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan momen dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam. Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara

⁵⁵ Prof.Austin H. Church,M.E.,”Pompa dan Blower Sentrifugal.”1990, hal 292

pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang secara khusus dipakai sebagai pasak lurus. Disamping macam – macam pasak diatas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum.

6.6. Tata Cara Perencanaan Pasak

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

6.6.1. Gaya Tangensial

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

$$F = \frac{T}{D/2} \quad (6.11)$$

$$= \frac{3617,013}{40/2}$$

$$= 180,85 \text{ kg}$$

6.6.2. Gaya Geser

Dengan diameter poros 40 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan pada tabel ukuran pasak adalah: 12×8

kedalaman alur pasak dalam poros $t_1 = 5,0 \text{ mm}$

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

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

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b \times L_1} \quad (56) \quad (6.12)$$

Harga τ_{ka} adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ_B dengan faktor keamanan $Sf_1 \times Sf_2$. Harga Sf_1 umumnya diambil 6, dan Sf_2 dipilih 1 – 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan – lahan, antara 1,5 – 3 jika dikenakan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan secara tiba – tiba dan dengan tumbukan berat.⁽⁵⁷⁾

Bahan pasak yang digunakan = S30C

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

Diambil harga $Sf_1 = 6$, dan $Sf_2 = 2$

⁵⁶ Ir. Sularso, MSME & Prof. Kiyokatsu Suga, "Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin," 1991, hal 25

⁵⁷ Ibid, hal 25

Sehingga tegangan geser ijin τ_{ka} :

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (6.13)$$

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

Dengan mensubtitusikan persamaan 6.13 maka dapat diperoleh panjang pasak yang diperlukan adalah:

$$L_1 \geq \frac{F}{b \times \tau_{ka}} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{180,85}{12 \times 4} \\ &= 3,767 \text{ mm} \end{aligned}$$

6.6.3. Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan Pa (kg/mm^2) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga Pa adalah sebesar 8 (kg/mm^2) untuk poroos dengan diameter kecil dan 10 (kg/mm^2)

untuk diameter poros yang besar, dan setengah dari harga – harga diatas untuk poros putaran tinggi.⁽⁵⁸⁾

$$L_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2} \quad (6.15)$$

$$L_2 = \frac{180,85}{8 \times 3,3}$$

$$= 6,85 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik antara 25% - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros antara 0,75 sampai 1,5 diameter poros.⁽⁵⁹⁾

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

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

Telah diketahui lebar pasak yang digunakan adalah 12 mm, maka:

$$\frac{b}{D} = \frac{12}{40} = 0,3$$

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel maka panjang pasak adalah 40 mm, maka:

⁵⁸ Ibid, hal 27

⁵⁹ Ibid, hal 27

$$\frac{L}{D} = \frac{40}{40} = 1$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka perancangan pasak memenuhi persyaratan yang diminta.

BAB VII

PERHITUNGAN BANTALAN

7.1. Klasifikasi Bantalan

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

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros.

-Bantalan luncur

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

-Bantalan gelinding

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

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

-Bantalan radial.

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

-Bantalan aksial.

Arah beban pada bantalan ini adalah sejajar dengan sumbu poros.

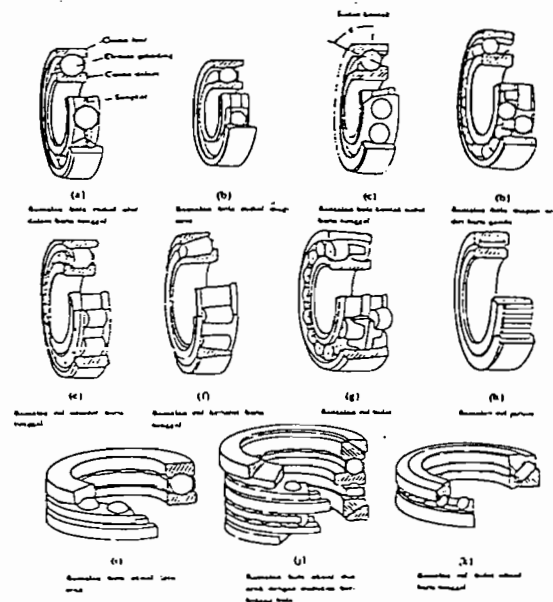
-Bantalan gelinding khusus.

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

Bantalan pada pompa biasanya menggunakan bantalan gelinding. Karena bantalan gelinding mempunyai beberapa keunggulan,yaitu:

- mudah didapat (ukurannya sudah distandarisasikan)
- pemeliharaan mudah
- harganya murah

Pada perancangan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan bola alur dalam baris tunggal dan bantalan kerucut.

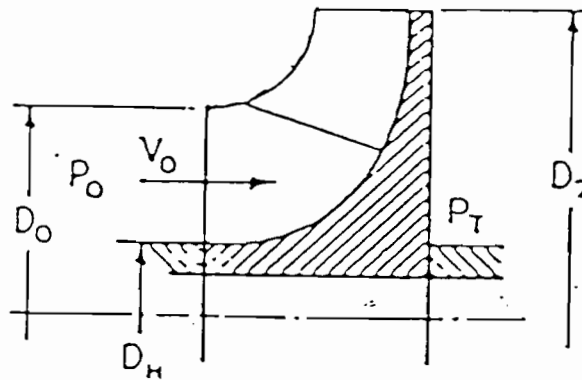


Gambar 7.1 Macam – macam bantalan gelinding

(sumber : Sularso dan Suga, hal 129)

7.2. Gaya Aksial

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan arah aksial yang disebabkan oleh gaya – gaya yang bekerja pada impeler. Gaya yang bekerja pada impeler diakibatkan 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 7.2 Bagian Leher Impeler

(Sumber: Austin, hal 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

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

dengan:

P_T : tekanan fluida dibelakang impeler (kg/m^2)

⁶⁰ Prof. Austin H. Church, M. E., "Pompa dan Blower Sentrifugal". 1990, hal 156

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) = 14,616 m/detik

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 8,666 m/detik

Berat jenis air yang dipompakan (γ) = 1000 kg/m^3

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

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah

$$\begin{aligned} P_T - P_o &= \frac{3}{4} \times \frac{14,616^2 - 8,666^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 5295,413 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

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

$$F_a = (P_T - P_o) \times \frac{\pi}{4} \times (D_o^2 - D_H^2) \quad (61) \quad (7.2)$$

dengan:

D_o : diameter mata impeler (meter)

D_H : diameter hub impeler (meter)

Telah diketahui bahwa

Diameter mata impeler (D_o) = 0,115 m

Diameter hub impeler (D_H) = 0,052 m

Sehingga besarnya gaya aksial adalah:

$$\begin{aligned} F_a &= 5295,413 \times \frac{\pi}{4} \times (0,115^2 - 0,052^2) \\ &= 43,735 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_o \quad (62) \quad (7.3)$$

dengan:

V_o : kecepatan fluida masuk impeler (m/detik)

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

Kapasitas air yang dipompa $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka bobot air yang dipompa adalah:

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \quad (7.4) \\ &= 0,025 \times 1000 \\ &= 25 \text{ kg/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk ke impeler $V_o = 3,353 \text{ m/detik}$, sehingga besarnya gaya aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah:

$$F_m = \frac{25}{9,81} \times 3,353$$

⁶¹ Ibid, hal 156

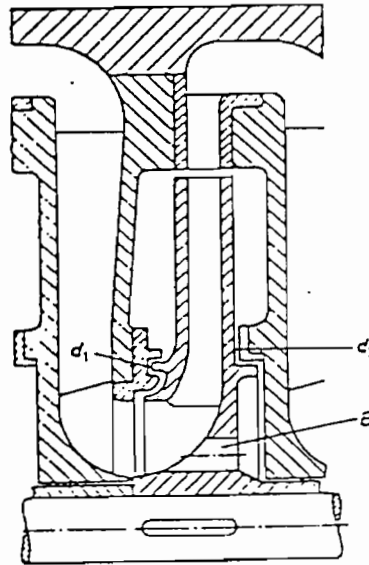
$$= 8,545 \text{ kg}$$

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

$$\begin{aligned} F_{a_{\text{resultan}}} &= F_a - F_m & (7.5) \\ &= 43,735 - 8,545 \\ &= 35,19 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

Prinsip elemen pengimbang yaitu membuat tekanan didepan dan dibelakang impeler sama. Salah satu cara mengkompensir gaya geser aksial dapat dilakukan dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredam dengan lubang pengimbang. Cara tersebut 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 7.3 Mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang
(Sumber : Dietzel, hal 278)

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

7.3. Umur Nominal Bantalan B

Dalam perhitungan sebelumnya besar gaya reaksi tumpuan yang menompang pada poros adalah:

$$\text{Gaya reaksi tumpuan (F}_r\text{)} = 16,373 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya aksial (F}_a\text{)} = 35,19 \text{ kg}$$

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan rumus:

$$P_r = X \times V \times F_r + Y \times F_a \quad (63) \quad (7.6)$$

dengan:

F_r : gaya radial pada tumpuan (kg)

F_a : gaya aksial (kg)

X : faktor beban radial

V : faktor konstruksi bantalan

Y : faktor beban aksial

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

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

Diameter poros lubang bantalan d = 35 mm

Dari tabel (*lampiran*), diambil:

Nomor bantalan = 30307

Kapasitas dinamis C = 50307 kg

Kapasitas statis C_0 = 3950 kg

Untuk mencari faktor X, Y harus ditentukan dahulu perbandingan antara $\frac{F_a}{VF_r}$:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{35,19}{1 \times 16,373} = 2,149$$

Karena $\frac{F_a}{VF_r} > e$, maka dari tabel (*lampiran*) diperoleh:

Faktor X = 0,4

Faktor Y = 1,9

⁶³ Ir. Sularso. MSME & Prof. Kiyatkatsu Suga." Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen

Sehingga beban ekivalen dapat dihitung sebesar

$$\begin{aligned} P_r &= (0,4 \times 1 \times 16,373) + 1,9 \times 35,19 \\ &= 73,41 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

Bantalan pada pompa mempunyai batasan umur pemakaian 40000 sampai 60000 jam. Untuk kerja normal, maka faktor beban $f_w = 1,1$. Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w .⁽⁶⁴⁾

Beban yang bekerja pada bantalan adalah:

$$\begin{aligned} P &= f_w \times P_r & (7.7) \\ &= 1,1 \times 73,41 \\ &= 80,751 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

Untuk bantalan kerucut:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10} \quad (65) \quad (7.8)$$

dengan:

n : putaran poros (rpm)

Mesin." 1991, hal 135

⁶⁴ Ibid, hal 137

⁶⁵ Ibid, hal 136

Putaran poros (n) = 1440 rpm

Maka faktor kecepatan bantalan kerucut adalah:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{1440} \right)^{3/10}$$

$$= 0,323$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan persamaan

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P} \quad (66) \quad (7.9)$$

dengan:

C : kapasitas dinamis bantalan (kg)

P : beban yang diterima bantalan (kg)

f_n : faktor kecepatan

Sehingga faktor umur bantalan adalah:

$$f_h = 0,323 \times \frac{50307}{80,751}$$

$$= 201,23$$

Umur nominal bantalan kerucut dapat ditentukan dengan persamaan:

$$L_h = 500 \times f_h^{10/3} \quad (67) \quad (7.10)$$

Sehingga umur nominal bantalan kerucut adalah:

$$L_h = 500 \times 201,23^{10/3}$$

$$= 47665906,83 \text{ jam}$$

⁶⁶ Ibid, hal 136

⁶⁷ Ibid, hal 136

Dengan bertambah panjang umur bantalan karena adanya perbaikan mutu bahan dan karena keandalan yang tinggi, maka umur keandalan bantalan yang direncanakan dapat diperoleh dengan mengalikan umur nominal L_n dengan faktor koreksi, yaitu:⁽⁶⁸⁾

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

dengan:

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

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

a_3 = faktor kerja = 1 untuk kondisi kerja normal.

L_n = umur nominal bantalan (jam)

Harga faktor keandalan a_1 dapat diperoleh dari tabel 7.4

Tabel 7.4 Faktor keandalan

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

$$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 47665906,83$$

$$= 29552862,23 \text{ jam}$$

⁶⁸ Ibid, hal 136

7.4. Umur Nominal Bantalan A

Bantalan A dipilih:

$$\text{Nomor bantalan} = 6007$$

$$\text{Diameter dalam} = 35 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar} = 62 \text{ mm}$$

$$\text{Kapasitas dinamis } C = 1250 \text{ kg}$$

$$\text{Kapasitas statis } C_0 = 915 \text{ kg}$$

Untuk bantalan A tidak menerima gaya aksial dan untuk bantalan baris tunggal cincin dalam yang berputar, maka:

$$X = 1 ; V = 1 ; Y = 0$$

$$P_r = 1 \times 1 \times 9,824 + 0 \times 0$$

$$= 9,824 \text{ kg}$$

$$P = 1,1 \times 9,824$$

$$= 10,806$$

$$f_h = 0,285 \times \frac{1250}{10,806}$$

$$= 32,968$$

$$L_h = 500 \times 32,968^3$$

$$= 17916278,67 \text{ jam}$$

$$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 17916278,67$$

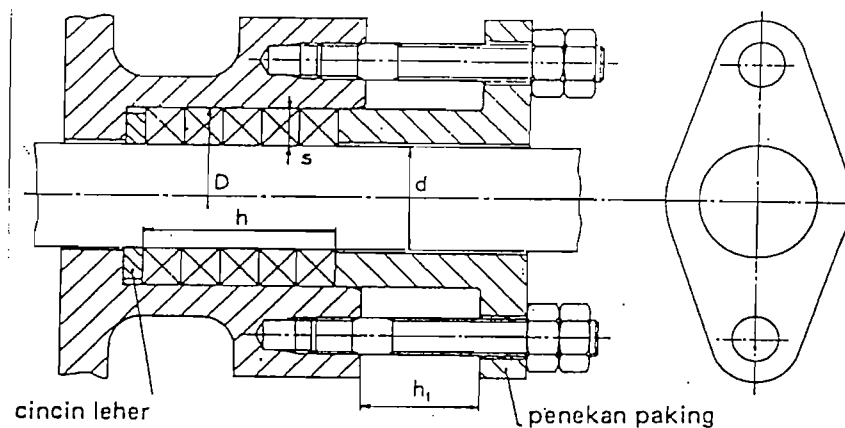
$$= 11108092,78 \text{ jam}$$

BAB VIII

ELEMEN PENDUKUNG

8.1. Kotak Paking (*stufing box*)

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



Gambar 8.1 Kotak paking

(Sumber: Stolk, 1994, hal 523)

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

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

Tebal paking (s)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d} \quad (69) \quad (8.1)$$

dengan:

d : diameter poros (mm)

Untuk perancangan ini diameter selongsong poros $d = 40$ mm, maka tebal paking adalah:

$$\begin{aligned} s &= 1,4\sqrt{d} & (8.2) \\ &= 1,4\sqrt{40} \\ &= 8,854 \approx 9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan rumus

$$h = (4-8)s \quad (70) \quad (8.3)$$

Dalam perancangan ini diambil panjang paking adalah

$$\begin{aligned} h &= 6.s & (8.4) \\ &= 6 \times 9 \\ &= 54 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan rumus

$$h_1 = 3.s \quad (71) \quad (8.5)$$

⁶⁹ Ir. Jac.Stolk & Ir.C.Kros, "Elemen Mesin Elemen Kontruksi Bangunan Mesin", 1994, hal 523

⁷⁰ Ibid, hal 523

⁷¹ Ibid, hal 523

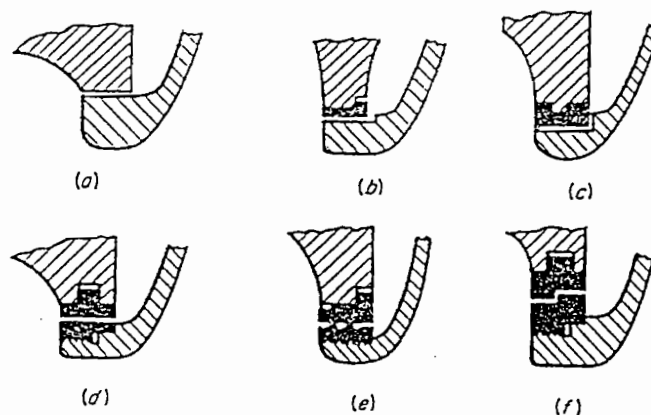
Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times 9 \\ &= 27 \text{ mm} \end{aligned}$$

8.2. Cincin Penahan Keausan

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

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



Gambar 8.2 Contoh susunan cincin penahan keausan

(Sumber: Hicks, 1996, hal 21)

8.3. Pemancingan (*Priming*)

Sebelum pompa beroperasi, mata impeler harus dibenamkan dan pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin penahan keausan akan tergesek yang akan menyebabkan macet. Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran hisap atau kedalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya, dengan kata lain pemompaan akan terhenti.⁽⁷²⁾

Ada tiga sistem pemancingan pompa, yaitu:

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

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancingan a.

8.4. Baut dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon $C = 0,2 - 0,3\%$ difinis biasa sehingga tegangan tarik ijin adalah $\sigma_a = 4,8 \text{ kg/mm}^2$.⁽⁷³⁾

Dipakai ulir kasar metris (JIS B 0205) M 10 berdasarkan tabel (*lampiran*) maka:

⁷² Prof. Austin H Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990, hal 158

⁷³ Ir.sularso, MSME & Prof. Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", 1991, hal 297

Jarak bagi (P)	= 1,5 mm
Tinggi kaitan (H ₁)	= 0,812 mm
Diameter luar (d)	= 10 mm
Diameter inti (d ₁)	= 8,376 mm
Diameter efektif (d ₂)	= 9,026 mm

Tegangan tarik yang diijinkan:

$$\sigma_a \geq \frac{W}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \times (0,8 \times d)^2} \quad (74) \quad (8.6)$$

Pembebanan aksial murni maksimum pada baut:

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

dengan:

W : gaya aksial murni maksimum (kg)

σ_a : tegangan tarik ijin (kg/mm²)

d : diameter luar (mm)

$$W \leq 4,8 \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \times 10)^2$$

$$W = 241,274 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin q_a , bahan baja liat dan digunakan untuk pengikat maka, harga q_a dalam tabel (*lampiran*) adalah = 3 kg/mm².

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \quad (75) \quad (8.8)$$

⁷⁴ Ibid, hal 297

dengan:

H_1 : tinggi kaitan (mm)

d_2 : diameter efektif (mm)

z : jumlah lilitan ulir

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

$$z \geq \frac{241,274}{\pi \times 9,026 \times 0,812 \times 3}$$

$$z \geq 3,493 \approx 4 \text{ lilitan}$$

Sehingga tinggi mur H adalah:

$$H = z \times P^{(76)} \quad (8.10)$$

$$H = 5 \times 1,5$$

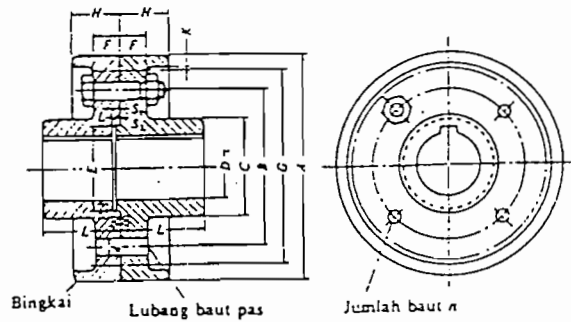
$$= 7,5$$

8.5. Kopling

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

⁷⁵ Ibid, hal 297

⁷⁶ Ibid, hal 297



(Satuan: mm)

A	G Tinggi bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min.				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16

Gambar 8.3 Kopling flens

(Sumber: Sularso dan Suga, hal 31)

Pada perhitungan sebelumnya telah diperoleh:

- Daya pompa (P) = 5,5 kW
 Putaran poros (n) = 1440 rpm
 Torsi poros (T) = 3617,013 kg mm
 Diameter poros (D_s) = 35 mm

Dimensi kopling :

- Diameter luar kopling = 140 mm
 Diameter naf (C) = 63 mm
 Diameter pusat baut (B) = 100 mm
 Diameter baut (a) = 10 mm
 Jumlah baut (n) = 4 buah
 Tebal flens (F) = 18

Tegangan geser baut, τ_B :

$$\begin{aligned}\tau_B &= \frac{8 \times T}{\pi \times a^2 \times n \times B} & (8.11) \\ &= \frac{8 \times 3617,013}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 100} \\ &= 0,46\end{aligned}$$

Bahan baut	= SS41B
Kekuatan tarik (σ_{Bb})	= 40 kg/mm ²
Faktor keamanan (Sfb)	= 6,0
Faktor koreksi (Kb)	= 1,7

Tegangan geser ijin untuk baut, τ_{ba} :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_{Bb}}{Sfb \times Kb} & (8.12) \\ &= \frac{40}{6,0 \times 1,7} \\ &= 3,92 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Agar perencanaan kopling aman:

$$\begin{aligned}\tau_B &\leq \tau_{ba} \\ 0,46 &\leq 3,92 \text{ (aman)}\end{aligned}$$

Kekuatan tarik (σ_b) = 40 kg/mm²

Faktor keamanan (S_F) = 6,0

Faktor koreksi (K_F) = 2

Tegangan geser ijin untuk flens, τ_{Fa} :

$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= \frac{\sigma_b}{Sf_F \times K_F} & (8.13) \\ &= \frac{40}{6 \times 2} \\ &= 3,333 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser flens, τ_F :

$$\begin{aligned}\tau_F &= \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} & (8.14) \\ &= \frac{2 \times 3617,013}{\pi \times 63^2 \times 18} \\ &= 0,0322 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tinjauan keamanan poros:

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

$$2 \times 0,0322 < 3,333$$

$$0,0644 < 3,333 \text{ (memenuhi syarat)}$$

BAB IX

KARAKTERISTIK POMPA

9.1. Pendahuluan

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

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

9.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head.

9.2.1. Head Euler's (H_e)

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dan belum memperhitungkan kerugian – kerugian yang terjadi. Head ini dapat terjadi apabila aliran fluida benar – benar melalui saluran yang tepat sesuai dengan sudut sudu jalan yang ditentukan, dan diasumsikan bahwa fluida dipaksa melalui sudu – sudu yang banyaknya tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu dengan yang lainnya sangat sempit.⁽⁷⁷⁾

Besarnya Head Euler's dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

⁷⁷ Prof.Dipl.Ing.Fritz.Dietzel,"Turbin, Pompa dan Kompresor", 1996, Hal 256

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

dengan:

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

D_2 : diameter sisi keluar impeler (m)

b_2 : lebar pada sisi keluar impeler (m)

Q_t : kapasitas pompa teoritis ($m^3/detik$)

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan bahwa:

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2) = 14,616 m/detik

Diameter sisi keluar impeler (D_2) = 0,215 m

Lebar sisi keluar impeler (b_2) = 0,022 m

Kapasitas pompa teoritis (Q_t) = 1,1Q $m^3/detik$

Sudut sisi keluar impeler (β_2) = 29 $^\circ$

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

Sehingga besarnya Head Euler's adalah:

$$H_e = \frac{14,527}{9,81} \times \left(14,527 - \frac{1,1Q \times \cot 29}{0,215 \times \pi \times 0,022} \right)$$

$$= 21,776 - 199,065Q$$

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

$$= 21,776 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 \text{ m}^3/detik$

⁷⁸ Fritz Dietzel, Turbin Pompa dan Kompresor,

$$= 16,799 \text{ m}$$

9.2.2. Head Teoritis (H_t)

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

Head teoritis ini dinyatakan dengan menggunakan rumus:

$$H_t = \eta_{\infty} \times H_{\infty} \quad (79) \quad (9.2)$$

dengan:

η_{∞} : koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien aliran η_{∞} memiliki batas harga antara 0,6 sampai dengan 0,8.⁽⁸⁰⁾

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

Sehingga besarnya head teoritis adalah:

$$H_t = 0,8 \times (21,776 - 199,065Q)$$

$$H_t = 17,421 - 159,252Q$$

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

$$H_t = 17,421 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_t = 13,439 \text{ m}$$

9.2.3. Head Aktual (H_{akt})

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

⁷⁹ Prof. Austin H. Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990, hal 33

⁸⁰ Khetagurov, M., "Marine Auxiliary Machinery And Systems", hal 231

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

$$H_{akt} = H_t - h_h^{(81)} \quad (9.3)$$

dengan:

H_t : head teoritis (m)

h_h : kerugian hidrolis (m)

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah:

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

$$h_h = 13,439 - 12,5$$

$$= 0,939 \text{ m}$$

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

$$h_h = h_s + h_{FD} \quad (9.4)$$

dengan:

h_s : kerugian kejut dan turbulensi (meter)

h_{FD} : kerugian gesekan (meter)

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

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

$$= 0,5 \times 0,939$$

$$= 0,469 \text{ m}$$

⁸¹ Ibid, hal 266

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$h_{FD} = K \times Q^2 \quad (82) \quad (9.5)$$

dengan:

K : koefisien gesekan

Q : kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu:

$$\begin{aligned} K &= \frac{0,469}{0,025^2} \\ &= 750,4 \end{aligned}$$

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

$$h_{FD} = 750,4 \times Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus:

$$h_s = \frac{k_{sh}}{2g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times \eta_\infty \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad (83) \quad (9.6)$$

dengan:

K_{sh} : koefisien kerugian kejut/turbulensi

η_∞ : 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)

⁸² Stepanoff, A.J., "Flow Pumps Design And Application", 1948, hal 164

⁸³ Khetagurov, M., "Marine Auxiliary machinery And Systems", hal 267

d_3 : diameter dasar rumah volut (m)

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

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa:

Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler (U_1) = 8,666 m/detik

Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler (U_2) = 14,616 m/detik

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 0,215 m

Diameter dasar rumah volut (d_3) = 0,226 m

Koefisien sirkulasi aliran (η_∞) = 0,8

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8.⁽⁸⁴⁾

Diambil harga koefisien kerugian kejut (K_{sh}) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 m^3/detik$, dari persamaan (9.6) dapat ditentukan kapasitas normal, yaitu:

$$0,469 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \times \left[8,666^2 + \left(14,616 \times 0,8 \times \frac{0,215}{0,226} \right)^2 \right] \times \left(1 - \frac{0,025}{Q_n} \right)^2$$

$$0,469 = 7,098 \times \left(1 - \frac{0,025}{Q_n} \right)^2$$

$$Q_n = \frac{0,025}{1 - 0,257}$$

$$= 0,0336 m^3/detik$$

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

$$h_s = 7,098 \times \left(1 - \frac{Q}{0,0336}\right)^2$$

$$h_s = 7,098 - 422,501Q + 6287,238Q^2$$

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

$$h_s = 7,098 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$h_s = 0,466 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan kepersamaan:

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

$$h_h = 7,098 - 422,501Q + 6287,238Q^2 + 750,4Q^2$$

$$h_h = 7,098 - 422,501Q + 7037,638Q^2$$

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

$$h_h = 7,098 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$h_h = 0,934 \text{ m}$$

Dari persamaan:

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

$$= (17,421 - 159,252Q) - (7,098 - 422,501Q + 7037,638Q^2)$$

$$= 10,323 + 263,249Q - 7037,638Q^2$$

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

$$H_{akt} = 10,323 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$H_{akt} = 12,505 \text{ m}$$

⁸⁴ Ibid, hal 268

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

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

$$H_{t\infty} = 21,776 - 199,065Q$$

$$H_t = 17,421 - 159,252Q$$

$$h_{FD} = 750,4Q^2$$

$$h_s = 7,098 - 422,501Q + 6287,238Q^2$$

$$h_h = 7,098 - 422,501Q + 7037,638Q^2$$

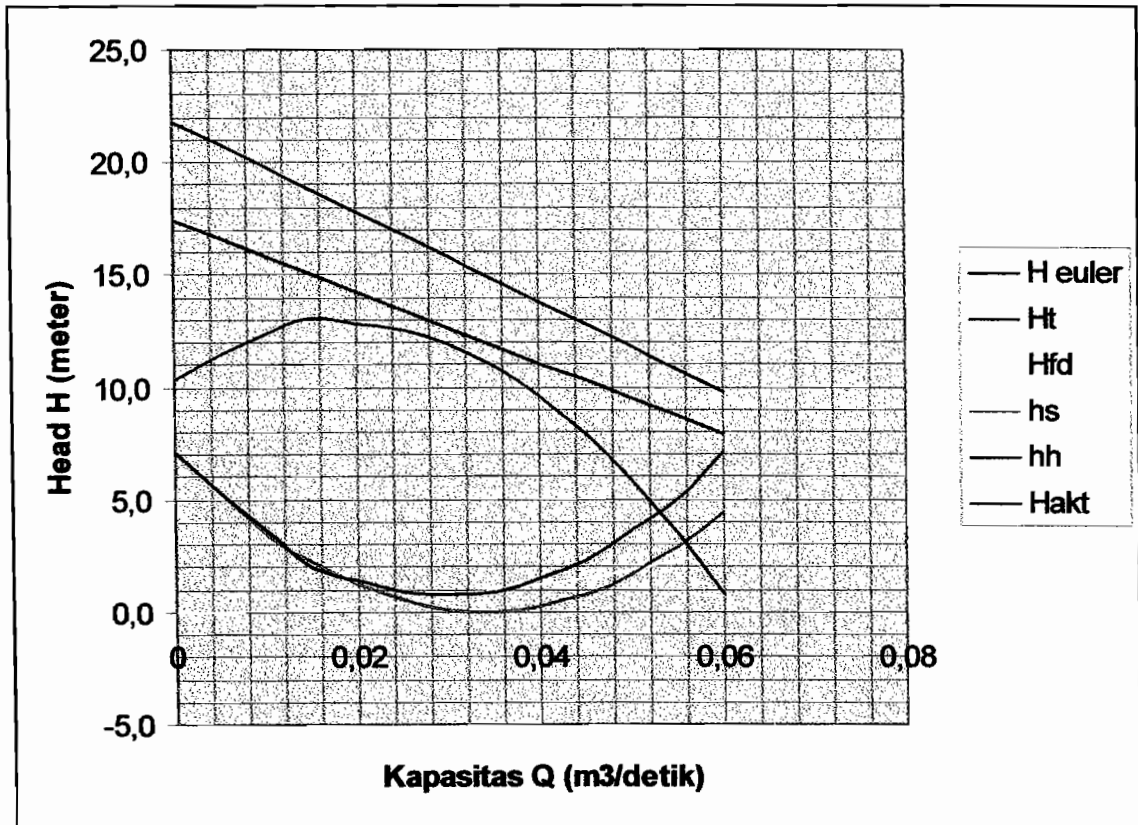
$$H_{akt} = 10,323 + 263,249Q - 7037,638Q^2$$

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

Tabel 9.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m ³ /detik)	H _{t∞} (meter)	H _t (meter)	H _{FD} (meter)	h _s (meter)	h _h (meter)	H _{akt} (meter)
0.000	21.776	17.421	0	7.098	7.098	10.323
0.005	20.781	16.625	0.019	5.161	5.161	11.463
0.010	19.785	15.828	0.075	3.502	3.577	12.251
0.015	18.790	15.032	0.169	2.176	1.817	13.216
0.020	17.795	14.236	0.300	1.163	1.463	12.773
0.025	16.799	13.439	0.469	0.465	0.934	12.505
0.030	15.804	12.643	0.675	0.082	0.756	11.887
0.035	14.808	11.847	0.919	0.013	0.932	10.916
0.040	13.813	11.051	1.200	0.257	1.458	9.593
0.045	12.818	10.255	1.519	0.816	2.336	7.918
0.050	11.822	9.459	1.876	1.691	3.567	5.891
0.055	10.827	8.662	2.269	2.879	5.148	3.513
0.060	9.832	7.865	2.701	4.381	7.083	0.782

Dari tabel diatas dapat digambar grafik 9.1 sebagai berikut:



Gambar 9.1. Grafik hubungan antara kapasitas dengan head dan rugi – rugi

9.3. karakteristik Pompa Hubungan Antara Kapasitas Dengan Daya,

Efisiensi

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

$$b, hp = f, hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M^{(85)} \quad (9.7)$$

dengan:

b, hp : daya kuda rem

f, hp : daya kuda fluida

hp_L : daya kuda untuk mengatasi kebocoran

hp_{DF} : daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

hp_{HY} : daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

hp_M : daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

9.3.1. Daya Kuda Fluida (f, hp)

Daya kuda fluida dalam satuan british (lbft/detik) untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan

$$f, hp = \frac{\omega \times H}{550}^{(86)} \quad (9.8)$$

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

⁸⁵ Prof. Austin H. Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990, hal 35

⁸⁶ Ibid, hal 34

dengan:

H : head pompa (ft)

ω : kapasitas pompa dalam (lb/detik)

γ : berat jenis fluida (lb/ft³)

Daya kuda dalam satuan metrik (kgm/detik) adalah

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

dengan:

H : head pompa (m)

Q : kapasitas pompa (m³/detik)

γ : berat jenis fluida (kg/m³)

Berat jenis (γ) = 1000 kg/m³

Head (H) = 12,5 m

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah:

$$f, hp = \frac{Q \times 12,5 \times 1000}{75}$$

$$f, hp = 166,67Q$$

9.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_L \times \gamma}{75} \quad (87) \quad (9.11)$$

⁸⁷ Ibid, hal 35

dengan:

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

H_t : head teoritis (m)

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

Head teoritis (H_t)

$$H_t = 17,421 - 159,252Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah:

$$hp_L = \frac{0,1Q \times (17,421 - 159,252Q) \times 1000}{75}$$

$$hp_L = 23,228Q - 212,336Q^2$$

9.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra (hp_{DF})

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

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \quad (88) \quad (9.12)$$

dengan:

d_2 : diameter sisi keluar impeler (in)

n : putaran poros pompa (rpm)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 8,465 in

⁸⁸ Ibid, hal 126

Putaran poros pompa (n) = 1440 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{8,465}{12}\right)^{4,83} \times 1400^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$= 0,169 \text{ hp}$$

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

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

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

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah ditentukan sebelumnya yaitu:

$$h_h = 7,098 - 422,501Q + 7037,638Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,1Q) \times 1000 \times (7,098 - 422,501Q + 7037,638Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 104,104Q - 6198,68Q^2 + 103218,691Q^3$$

9.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis (hp_M)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2% sampai dengan 4% dari daya kuda rem.⁽⁹⁰⁾

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 2% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,02 \times b.hp$$

9.3.6. Daya Kuda Rem (b, hp)

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

$$b, hp = 166,67Q + (23,228 - 212,336Q^2) + 0,169 + (104,104Q - 6196,68Q^2 + 103218,691Q^3) + 0,02 b, hp$$

$$0,98 b, hp = 294,002Q - 6409,016Q^2 + 103218,691Q^3 + 0,169$$

$$b, hp = 0,172 + 300,002Q - 6539,812Q^2 + 105325,195Q^3$$

3.3.7. Efisiensi Pompa

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

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

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

$$f, hp = 166,67Q$$

$$hp_L = 23,228Q - 212,336Q^2$$

⁸⁹ Stepanoff, A.J., "Flow Pumps Design And Application", 1948, hal 196

⁹⁰ Prof. Austin H. Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990, hal 32

$$hp_{DF} = 0.169$$

$$hp_{HY} = 104,104Q - 6196,68Q^2 + 103218,691Q^3$$

$$b, hp = 0,172 + 300,002Q - 6539,812Q^2 + 105325,195Q^3$$

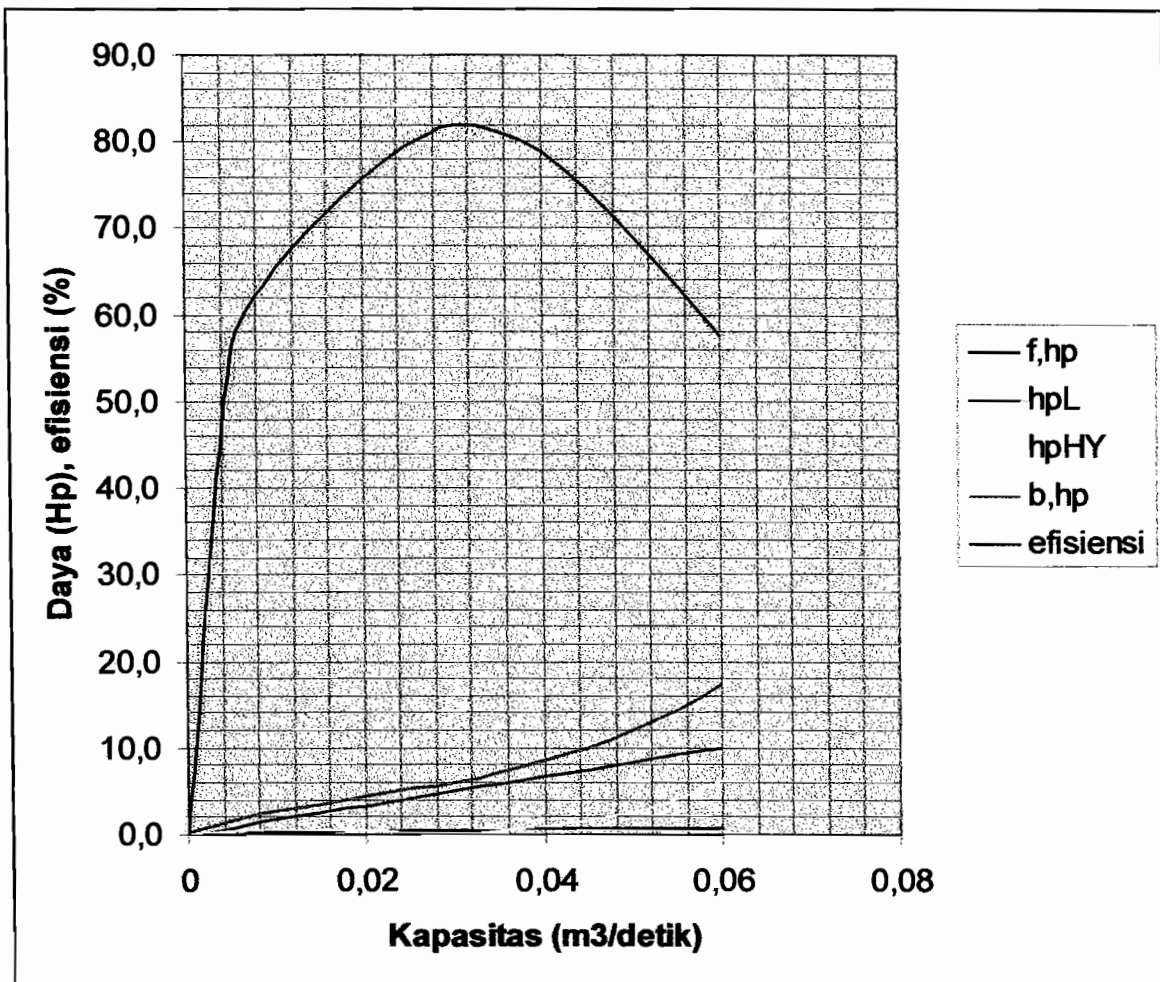
$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\%$$

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

Tabel 9.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q (m ³ /detik)	f, hp (hp)	hp _L (hp)	Hp _{HY} (hp)	b, hp (hp)	η_{op} (%)
0.000	0.000	0.000	0.000	0.172	0.000
0.005	0.833	0.104	0.379	1.522	54.731
0.010	1.667	0.211	0.525	2.623	63.553
0.015	2.500	0.300	0.516	3.556	70.304
0.020	3.333	0.380	0.429	4.399	75.767
0.025	4.167	0.448	0.332	5.230	79.674
0.030	5.000	0.506	0.333	6.130	81.566
0.035	5.833	0.553	0.479	7.177	81.273
0.040	6.667	0.590	0.855	8.449	78.908
0.045	7.500	0.616	1.543	10.027	74.798
0.050	8.334	0.630	2.615	11.989	69.513
0.055	9.167	0.635	4.154	14.412	63.606
0.060	10.000	0.630	6.233	17.379	57.541

⁹¹ Ibid, hal 36



Gambar 9.2. Grafik hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

BAB X

KESIMPULAN DAN PENUTUP

Dari hasil perancangan pompa dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Spesifikasi pompa

Jenis	: pompa radial
Fluida kerja	: air kotor
Kapasitas	: 90 m ³ /jam
Putaran	: 1440 rpm
Daya	: 5,5 kW
Efisiensi	: 78%

2. Impeler

Jenis	: Backward Curve Vanes
Bahan	: SCS ₂ (baja karbon)
Diameter sisi masuk impeler	: 115 mm
Diameter sisi keluar impeler	: 215 mm
Jumlah sudu	: 10 buah

3. Rumah pompa

Jenis	: rumah keong (volut casing)
Bahan	: baja karbon cor

4. Poros

Bahan	: S35C
Panjang	: 250 mm

5. Pasak

Ukuran : 12 × 8

Panjang : 40 mm

Bahan : S30C

Kedalaman alur pasak pada pasak : 5,0 mm

Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm

6. Bantalan

. Bantalan A

Type : bantalan baris tunggal cincin dalam

Nomor : 6007

Umur pemakaian : 11108092,78 jam

Diameter dalam bantalan : 35 mm

Diameter luar bantalan : 62 mm

Jumlah : 1 buah

. Bantalan B

Type : bantalan kerucut

Nomor bantalan : 30307

Umur pemakaian : 29552862,23 jam

Diameter dalam bantalan : 35 mm

Diameter luar bantalan : 80 mm

Jumlah : 1 buah

7. Baut dan mur rumah pompa

. Baut

Jenis : baut tanam ulir kasar

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

Ulir : M10

. Mur

Jenis : pengikat ulir kasar

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

Tinggi mur : 7,5 mm

8. Kopling

Type : kopling flens kaku

Diameter luar : 140 mm

Diameter lubang untuk poros : 35 mm

Jumlah baut : 4 buah

DAFTAR PUSTAKA

- Austin H., C., *Pompa Dan Blower Sentrifugal*, alih bahasa Zulkifli Harahap, cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1990
- Dietzel, F., *Turbin Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1996
- Hicks, T. G., *Teknologi Pemakaian Pompa*, alih bahasa Zulkifli Harahap, Cetakan pertama, Erlangga, Jakarta, 1996
- Karssik, I. J., *Pump Handbook*, Mc Graw Hill Book Company Inc., New York, 1976
- Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Machinery And System*, Peace Publisher, Moscow
- Nouwen, A., *Pompa*, diterjemahkan oleh B.S. Anwir, jilid 1, Bhratara, Jakarta, 1994
- Stepanoff, A. J., *Flow Pumps Design And Application*, second edition, John Wiley & Sons, 1948
- Stolk, C., dan Kros, C., *Elemen Mesin Kontruksi Bangunan Mesin*, diterjemahkan oleh H. Hendarsin dan A. Abdul Rahman, edisi ke-21, Erlangga, Jakarta, 1994
- Sularso dan Suga, K., *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen mesin*, cetakan ketujuh, Pradnya Paramita, Jakarta, 1991
- Sularso, dan Tahara, H., *Pompa Dan kompresor*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1996

LAMPIRAN

Tabel 1.1 Nilai karakteristik standar motor tipe tahan percikan, tipe kurungan, tiga fase, tegangan rendah (200 V, 50/60 Hz)

(Sumber: soeleman & Mabuchi, hal 264-265)

Kapasitas (kW)	Hal-hal Jumlah kutub Sedang	Frekuensi	50 Hz											60 Hz											Motor GD ² (kg-m ²)				
			Kecepatan perputaran beban penuh	Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya		Kecepatan perputaran beban penuh	Kopel				Arus		Efisiensi				Faktor daya			
				Kopel beban penuh	Kopel asut	Kopel pengun- gutan	Kopel perce- patan	Arus nominal	Arus asut	50% beban	75% baban	100% beban	50% beban	75% beban		100% beban	Kopel beban penuh	Kopel asut	Kopel pengun- gutan	Kopel perce- patan	Arus nominal	Arus asut	50% beban	75% beban		100% beban	50% beban	75% beban	100% beban
0,75	2	2.890	0,253	295	310	240	3,3	20	75	78	79	63	85	83	3.470	0,210	250	295	220	3,1	19	77	80	80	71	82	88	0,0041	
	4	1.420	0,515	325	290	275	3,8	18	73	77	78	54	67	76	1.700	0,43	285	270	250	3,3	17	79	81	81	62	75	82	0,0085	
	6	910	0,762	235	254	220	3,8	19	70	75	76	53	66	75	1.130	0,641	210	240	200	3,5	17	74	78	78	60	73	80	0,0216	
	8	700	1,01	200	240	200	4,2	16	74	77	77	49	58	67	845	0,865	150	230	170	4,0	14	77	78	79	46	58	67	0,0391	
1,5	2	2.910	0,50	280	335	245	6,0	41	82	84	85	71	82	87	3.480	0,42	240	290	210	5,8	37	83	85	85	79	87	91	0,0105	
	4	1.430	1,02	315	290	275	6,8	35	79	82	82	61	74	80	1.720	0,85	265	265	243	6,2	31	83	84	84	70	81	86	0,0175	
	6	940	1,55	250	220	210	7,2	26	82	84	83	53	66	75	1.120	1,30	185	200	175	6,5	26	82	84	83	61	74	80	0,0391	
	8	700	2,09	220	230	200	8,2	27	79	82	82	44	57	65	845	1,73	160	180	150	7,5	23	82	84	83	51	63	71	0,0685	
2,20	2	2.870	0,747	350	330	270	8,2	49	84	85	86	85	94	92	3.440	0,63	270	295	225	8,2	43	84	85	85	90	93	94	0,0190	
	4	1.430	1,50	290	320	275	9,5	50	79	82	82	63	75	82	1.720	1,25	235	270	230	8,8	45	84	85	85	74	84	88	0,0330	
	6	945	2,27	255	255	230	10,0	45	81	84	84	57	70	78	1.130	1,90	200	230	195	9,2	40	84	85	85	65	77	82	0,0685	
	8	710	3,02	230	240	210	11,5	42	80	83	84	45	57	66	850	2,52	190	200	170	10,0	37	83	85	85	52	64	72	0,121	
3,7	2	2.900	1,25	300	345	260	14,5	78	86	86	85	86	92	94	3.480	1,04	230	310	215	13,5	67	86	86	85	91	94	95	0,0269	
	4	1.440	2,51	300	290	265	14,5	80	85	86	85	68	79	85	1.720	2,10	250	260	230	14,0	70	86	87	87	77	96	89	0,0540	
	6	945	3,81	250	250	225	15,5	70	86	87	87	60	72	82	1.130	3,19	200	220	190	14,5	62	87	88	87	71	81	85	0,121	
	8	710	5,07	195	185	170	19,0	75	84	86	86	44	58	67	850	4,24	150	160	140	16,0	65	87	88	87	54	67	71	0,161	

Lanjutan

5,5	2	2.900	1,85	250	300	220	19,5	120	89	90	90	81	88	91	3.490	1,54	200	260	185	19,0	105	89	90	90	89	92	93	0,0576
	4	1.440	3,72	265	300	255	23,0	130	87	89	89	62	75	79	1.730	3,10	210	260	210	21,0	115	90	91	91	73	82	86	0,0910
	6	955	5,6	250	230	225	22,0	100	89	90	89	63	75	80	1.150	4,63	200	220	190	21,0	85	90	91	90	72	80	83	0,161
	8	710	7,50	190	270	210	23,0	110	87	88	88	62	74	80	860	6,25	160	230	175	22,0	95	89	90	89	66	77	81	0,415
7,5	2	2.900	2,52	240	300	215	26,0	164	91	92	91	88	91	92	3.500	2,08	190	270	180	25,0	141	91	92	91	91	94	94	0,0706
	4	1.440	5,03	275	270	245	29,0	160	89	90	90	68	78	83	1.730	4,18	220	240	220	27,0	140	91	92	91	77	86	88	0,113
	6	960	7,53	235	265	225	30,0	150	90	91	90	64	75	81	1.150	6,30	185	230	185	29,0	130	91	91	90	72	80	84	0,415
	8	710	10,2	180	240	190	31,0	142	88	89	89	61	72	78	860	8,50	140	190	150	30,0	123	89	90	90	69	79	83	0,516
11	2	2.910	3,68	230	250	190	39,0	197	92	93	92	85	90	91	3.490	3,07	180	210	160	38,0	172	92	92	91	89	92	92	0,146
	4	1.440	7,45	260	280	240	42,0	250	88	89	89	72	82	85	1.730	6,20	235	255	220	40,0	220	89	90	90	78	86	89	0,283
	6	960	11,0	250	280	240	45,0	245	89	91	90	60	72	78	1.150	9,23	185	255	200	42,0	205	91	92	91	72	81	85	0,516
	8	715	15,0	180	200	165	52,0	220	87	89	88	55	66	72	860	12,5	130	170	135	48,0	164	89	90	89	63	73	78	1,04
15	2	2.910	5,02	180	220	160	54,0	250	90	91	90	84	88	89	3.480	4,20	165	190	145	52,9	220	89	90	90	89	91	91	0,24
	4	1.440	10,1	220	260	215	54,0	295	90	91	90	81	87	89	1.720	8,49	180	220	180	52,9	260	91	91	90	86	90	91	0,42
	6	965	15,1	200	230	195	60,0	280	88	89	89	66	77	81	1.160	12,6	160	200	160	57,9	240	89	90	89	74	82	84	0,96
	8	720	20,3	160	200	160	67,4	260	87	88	88	56	67	73	865	16,9	160	200	160	65,0	260	89	90	90	56	68	74	1,2
18,5	2	2.910	6,19	200	230	170	65,2	310	91	91	91	84	88	90	3.490	5,16	175	200	150	65,2	270	89	90	90	89	91	91	0,28
	4	1.450	12,4	250	260	220	65,2	340	91	91	90	84	89	91	1.730	10,4	190	220	185	64,5	300	91	91	90	87	91	92	0,45
	6	965	18,7	200	230	195	74,0	340	88	89	88	68	78	82	1.160	15,5	160	200	160	70,6	300	89	90	89	75	82	85	1,2
	8	720	25,0	180	220	180	80,2	340	89	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	65	75	79	1,7

Tabel 1.2 Bahan – bahan untuk pompa yang umum dipakai
(Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal 56)

Nomor kelompok	Frekwensi	Rumah (<i>Casing</i>)	Impeler	Pemakaian
A-1	O	FC	FC	Air tawar, air minum
A-2		FC	FCD	Air tawar, air minum
A-3	O	FC	SC	Air tawar, air minum
A-4	O	FC	BC	Air tawar, air minum, air laut
A-5	O	FC	PBC	Air tawar, air minum, air laut
A-6	O	FC	ABC	Air tawar, air minum, air laut
A-7	O	FC	SCS2	Air tawar, air minum, air limbah
A-8	O	FC	SCS12 or SCS13	Air lmbah, air laut
A-9		FC berlapis karet	SCS14 or SCS13	Air distilasi, air laut
B-1	O	SC	SC	Air tawar, air laut
B-2		SC	ABC	Air tawar, air minum, air laut
B-3	O	SC	SCS2	Air tawar, air minum, air limbah
B-4		SC	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
B-5		SC	SCS12 or SCS15	Air laut
C-1	O	BC	BC	Air distilasi, air laut
C-2		BC	PBC	Air laut
C-3		ABC	ABC	Air laut
D-1		SCS2	SCS2	Air limbah, air laut
D-2		SCS2	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
D-3		SCS2	SCS12 or SCS15	Air laut
D-4	O	SCS12 or SCS13	SCS12 or SCS13	Air laut
D-5		SCS12 or SCS13	SCS12 or SCS15	Air laut
D-6		SCS12 or SCS13	Whorthite	Air laut
E-1	O	SS	SC	Air tawar
E-2	O	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E-3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum, air laut

Keterangan tabel :

1. Frekwensi dengan tanda "O" Berarti bahan sering dipakai
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, Fc25 dan Fc25 Ma
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC2 dan BC3
4. SC berarti baja karbon cor
5. ABC berarti perunggu alluminium cor
6. SS berarti plat baja
7. Nomor kelompok besar berarti bahan dengan mutu yang lebih tinggi

Tabel 1.3 Ukuran diameter standar poros**(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 9)**

(satuan : mm)

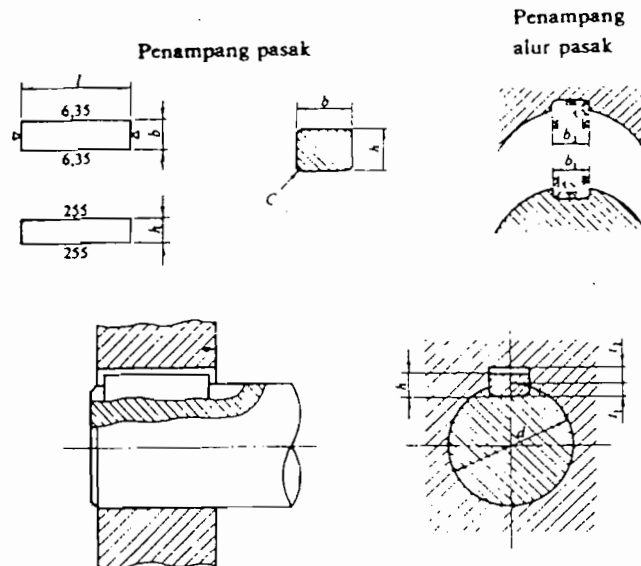
4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*12,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180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

Keterangan tabel :

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

Tabel 1.4 Penampang pasak

(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 10)



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, h_1,$ dan b_2	Ukuran standar h		C	l^*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lancur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		-	8-10
4 x 4	4	4		0,25-0,40	8-45	2,5	1,8		1,2	0,16-0,25	-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		-	12-17
6 x 6	6	6		0,40-0,60	14-70	3,5	2,8		2,2	0,25-0,40	-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2		16-80	4,0	3,0	3,5	3,0		-	20-25
8 x 7	8	7		0,60-0,80	18-90	4,0	3,3		2,4	0,40-0,60	-	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		-	30-38
12 x 8	12	8		0,60-0,80	28-140	5,0	3,3		2,4	0,40-0,60	-	38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		-	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60-0,80	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,40-0,60	-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		-	50-58
18 x 11	18	11		0,60-0,80	50-200	7,0	4,4		3,4	0,40-0,60	-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		-	65-75
22 x 14	22	14		0,60-0,80	63-250	9,0	5,4		4,4	0,40-0,60	-	75-85
(24 x 16)	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,5	8,0		-	80-90
25 x 14	25	14		0,60-0,80	70-280	9,0	5,4		4,4	0,40-0,60	-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		-	95-110
32 x 18	32	18		90-360	11,0	7,4		6,4	-	110-130		

* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

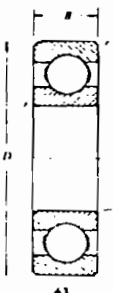

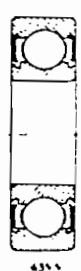
Tabel 1.5 Baja karbon untuk kontruksi mesin
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 3)

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

Tabel 1.6 Bantalan bola tunggal alur dalam

(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 143)

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

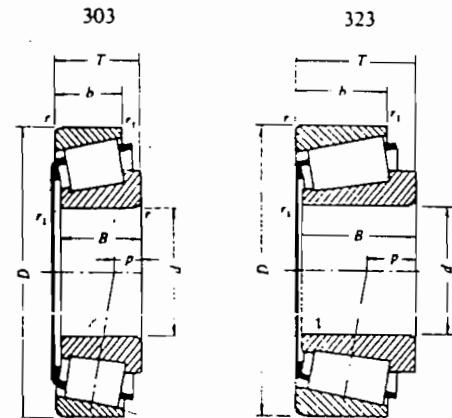
Jenis terbuka	Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C' (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17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

Tabel 1.7 Bantalan kerucut

(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 144)

$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	Y_i

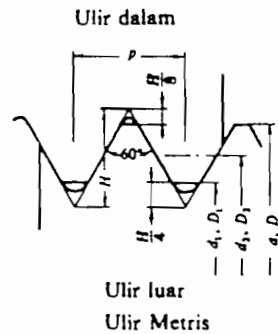
Harga e , Y_1 dan Y_0 dalam hubungannya dengan tabel di bawah.



Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)								Faktor beban aksial		Konstanta	Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik (kg)
	d	D	T	B	b	r	r_1	p	Y_1	Y_0			
30302	15	42	14,25	13	11	1,5	0,5	3,3	2,1	1,2	0,28	1640	1000
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	0,5	4,6	2,1	1,2	0,28	2030	1280
30304	20	52	16,25	15	13	2	0,8	4,4	2,0	1,1	0,30	2490	1670
30305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	5,0	2,0	1,1	0,30	3300	2250
30306	30	72	20,75	19	16	2	0,8	5,2	1,9	1,0	0,32	4200	2970
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	6,0	1,9	1,0	0,32	5350	3950
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	5,0	1,7	0,95	0,35	6100	4750
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	0,8	5,9	1,7	0,95	0,35	7600	6050
30310	50	110	29,25	27	23	3	1	6,1	1,7	0,95	0,35	8900	7150
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	7,1	1,7	0,95	0,35	11900	9950
32304	20	52	22,25	21	18	2	0,8	8,2	2,0	1,1	0,30	3200	2350
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	2,0	1,1	0,30	4400	3300
32306	30	72	28,75	27	23	2	0,8	9,7	1,9	1,0	0,32	5650	4500
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	0,8	12,1	1,9	1,0	0,32	7000	5700
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	0,8	12,3	1,7	0,95	0,35	8150	7000
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	0,8	12,5	1,7	0,95	0,35	9850	8600
32310	50	110	42,25	40	33	3	1	13,7	1,7	0,95	0,35	12000	10800

Tabel 1.8 Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205)

(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 289)



$$H = 0,866025P, d_2 = d - 0,64951P, D = d$$

$$H_1 = 0,541266P, d_1 = d - 1,082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$$

Garis tebal menyatakan profil patokan dari ulir

(Satuan : mm)

Ulir ⁽¹⁾			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H ₁	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D ₂	Diameter dalam D ₁
1	2	3	Ulir luar				
			Diameter luar d	Diameter efektif d ₂	Diameter inti d ₁		
M 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169
M 0,3	M 0,35		0,08	0,043	0,300	0,248	0,213
			0,09	0,049	0,350	0,292	0,253
M 0,4	M 0,45		0,1	0,054	0,400	0,335	0,292
M 0,5			0,1	0,054	0,450	0,385	0,342
			0,125	0,068	0,500	0,419	0,365
M 0,6	M 0,55		0,125	0,068	0,550	0,469	0,415
	M 0,7		0,15	0,081	0,600	0,503	0,438
			0,175	0,095	0,700	0,586	0,511
M 0,8	M 0,9		0,2	0,108	0,800	0,670	0,583
M 1			0,225	0,122	0,900	0,754	0,656
			0,25	0,135	1,000	0,838	0,729
M 1,2			0,25	0,135	1,200	1,038	0,929
M 1,4			0,3	0,162	1,400	1,205	1,075
M 1,7			0,35	0,189	1,700	1,473	1,321
M 2			0,4	0,217	2,000	1,740	1,567
M 2,3			0,4	0,217	2,300	2,040	1,867
M 2,6			0,45	0,244	2,600	2,308	2,113
M 3 × 0,5			0,5	0,271	3,000	2,675	2,459
			0,6	0,325	3,000	2,610	2,350
	M 3,5		0,6	0,325	3,500	3,110	2,850
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242
			0,75	0,406	4,000	3,513	3,188
	M 4,5		0,75	0,406	4,500	4,013	3,688
M 5 × 0,8			0,8	0,433	5,000	4,480	4,134
			0,9	0,487	5,000	4,415	4,026
			0,9	0,487	5,500	4,915	4,526

lanjutan

Tabel 7.1 (b) Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205).

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6 M 8		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9 M 11	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12 M 16	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2,	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18 M 22		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24 M 30	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33 M 39		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42 M 48	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M 56	M 52 M 60		5	2,706	52,000	48,752	46,587
			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

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

Tabel 1.9 Tekanan yang diizinkan pada ulir

(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 298)

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

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



JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 338 FT_USD_TMI September 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Tri Darto
Nomor Mahasiswa : 995214021
NIRMI : 98005112310120021
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pompa & Kompresor
Judul naskah soal :

Perancangan pompa air limbah industri. data dicari di lapangan industri dan modifikasi diijinkan dengan alasan yang benar. Dilengkapi dengan gambar rinci.

Tanggal dimulai : 29 Agustus 2003

Pembimbing Kedua

(Yosef Agung C.ST.MT.)

Yogyakarta, 1 September 2003
Dosen Pembimbing Utama

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



JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 338 / FT_USD_TM / September 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Tri Darto
Nomor Mahasiswa : 995214021
NIRM : 98005112310120021
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pompa & Kompresor
Judul / naskah soal :

Perancangan pompa air limbah industri. data dicari di lapangan industri dan modifikasi diijinkan dengan alasan yang benar. Dilengkapi dengan gambar rinci.

Tanggal dimulai : 29 Agustus 2003
Pembimbing Utama : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.
Pembimbing Kedua : Yosef Agung C.ST.MT.

NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	23/03. 10	Bab I, II.	Perbaiki hal 2 yg. teras diumilkan. dan konsultasi	Jurong
2	29/10 ⁰³	Bab II.	$\eta = 78\%$ di setujui;	Jurong
3	12/11 ⁰³	Bab III ÷ V.	Judul th 1. — dapat dilanjutkan	Jurong
4	23/1 ⁰⁴	Naskah selesai.	Tumpukan pd. poros sesuai d. jenis bautalan. Dapat digambar.	Jurong
5				
6	14/2 ⁰⁴	Ungkapan sudah terbalik	→ & betulkan.	Jurong
7				
8				



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI

TANGGAL : 9 Maret 2004

NAMA Mhs. : TRIDARTO

NIM : 995214021

JUDUL :
" Design of Industrial Waste Water Pump "

Pembimbing Utama : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

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

- 1) Koreksi satuan² kW
- 2) koreksi satuan debit
hal 109
- 3) koreksi satuan²
pada hal 45 (tabel)
- 4) koreksi abnaks.
- 5) hilang buku.

