

PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL 5 TINGKAT UNTUK AIR UMPAN

BOILER DI PT. BADAK NGL

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

ADIPUTRA NUGRAHA

NIM. 0910623026-62

KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

MALANG

2014



LEMBAR PERSETUJUAN

**PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL 5 TINGKAT UNTUK AIR UMPAN
BOILER DI PT. BADAK NGL**

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

ADIPUTRA NUGRAHA

NIM. 0910623026-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Prof. Dr. Ir. RUDY SOENOKO, M.Eng.Sc.
NIP. 19490911 198403 1 001

Ir. DJOKO SUTIKNO, M.Eng.
NIP. 19541009 198303 1 002



LEMBAR PENGESAHAN

**PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL 5 TINGKAT UNTUK AIR
UMPAN *BOILER* DI PT.BADAK NGL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

**ADIPUTRA NUGRAHA
NIM. 0910623026-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 29 Januari 2014

Majelis Penguji

Penguji I

Penguji II

Prof. Ir. Sudjito, Ph.D
NIP. 19470330 198002 1 001

Ir. Agustinus Ariseno, MT.
NIP. 19510822 198701 1 001

Penguji III

Francisca Gayuh Utami Dewi, ST., MT.
NIP. 820919 061 2 0259

Mengetahui,
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng
NIP. 19740121 199903 1 001



KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, karena atas berkat dan rahmat-Nya maka penulisan skripsi ini dapat diselesaikan. Tidak lupa shalawat serta salam kita haturkan pada junjungan Nabi Besar Muhammad SAW. Laporan skripsi ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar sarjana Strata satu (S-1) di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya.

Setelah melewati berbagai kesulitan yang dihadapi, terutama keterbatasan kemampuan penulis, skripsi ini dapat diselesaikan berkat adanya bantuan dari semua pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Alm. Ayah saya Suparman dan Ibu Chairiro tercinta, kakak saya Mas Oin, Mas Ben, dan Mas Oon serta segenap keluarga yang senantiasa memberikan kasih sayang, perhatian, dan dukungan baik moral maupun material serta doa yang tak ada habisnya. I love you all.
2. Bapak Nurkholis Hamidi selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin atas waktu dan segala kebaikan, bimbingan, dan arahan yang telah diberikan kepada penulis untuk kesempurnaan tugas akhir ini.
3. Bapak Rudy Soenoko dan Bapak Djoko Sutikno selaku Dosen Pembimbing I dan II yang telah memberikan waktu dan segala kebaikan, bimbingan, dan arahan yang telah diberikan kepada penulis untuk kesempurnaan tugas akhir ini.
4. Bapak Erwin Sulistyو selaku Dosen Pembimbing Akademik yang telah banyak memberikan saran dan masukan kepada penulis.
5. Bapak Agung Sugeng Widodo selaku Ketua Kelompok Dasar Konsentrasi Konversi Energi sekaligus Dosen Pengamat atas saran, bantuan, bimbingan, dan motivasi yang telah diberikan kepada penulis.
6. Seluruh Bapak dan Ibu Dosen Program Studi Teknik Mesin yang telah banyak memberikan semangat, bantuan, serta ilmu kepada penulis.
7. Seluruh jajaran staf karyawan Teknik Mesin Universitas Brawijaya atas kesabaran dan bantuan dalam proses administrasi selama masa studi kuliah.
8. Firdanis Setyaning Handika atas doa dan perhatian yang diberikan serta selalu memberi motivasi kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.

9. Seluruh teman Teknik Mesin Universitas Brawijaya 'BLACK MAMBA' angkatan 2009, atas doa dan semangat yang diberikan kepada penulis.
10. Segenap pihak yang telah mendukung terselesainya tugas akhir ini yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Dalam setiap langkah tidak lepas dari kesalahan. Oleh sebab itu, segala kritik dan saran sangat diharapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca sekaligus dapat menjadi bahan acuan untuk penelitian lebih lanjut.

Malang, 29 Januari 2014

Penulis



DAFTAR ISI

Halaman

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR LAMPIRAN	ix
RINGKASAN	x
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	2
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Ruang Lingkup Bahasan.....	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Pandangan Umum Mengenai Pompa	3
2.2 Klasifikasi Pompa	3
2.3 Alternatif Pemilihan Pompa	4
2.3.1 Pompa Torak.....	4
2.3.2 Pompa Sentrifugal.....	5
2.4 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal.....	5
2.5 Klasifikasi Pompa Sentrifugal	6
2.6 Komponen Utama Pompa.....	12
2.7 Karakteristik Pompa Sentrifugal.....	17
2.8 Hukum Kesebangunan.....	22
2.9 Segitiga Kecepatan.....	22
2.10 Kavitasi.....	23
2.10.1 NPSH.....	24
2.10.2 $NPSH_a$	24
2.10.3 $NPSH_r$	25
2.10.4 Berbagai Pengaruh Pada NPSH Yang Tersedia.....	25

2.11	Beban Pada Bantalan.....	26
2.12	Pasak.....	26
2.13	Putaran Kritis	27
BAB III METODOLOGI PERANCANGAN.....		22
3.1	Metode Perancangan	30
3.2	Pengambilan Data.....	30
3.2.1	Tempat dan Waktu Pengambilan Data	30
3.2.2	Data yang Diperlukan	30
3.3	Prosedur Pelaksanaan Perancangan.....	31
BAB IV PEMBAHASAN.....		32
4.1	Head Statis Total.....	34
4.2	Perbedaan Head Tekanan.....	34
4.3	Kecepatan Fluida Dalam Pipa Isap	35
4.4	Kecepatan Fluida Dalam Pipa Tekan	35
4.5	Head Losses Pada Sisi Isap.....	36
4.5.1	Kerugian Pada Pipa Isap	36
4.5.2	Head Losses Sisi Isap	40
4.6	Head Losses Pada Sisi Tekan.....	40
4.6.1	Kerugian Pada Pipa Tekan.....	40
4.6.2	Head Losses Sisi Tekan	43
4.7	Head Total Pompa	43
4.8	Pemeriksaan Terhadap Kavitasi	44
4.8.1	NPSH yang tersedia.....	44
4.8.2	NPSH yang Diperlukan.....	44
4.8.3	Hasil Pemeriksaan Terhadap Kavitasi.....	44
4.9	Putaran Spesifik.....	45
4.10	Effisiensi Pompa.....	46
4.11	Daya Fluida	46
4.12	Daya Poros	47
4.13	Perencanaan Diameter Poros.....	47
4.14	Perencanaan Dimensi Pasak Untuk Kopling	49
4.15	Perencanaan Impeller dan Sudu	50
4.15.1	Dimensi Sisi Keluar Dari Impeller Tingkat 1	51
4.15.2	Dimensi Sisi Masuk Dari Impeller Tingkat 1	53

4.15.3 Dimensi Sisi Keluar Dari Impeller Tingkat 2,3,4, dan 5	59
4.15.4 Dimensi Sisi Masuk Dari Impeller Tingkat 2,3,4, dan 5	59
4.15.5 Desain Bentuk Sudu	66
4.15.6 Bahan Impeller	67
4.15.7 Perencanaan Rumah Pompa Tingkat 1	67
4.15.8 Perencanaan Rumah Pompa Tingkat 2,3,4, dan 5	70
4.15.9 Bahan Rumah Pompa	73
4.16 Motor Penggerak Pompa	73
4.17 Kopling	74
4.17.1 Perencanaan Komponen Kopling	74
4.18 <i>Impeller Wear Ring</i>	78
4.19 <i>Mechanical Seal</i>	77
4.20 Bantalan	77
4.20.1 Perencanaan Bantalan Luncur Radial	77
4.20.2 Perencanaan Bantalan Luncur Aksial	81
4.21 Putaran Kritis	83
BAB V PENUTUP	89
5.1 Kesimpulan	89
5.2 Saran	89
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	



DAFTAR GAMBAR

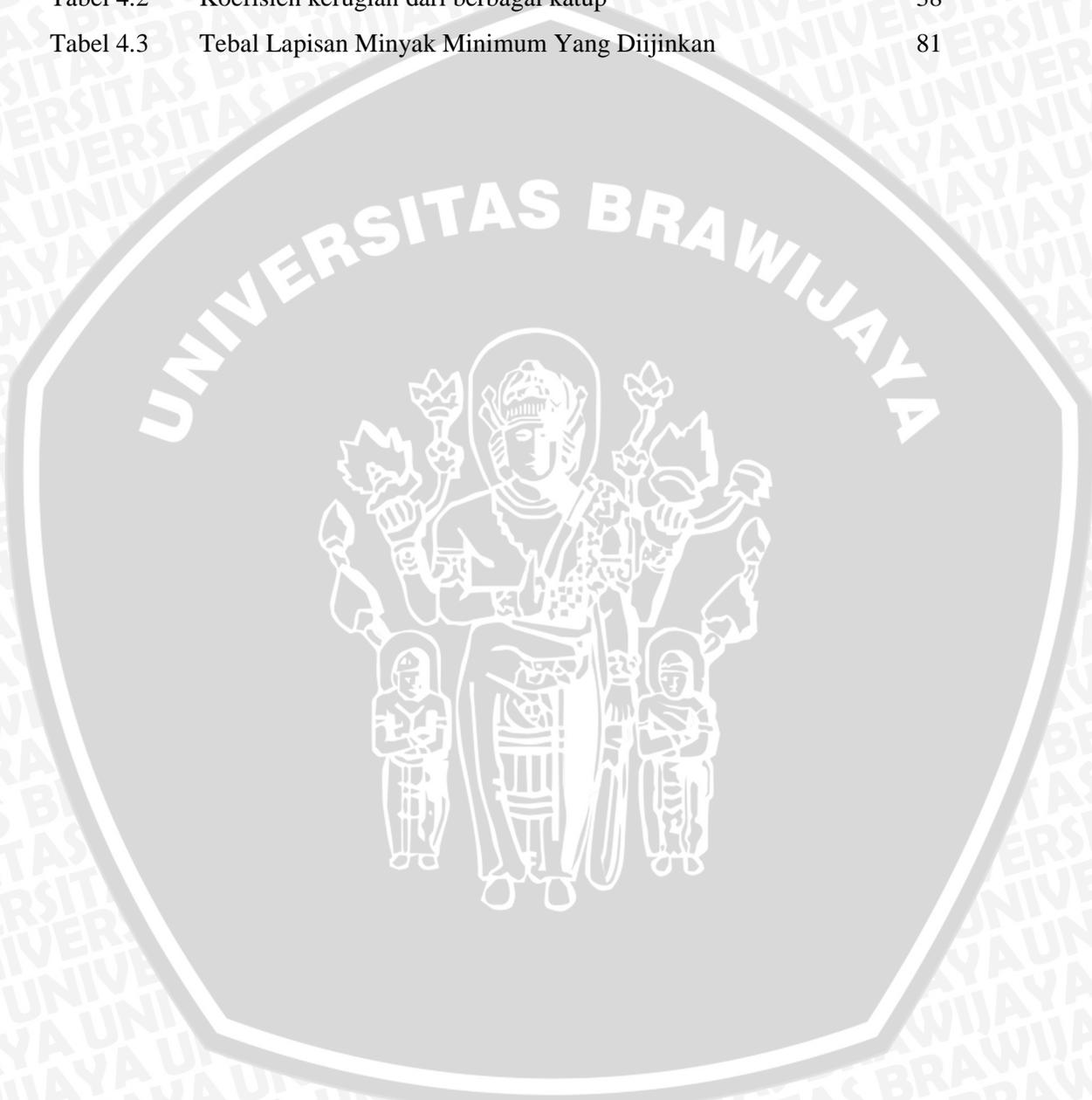
No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Pompa dengan rumah keong	6
Gambar 2.2	Pompa volute	7
Gambar 2.3	Pompa diffuser	7
Gambar 2.4	Pompa double volute	7
Gambar 2.5	Bentuk konstruksi impeller	8
Gambar 2.6	Pompa poros horizontal	8
Gambar 2.7	Pompa poros vertikal	9
Gambar 2.8	Pompa satu tingkat	9
Gambar 2.9	Pompa bertingkat banyak	9
Gambar 2.10	Radial impeller	10
Gambar 2.11	Francis vane	10
Gambar 2.12	Mixed flow impeller	10
Gambar 2.13	Propeller	11
Gambar 2.14	Isapan tunggal	11
Gambar 2.15	Isapan ganda	11
Gambar 2.16	(a)Rigid coupling (b)Flexible coupling	12
Gambar 2.17	Wear ring	13
Gambar 2.18	Mechanical seal	14
Gambar 2.19	Bearing	15
Gambar 2.20	Head total pompa	17
Gambar 2.21	Head zat cair	20
Gambar 2.22	Segitiga kecepatan	22
Gambar 4.1	Grafik Q, Ns, dan η_p	46
Gambar 4.2	Ns terhadap C_{m3}/U_2	52
Gambar 4.3	Segitiga kecepatan pada sisi masuk	57
Gambar 4.4	Segitiga kecepatan pada sisi keluar	57
Gambar 4.5	Segitiga kecepatan pada sisi masuk	63
Gambar 4.6	Segitiga kecepatan pada sisi keluar	63
Gambar 4.7	Tampak depan dan samping impeller tingkat 2,3,4, dan 5	64
Gambar 4.8	Tampak depan dan samping impeller tingkat 1	64

Gambar 4.9	kontruksi sudu & busur lingkaran sudu	66
Gambar 4.10	Double volute casing	67
Gambar 4.11	Grafik C_{thr}/U_2 terhadap Ns	68
Gambar 4.12	kurva h dan ε terhadap S	76



DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1	Sifat-sifat fisik air	37
Tabel 4.2	Koefisien kerugian dari berbagai katup	38
Tabel 4.3	Tebal Lapisan Minyak Minimum Yang Diiijinkan	81



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Gambar isometrik dari Plant 31
Lampiran 2	P&ID dari Plant 31
Lampiran 3	Gambar hasil perancangan



RINGKASAN

Adiputra Nugraha, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Januari 2014, Perancangan Pompa Sentrifugal 5 Tingkat Untuk Umpan Air Boiler di PT.Badak NGL, Dosen Pembimbing: Rudy Soenoko dan Djoko Sutikno.

Lebih dari 90% energi yang digunakan suatu pabrik penghasil gas alam cair berupa uap yang dihasilkan dari boiler. Oleh sebab itu, *supply* air untuk boiler merupakan hal yang sangat penting karena sebagian proses penyupply air untuk boiler menggunakan pompa sentrifugal. Mengingat pentingnya pompa sentrifugal dalam proses pembuatan LNG, maka telah banyak dilakukan berbagai macam perancangan pompa sentrifugal. Pada perancangan pompa ini pengambilan datanya langsung diambil di perusahaan yang bersangkutan tanpa merubah variabel yang ada dengan menggunakan metode penelitian deskriptif. Perancangan ini bertujuan untuk menerapkan teori perancangan dari pompa sentrifugal kepada masalah yang sebenarnya terjadi di lapangan, sehingga dari perancangan ini dapat menghasilkan sebuah pompa yang dapat bekerja sesuai dengan kapasitas dan kebutuhan yang diperlukan serta dapat digunakan seefektif mungkin.

Pompa adalah suatu mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Perpindahan ini dapat terjadi karena adanya perubahan energi mekanik dari poros pompa menjadi energi kinetik, setelah itu menjadi energi potensial sehingga air bisa berpindah tempat dari tempat satu ke tempat lainnya. Dengan demikian, dapat diketahui bahwa fungsi umum dari suatu pompa adalah mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida kerja dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi.

Hasil dari pengerjaan tugas akhir ini berupa perancangan *Boiler Feed Water Pump* dengan kapasitas maksimum $0,125 \text{ m}^3/\text{s}$ dan mempunyai *head* total sebesar 903 m. Selain itu, setelah dilakukan pengecekan kavitasi pompa dapat dinyatakan aman serta memiliki efisiensi yang cukup baik yaitu 85%. Bahan-bahan yang digunakan pada perancangan pompa yaitu dipilih bahan yang cukup tahan terhadap korosi, sehingga komponen pompa dapat terhindar dari korosi. Pada pompa digunakan motor listrik sebagai penggerak dengan daya 1500 Kw dan putaran 4200 rpm. Berdasarkan perhitungan, komponen-komponen utama pompa dapat dinyatakan sudah memenuhi standar keamanan.

Kata Kunci: perancangan, *boiler feed water pump*

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Lebih dari 90% energi yang digunakan suatu pabrik penghasil gas alam cair berupa uap yang dihasilkan dari boiler. Oleh sebab itu, *supply* air untuk boiler merupakan hal yang sangat penting karena sebagian proses penyupply air untuk boiler menggunakan pompa sentrifugal yang mana harus dirancang seefektif mungkin. Pompa sentrifugal adalah mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan cairan dari satu tempat ke tempat lainnya dengan menggunakan bantuan dari impeller atau sudu sehingga energi mekanis dari motor penggerak bisa dirubah menjadi energi angkat fluida.

Pada saat ini penggunaan pompa sentrifugal sudah sangat luas, baik dalam bidang industri maupun untuk kebutuhan rumah tangga. Salah satu contoh penggunaan dari pompa sentrifugal adalah yang digunakan pada perusahaan PT. Badak NGL, yaitu *boiler feed water pump*. Pompa ini digunakan untuk menyuplai air umpan *boiler*, yang mana nantinya air tersebut akan dijadikan uap panas lanjut, dan uap panas lanjut ini akan digunakan untuk menggerakkan turbin uap serta peralatan lainnya yang memerlukan uap panas lanjut.

Mengingat pentingnya pompa sentrifugal dalam proses pembuatan LNG, maka telah banyak dilakukan berbagai macam perancangan pompa sentrifugal yang mana nantinya pompa ini bisa digunakan secara efektif dan sesuai dengan kapasitas yang dibutuhkan oleh pabrik.

Untuk memenuhi kebutuhan air pada *boiler* di PT.Badak NGL ini dibutuhkan dua pompa yang disusun secara paralel dan berjalan bersama-sama serta dapat memenuhi kebutuhan air tersebut sesuai dengan kapasitas yang diperlukan oleh *boiler*. Air yang digunakan sebagai air umpan *boiler* adalah air demin (*demineralized water*), yaitu air sumur yang telah megalami pengolahan pendahuluan melalui unit *aerator*, *iron removal filter*, dan demin (kation dan anion) sehingga air tersebut memenuhi spesifikasinya. Selanjutnya, sebelum air tersebut dipompakan dengan *boiler feed water pump* menuju *boiler*, air tersebut dilewatkan ke *deaertor* dahulu untuk dihilangkan kandungan O₂ dan CO₂ yang terlarut dalam air demin,. Sehingga massa jenis air tersebut akan berkurang dari 1000 Kg/m³ menjadi 952 Kg/m³.

Oleh karena pompa ini memerlukan *head* yang cukup besar, yaitu 901,9 meter, maka pompa ini harus dibuat bertingkat berturut-turut dan dihubungkan menjadi satu. Supaya perhitungan dan pembuatannya lebih mudah, maka semua tingkat ukurannya dibuat sama. Selain itu, agar pompa tersebut mempunyai kapasitas yang besar dan gaya aksial yang cukup kecil, maka pada tingkat pertamanya dibuat *double suction*.

Dari perancangan ulang pompa sentrifugal ini diharapkan nantinya perusahaan dapat lebih selektif dan teliti dalam pemilihan pompa yang ditawarkan dari beberapa vendor yang ada.

1.2 Rumusan Masalah

Dari ulasan latar belakang di atas, terdapat rumusan masalah sebagai berikut, Bagaimana cara untuk menentukan dimensi komponen utama pompa sentrifugal untuk umpan air *boiler* di PT. BADA NGL?

1.3 Ruang Lingkup Bahasan

Pada tugas akhir ini penulis membahas mengenai perancangan dari *boiler feed water pump* yang mana di dalamnya meliputi:

1. Perhitungan terhadap kavitasi
2. Konstruksi utama pompa
3. Perhitungan komponen-komponen utama pompa

1.4 Tujuan

Tujuan dari perancangan ini adalah untuk menerapkan teori-teori perancangan dari pompa sentrifugal kepada masalah yang sebenarnya terjadi di lapangan. Sehingga dari perancangan ini dapat menghasilkan sebuah pompa yang dapat bekerja sesuai dengan kapasitas dan kebutuhan yang diperlukan serta dapat digunakan seefektif mungkin, baik dari segi biaya perawatan maupun kondisi kerjanya.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat yang dapat diperoleh yaitu meningkatkan pengetahuan penulis mengenai perancangan pompa sentrifugal untuk umpan air pada *boiler*, dengan demikian didapatkanlah perhitungan serta dimensi *impeller* yang sesuai dengan kondisi kerja yang telah ada.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pandangan Umum Mengenai Pompa

Pompa adalah suatu mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Perpindahan ini dapat terjadi karena adanya perubahan energi mekanik dari poros pompa menjadi energi kinetik, setelah itu menjadi energi potensial sehingga air bisa berpindah tempat dari tempat satu ke tempat lainnya. Dengan demikian, dapat diketahui bahwa fungsi umum dari suatu pompa adalah mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida kerja dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi.

Pada saat ini penggunaan pompa sudah sangat luas, meliputi hampir semua sektor industri maupun rumah tangga. Secara singkat, pemakaian pompa dapat dijelaskan sebagai berikut:

1. Pemakaian dalam masalah ekonomi air
Stasiun pompa air, pompa distribusi air, instalasi penyedia dan distribusi air ke rumah tangga, pompa untuk sumur, pompa irigasi.
2. Mesin tenaga dan instalasi pemanas
Pompa pengisi air ketel, pompa air pendingin, pompa persediaan air.
3. Industri kimia
Pompa kimia, pompa proses, pompa pengisian, pompa pencampur.
4. Perkapalan
Pompa kapal, pompa dok, pompa pengisi minyak pada kapal tanker.

2.2 Klasifikasi Pompa

Pada dasarnya pompa terbagi atas dua kategori besar, yaitu:

1. *Positive Displacement Pump*

Atau sering disebut juga pompa perpindahan, adalah pemindahan zat cairnya didapat dengan cara mendesak zat cair itu keluar. Pompa pendesak ini memiliki efisiensi yang cukup tinggi yaitu berkisar antara 85%-90%. Adapun yang termasuk dalam kategori pompa ini antara lain:

- a. Pompa torak
- b. Pompa diafragma
- c. Pompa roda gigi

2. *Dynamic Pump*

Atau sering disebut sebagai pompa tekanan dinamis, yaitu pemindahan zat cairnya didapat dengan memberi energi tekanan pada fluida yang menggunakan *impeller* atau sudu atau kipas. Energi kinetik yang dihasilkan dari putaran *impeller* diubah ke dalam bentuk energi angkat fluida melalui saluran berupa rumah keong. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan *head* tekan, *head*, dan kecepatan dari *head* potensial pada zat cair. Pompa ini mempunyai efisiensi di bawah pompa pendesak. Adapun yang termasuk dalam pompa jenis ini antara lain:

- a. Pompa sentrifugal
- b. Pompa jet

2.3 Alternatif Pemilihan Pompa

Pompa merupakan sebuah alat yang berfungsi sebagai alat untuk mengangkat dan memindahkan zat cair dari tempat yang satu menuju tempat yang lainnya. Pada waktu pemindahan zat cair, alat tersebut harus dapat mengatasi hambatan-hambatan yang akan dialami oleh zat cair tersebut.

Pemindahan zat cair dapat menurut arah gerak mendatar, tegak, ataupun menurut arah dengan komponen-komponen yang mendatar ataupun tegak. Pada saat pemindahan zat cair menurut arah tegak ke samping mengalami hambatan gesekan dan pusaran serta akan mengalami hambatan yang disebabkan oleh perbedaan tinggi antara sisi isap dan sisi tekan. Jenis-jenis dari pompa yang terpenting serta menjadi alternatif pemilihan bagi perencanaan pompa adalah pompa torak dan pompa sentrifugal.

2.3.1 Pompa Torak

1. Kelebihan dari pompa torak
 - a. Pada saat *start* tidak perlu diadakan pemancingan
 - b. Mempunyai rendaman yang lebih tinggi terutama pada kapasitas kecil dan tekanan tinggi
 - c. Jika beroperasi pada kecepatan konstan, mesin-mesin torak dapat mengantarkan fluida pada kapasitas tetap dengan berbagai tekanan buang
 - d. Sangat sesuai untuk *head* yang tinggi dan kapasitas yang kecil
2. Kekurangan dari pompa torak
 - a. Hasil pemompaan kerja akan terputus-putus
 - b. Memerlukan transmisi untuk menghubungkan motor penggerak

- c. Memerlukan pondasi yang kokoh karena memiliki berat yang cukup besar
- d. Tingkat kebisingan cukup tinggi
- e. Karena pondasi harus kokoh maka tempat yang diperlukan harus luas

2.3.2 Pompa Sentrifugal

1. Kelebihan dari pompa sentrifugal
 - a. Harga pompa dan biaya perawatannya cukup rendah
 - b. Suara yang ditimbulkan tidak berisik
 - c. Tidak diperlukan ruangan yang cukup besar
 - d. Ringan dan pondasi yang kecil karena mempunyai putaran yang konstan
 - e. Dapat digerakkan langsung dengan motor listrik
 - f. Aliran cairan yang terus-menerus dan *head* serta daya isap yang tinggi
2. Kekurangan dari pompa sentrifugal
 - a. Perlu diadakan pancingan saat *start*

2.4 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

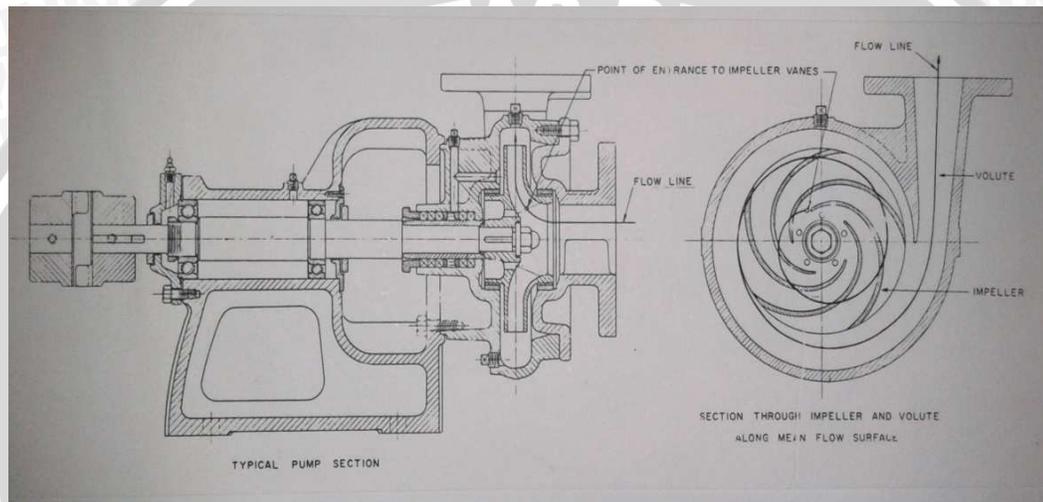
Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu komponen atau lebih yang dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada poros. Poros ini dihubungkan langsung dengan motor penggerak. *Impeller* tersebut diselubungi oleh sebuah rumah pompa atau sering disebut *casing*. Pompa sentrifugal seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.1, memiliki *impeller* yang digunakan untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi.

Prinsip kerja dari pompa sentrifugal sendiri yaitu aliran fluida kerja masuk ke dalam *impeller* secara aksial, sejajar sumbu poros melalui pipa isap. Kemudian fluida kerja yang berada di dalam *impeller* oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* keluar melalui celah-celah antar sudu. Disini *head* tekanan zat air menjadi tinggi. Demikian juga dengan *head* kecepatannya akan bertambah besar karena zat cair akan mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari *impeller* akan ditampung oleh saluran berbentuk volut (*spiral*), dimana dapat dilihat pada Gambar 2.1, yang dikelilingi *impeller* dan disalurkan keluar pompa melalui *nozzle*. Di dalam volut ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

Berdasarkan sistematika dari kerja pompa sentrifugal dapat mengakibatkan perubahan energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi

inilah yang mengakibatkan penambahan *head* tekanan, *head* kecepatan, dan *head* potensial pada zat cair yang mengalir secara terus-menerus.

Selain itu, pada Gambar 2.1 kita juga dapat melihat sebuah pompa sentrifugal dengan rumah keong atau volut serta *impeller* yang ditutupi oleh *casing naaf impeller*, diputar oleh poros dan fluida yang masuk ke dalam *impeller* yang berputar akan mengakibatkan kecepatan aliran menjadi besar disebabkan adanya gaya sentrifugal. Gaya ini yang mendorong cairan fluida keluar dari *impeller* dan masuk ke rumah keong dan selanjutnya keluar melalui saluran keluar. Pompa sentrifugal akan berkerja dengan baik bila rongga pada ruang isap terisi penuh oleh fluida atau cairan.



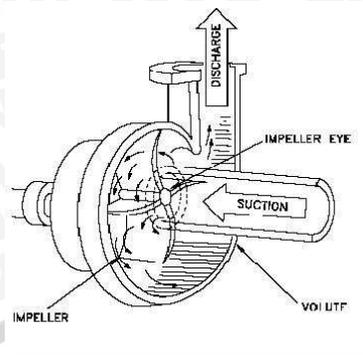
Gambar 2.1 Pompa dengan rumah keong
Sumber: Mesin Konversi Energi, 2006, hal. 136

2.5 Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Desain Rumah Pompa

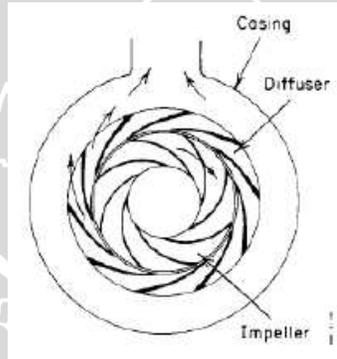
- Pompa volut, yaitu pompa yang *casingnya* berbentuk rumah keong. Adapun bentuk pompa volut dapat ditunjukkan pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Pompa volute

Sumber: <http://alitputraiputu.blogspot.com/2012/04/pompa-sentrifugal.html>

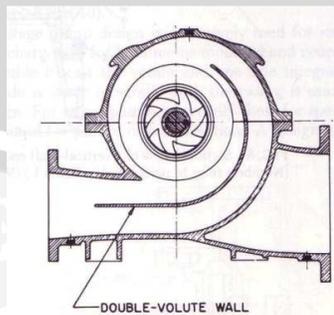
- b. Pompa diffuser, yaitu pompa yang pada *casingnya* terdapat *diffuser* atau sudu pengarah yang mengelilingi *impeller*. Adapun bentuk pompa diffuser dapat ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Pompa diffuser

Sumber: <http://novhan-natanagara.blogspot.com/2011/03/sekilas-tentang-pompa-sentrifugal.html>

- c. Pompa *double volute*, dimana beban radial yang terdapat pada poros pompa tidak terlalu besar. Adapun bentuk pompa *double volute* dapat ditunjukkan pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 Pompa *double volute*

Sumber: http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm

2. Bentuk Konstruksi *Impeller*

a. *Open impeler*

Tidak terdapat penutup pada bagian depan dan belakang *impeller*. Biasanya digunakan untuk pemompaan *liquid* yang banyak mengandung kotoran.

b. *Semi open impeler*

Pada bagian depan *impeler* tidak terdapat penutup, sedangkan pada bagian belakang *impeler* terdapat penutup. Biasanya digunakan untuk pemompaan *liquid* yang sedikit mengandung kotoran.

c. *Closed impeler*

Terdapat penutup pada bagian depan dan belakang dari *impeller*. Biasanya digunakan untuk pemompaan *liquid* yang bersih.

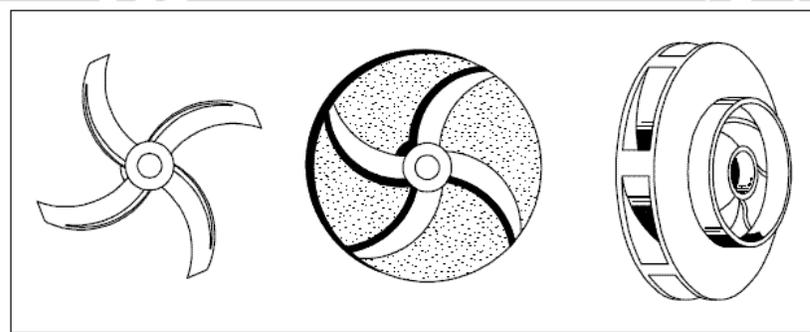


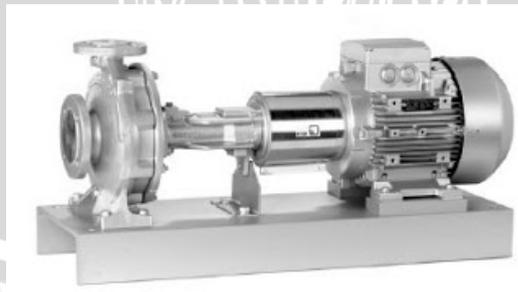
Figure 5 Open, Semi-Open, and Enclosed Impellers

Gambar 2.5 Bentuk Konstruksi *impeller*

Sumber: <http://openticle.com/2008/02/29/centrifugal-pump-impeller-classification/>

3. Posisi Poros

a. Poros horizontal



Gambar 2.6 Pompa poros horizontal

Sumber: <http://ksbforblog.blogspot.com/2009/04/jenis-pompa-ditinjau-dari.html>

b. Poros vertikal

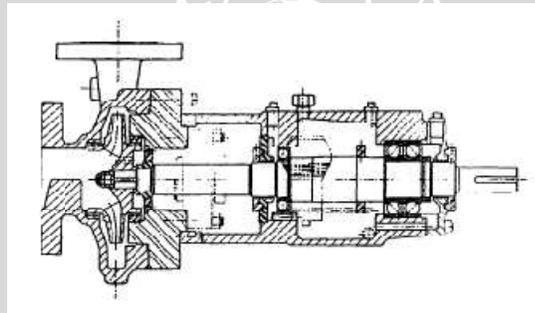


Gambar 2.7 Pompa poros vertikal

Sumber: <http://grundfospumpsindonesia.blogspot.com/2012/05/grundfos-cv70-cv90-cv125-cv150-cv300.html>

4. Jumlah Tingkat

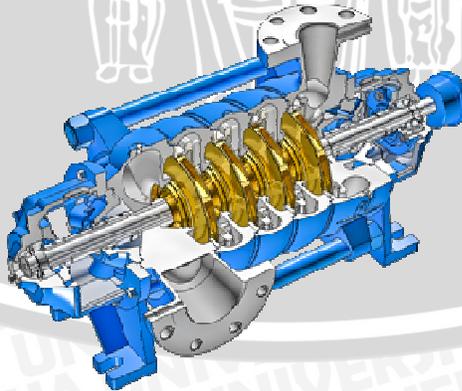
a. Pompa satu tingkat (*single stage pump*)



Gambar 2.8 Pompa satu tingkat

Sumber: Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks, hal. 46

b. Pompa bertingkat banyak (*multistage pump*)



Gambar 2.9 Pompa bertingkat banyak

Sumber: [http://www.neptunopumps.com/horizontal_multistage_pumps_\(hr\).html](http://www.neptunopumps.com/horizontal_multistage_pumps_(hr).html)

5. Bentuk *Impeller*

- a. Radial *impeller* ($n_s = 12 - 35$)



Gambar 2.10 Radial *impeller*

Sumber: <http://rmiinc.ca/page3.html>

- b. Francis *vane* ($n_s = 35 - 80$)



Gambar 2.11 Francis *vane*

Sumber: <http://bangalore.top10suppliers.in/suppliers/impeller.html>

- c. Mixed flow *impeller* ($n_s = 80 - 160$)



Gambar 2.12 Mixed flow *impeller*

Sumber: http://www.mhhe.com/engcs/civil/finnmore/graphics/photos/AuthorRecommendedImages/fin32020_1501_JPG.html

- d. Propeller ($n_s = 160 - 400$)

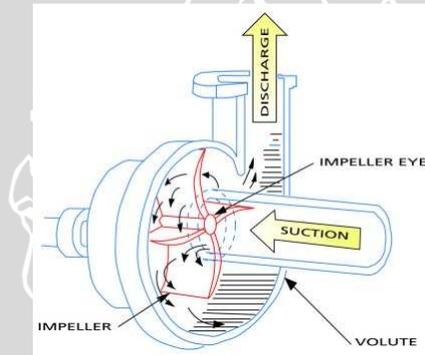


Gambar 2.13 Propeller

Sumber: http://www.weiku.com/products/10440304/axial_propeller_700x207_for_ventilation_and_refrigeratio.html

6. Jenis Isapan

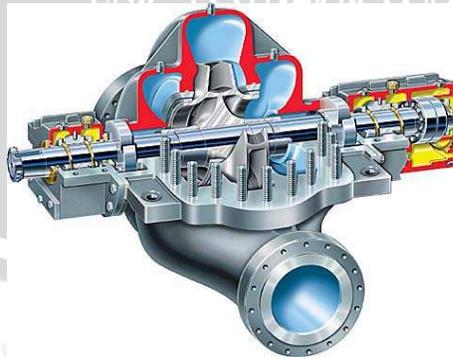
- a. Isapan tunggal (*single suction*)



Gambar 2.14 Isapan tunggal

Sumber: http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm

- b. Isapan ganda (*double suction*)



Gambar 2.15 Isapan ganda

Sumber: http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm

2.6 Komponen Utama Pompa

1. Kopling

Kopling digunakan untuk memindahkan gerak putar dan torsi dari motor penggerak ke poros pompa yang akan digerakkan. Dengan adanya kopling, *alignment* poros pompa dengan poros motor listrik dapat diatur. Ada dua macam jenis kopling, yaitu:

- Rigid coupling*
- Flexible coupling*

Yang paling sering digunakan adalah jenis *flexible coupling* karena kopling jenis ini dapat mencegah terjadinya *misalignment*.

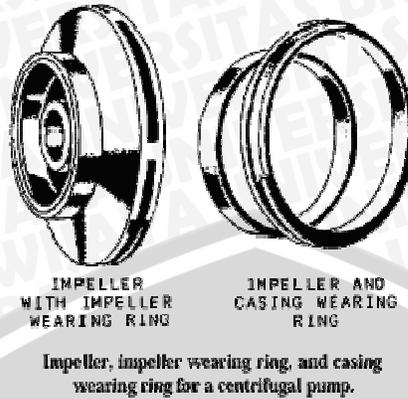


Gambar 2.16 (a) *Rigid coupling*; (b) *Flexible coupling*

Sumber: <http://www.usinenouvelle.com/torsionally-rigid-couplings-zapex-zip90811.html>

2. *Wear rings* (cincin penahan aus)

Wear rings digunakan untuk mencegah kebocoran pada celah *impeller* dan rumah pompa. Pemilihan jenis *wear rings* ini tergantung dari jenis cairan yang dialirkan, perbedaan tekanan, dan kecepatan putaran. Jenis yang paling sering digunakan adalah *flat type* dan *L type*. Adapun bentuk *wear rings* ini dapat ditunjukkan pada Gambar 2.17.



Gambar 2.17 Wear rings

Sumber: http://constructionmanuals.tpub.com/14265/css/14265_220.htm

3. Seal

Fungsi *seal* adalah untuk mencegah fluida keluar melalui poros dan menahan udara mengalir memasuki pompa. *Seal* untuk poros dapat dibedakan menjadi dua macam, yaitu:

a. *Stuffing box*

Stuffing box terdiri atas suatu ruangan yang diisi oleh cincin-cincin *seal* dari katun, benang asbes, atau bahan buatan biasanya PTEE (polyetra flourcthyleen) atau Teflon yang tahan terhadap segala macam cairan dan temperatur.

Untuk merapatkan paking yang terdiri dari cincin-cincin ditekan dari luar dengan penekanan *paking (gland)*. Untuk tekanan sampai 50 N/cm² cukup 4 cincin *paking*. Penampang cincin *stuffing box* berbentuk bujur sangkar dengan sisi sebesar 0,25 kali diameter poros.

b. *Mechanical seal*

Mechanical seal berbentuk permukaan datar dua buah cincin bersinggung saling meluncur, sehingga terjadi suatu penurunan tekanan pada lapisan cairan antara kedua cincin tersebut disebabkan oleh gesekan cairan. *Mechanical seal* dapat dipakai untuk:

- 1) Tekanan tinggi dan kecepatan keliling tinggi
- 2) Tidak boleh ada kebocoran

Komponen seal mekanik terdiri atas:

- 1) Suatu permukaan *seal* yang tidak berputar
- 2) Suatu cincin *seal* yang berputar bersama poros
- 3) Pegas ulir dilandasi diafragma yang menekan kedua cincin tersebut



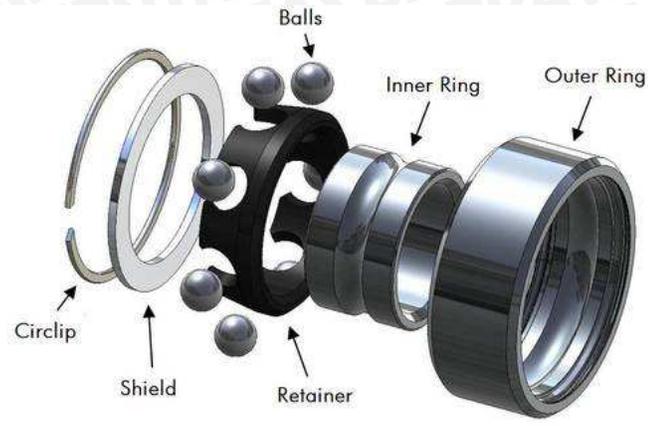
Gambar 2.18 *Mechanical seal*

Sumber: <http://www.directindustry.com/prod/burgmann-industries/cartridge-mechanical-seals-for-pumps-13705-34711.html>

4. *Bearing* (bantalan)

Fungsi *bearing* pada pompa sentrifugal adalah untuk menjaga poros tetap lurus akibat adanya gaya radial dan aksial ketika pompa bekerja. Jenis bantalan yang sering dipakai pompa antara lain:

- a. Bantalan luncur yang sering disebut sliding bearing atau plain bearing menggunakan mekanisme sliding, dimana dua permukaan komponen mesin saling bergerak relatif. Diantara kedua permukaan terdapat pelumas sebagai agen utama untuk mengurangi gesekan antara kedua permukaan. Bantalan luncur untuk beban arah radial disebut journal bearing dan untuk beban arah aksial disebut plain thrust bearing.
- b. Bantalan gelinding menggunakan elemen *rolling* untuk mengatasi gesekan antara dua komponen yang bergerak. Diantara kedua permukaan ditempatkan elemen gelinding seperti misalnya bola, rol, taper, dll. Kontak gelinding terjadi antara elemen ini dengan komponen lain yang berarti pada permukaan kontak tidak ada gerakan relatif.



Gambar 2.19 *Bearing*

Sumber: <http://bonesbearings.com/support/maintenance/>

Karena fungsinya yang krusial, *bearing* membutuhkan perawatan yang baik sehingga didapatkan umur kerja yang panjang. Salah satu bentuk perawatan *bearing* yang utama adalah lubrikasi atau pelumasan. Berikut adalah fungsi lubrikasi pada *bearing*:

- Membentuk lapisan film lubrikasi diantara dua bidang kontak sehingga dapat membantu menahan beban kerja serta mencegah keausan dan kerusakan prematur.
- Menyerap panas yang timbul.
- Mencegah kontaminasi kotoran-kotoran yang berasal dari luar.
- Menghindari suara bising.
- Mencegah korosi pada *bearing*.
- Sebagai sistem *sealing* tambahan.

Secara umum sistem pelumasan pada *bearing* dibagi menjadi tiga jenis, yakni menggunakan *grease*, dan menggunakan oli.

- Grease Lubrication

Grease adalah zat *lubricant* yang berstruktur semi-solid. *Grease* dibuat dari minyak mineral atau juga nabati yang dicampur dengan zat pengental sejenis sabun. Terkadang ditambahkan pula dengan zat aditive seperti PTFE, grafit, dan molibdenum desulfid, untuk memperbaiki sifat-sifat pelumasnya.

Grease digunakan pada mekanisme *bearing* yang hanya membutuhkan sedikit lubrikasi, dimana tidak perlu menggunakan oli sebagai *lubricant*. Ia juga berfungsi untuk mencegah masuknya kotoran-kotoran untuk masuk ke *bearing*. Sisi negatif dari penggunaan *grease* adalah gesekan pada bearing

yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan penggunaan oli, hal ini disebabkan karena nilai viskositasnya yang tinggi.

Berikut adalah beberapa jenis *grease bearing* yang diklasifikasikan berdasarkan jenis bahan dasar serta fungsinya:

1. **Mineral Grease.** Jenis ini menggunakan bahan dasar utama dari mineral minyak bumi, yang dikentalkan oleh bahan sabun. Tipe ini biasa digunakan pada *bearing-bearing* mesin industri. Dapat bekerja pada temperatur tinggi, terutama yang berbahan dasar sintetis.
 2. **Silicone Grease.** Tipe ini menggunakan bahan pengental silika yang tidak akan membentuk struktur kristal di dalamnya. *Grease* tipe ini tidak akan merusak *seal* yang terbuat dari karet karena bahan dasarnya yang tidak menggunakan minyak bumi.
 3. **Food-Grade Grease.** *Grease* jenis ini menggunakan bahan dasar minyak nabati. Ia digunakan sebagai pelumas pada *bearing-bearing* mesin yang melakukan kontak langsung dengan makanan. Industri manufaktur yang memproduksi makanan pasti menggunakan pelumas jenis ini pada mesinnya.
- Oil Lubrication

Lubrikasi *bearing* yang menggunakan oli, dibutuhkan pada mesin-mesin dengan beban kerja tinggi. Sistem lubrikasi oli juga berfungsi untuk menyerap panas yang timbul pada area *bearing* akibat beban kerja yang tinggi. Selain itu, lubrikasi oli pada *bearing* juga digunakan pada mesin-mesin yang memang bekerja pada temperatur tinggi, seperti *feed water pump* pada *water-steam cycle* yang berfungsi memompa air bertemperatur tinggi dari tangki ke boiler.

Berikut beberapa contoh bentuk desain lubrikasi *bearing* dengan menggunakan oli.

1. **Pressure Lubrication.** Mesin yang bekerja pada kondisi temperatur tinggi atau juga daya yang sangat tinggi, membutuhkan sistem pelumasan yang kompleks. Apalagi jika mesin tersebut bekerja di area kerja yang kotor, kontaminasi dari kotoran yang tercampur oli akan sangat mengurangi umur *bearing* dan komponen mesin lainnya. Pada mesin sejenis ini diperlukan minyak pelumas dalam kondisi bersih dan bertemperatur stabil yang selalu di-supply ke bagian-bagian yang membutuhkan pelumasan, dan oli yang terbuang dapat di-*treatment* lebih lanjut sehingga dapat

dipergunakan kembali. *Treatment* oli pada sistem *pressure lubrication* memiliki fungsi utama sebagai berikut:

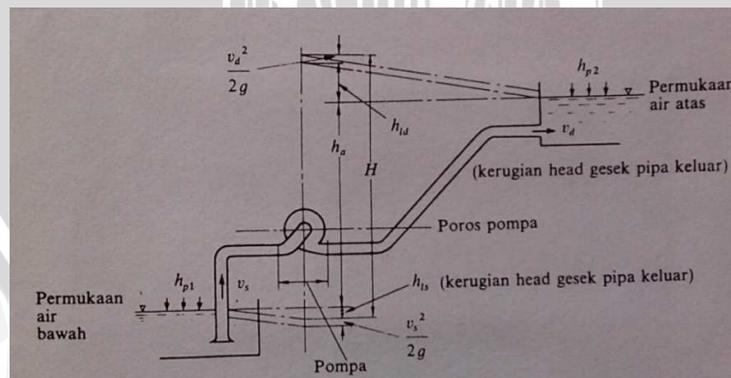
- Filterisasi untuk menyaring kotoran-kotoran yang ada di dalam oli.
- Mendinginkan oli untuk menghindari *overheat* pada komponen-komponen mesin.
- Terkadang digunakan pula sistem *purifier* untuk menghilangkan kandungan air yang mungkin saja tercampur dengan oli.

2. **Ring Oiler.** *Ring oiler* adalah sistem lubrikasi oli yang paling sederhana, terdiri atas sebuah cincin logam yang terletak melingkar di sekeliling *shaft* dan berdekatan dengan *bearing*. Tepat di bawah *shaft* tersebut terdapat sebuah bak oli, dan dengan ukuran cincin logam yang cukup maka ada bagian cincin tersebut yang terendam oli. Jika poros berputar, maka cincin akan ikut berputar. Putaran cincin ini akan membawa oli dari bak untuk naik ke atas dan sampai pada poros mesin selanjutnya oli tersebut akan menyebar kesamping untuk melumasi *bearing*.

2.7 Karakteristik Pompa Sentrifugal

1. Head Total Pompa

Head total pompa adalah *head* yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan. *Head* ini dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang dilayani oleh pompa seperti pada Gambar 2.20.



Gambar 2.20 *Head* total pompa

Sumber: Pompa dan Kompresor, Sularso, 1987, hal. 27

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{v_d^2}{2g}$$

Ket : H = *head* total pompa (m)

h_a = *head* statis total (m)

Δh_p = perbedaan *head* tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)

$\frac{v_d^2}{2g}$ = *head* kecepatan (m)

h_1 = *head* kerugian gesek (m)

2. *Head* Statis Total

Merupakan ketinggian antara permukaan zat cair pada sisi tekanan dengan permukaan zat cair pada sisi isap. Jika permukaan zat cair pada sisi isap lebih tinggi dari sumbu pompa disebut dengan positif *suction head*. Maka *head* statis total dapat dihitung sebagai berikut:

$$H_a = h_{ad} + h_{as}$$

Jika permukaan zat cair pada posisi isap lebih rendah dari sumbu pompa (*suction lift*) maka *head* statis total dapat dihitung sebagai berikut:

$$H_a = h_{ad} - h_{as}$$

Ket : h_{ad} = *head* statis pada sisi tekan (m)

h_{as} = *head* statis pada sisi isap (m)

3. *Head* Tekanan

Merupakan perbedaan antara *head* tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi isap dengan *head* tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi isap.

$$\Delta h_p = h_{pd} - h_{ps}$$

Ket : h_{pd} = *head* tekanan yang bekerja pada sisi tekan (m)

h_{ps} = *head* tekanan yang bekerja pada sisi isap (m)

4. *Head* Kecepatan

Merupakan perbedaan antara *head* kecepatan zat cair pada saluran tekan dan saluran isap.

$$H_k = h_{kd} - h_{ks}$$

$$h_{kd} = \frac{v_d^2}{2g}$$

$$h_{ks} = \frac{v_s^2}{2g}$$

- Ket :
- H_k = head kecepatan (m)
 - h_{kd} = head kecepatan pada saluran tekan (m)
 - h_{ks} = head kecepatan pada saluran isap (m)
 - V_d = kecepatan zat cair pada saluran tekan (m/s)
 - V_s = kecepatan zat cair saluran isap (m/s)
 - g = percepatan gravitasi (m/s^2)

5. Head Loss

Merupakan kerugian energi fluida dalam pengaliran cairan pada sistem pemipaan.

- a. *Mayor losses*, merupakan kerugian energi sepanjang pipa lurus.

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

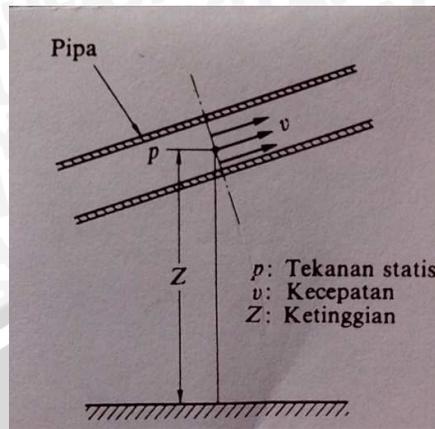
- Ket :
- h_f = *major losses* (m)
 - f = koefisien kerugian gesek
 - L = total panjang pipa (m)
 - V = kecepatan rata – rata cairan dalam pipa (m/s)
 - D = diameter dalam pipa (m)

- b. *Minor losses*, merupakan kerugian *head* pipa, *fitting*, dan *valve* yang terdapat pada sepanjang sistem perpipaan.

$$h_{fm} = n_f \times K \times \frac{V^2}{2g}$$

- Ket :
- h_{fm} = *minor losses* (m)
 - n_f = jumlah *fitting* atau *valve* untuk diameter yang sama
 - K = koefisien friksi

6. Head zat cair



Gambar 2.21 *Head zat cair*

Sumber: Pompa dan Kompresor, Sularso, 1987, hal. 1

Head adalah tinggi suatu permukaan zat cair terhadap suatu bidang tertentu. Aliran suatu zat cair melalui suatu penampang saluran (seperti pada Gambar 2.21). Pada penampang tersebut zat cair memiliki tekanan statis p (Kgf/m²), kecepatan rata-rata v (m/s), dan ketinggian z (m) diukur dari bidang referensi. Maka zat cair tersebut pada penampang yang bersangkutan mempunyai *head* total (H):

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z$$

Ket: $\frac{p}{\gamma}$ = *head* tekanan

$\frac{v^2}{2 \cdot g}$ = *head* kecepatan

Z = *head* potensial

Ketiga *head* tersebut tidak lain adalah energi mekanik yang dikandung oleh satuan berat (1 Kgf) zat cair yang mengalir pada penampang yang bersangkutan. *Head* total tersebut dinyatakan dengan satuan tinggi kolom cairan zat cair dalam meter.

Dalam satuan SI, *head* (H) dinyatakan sebagai energi spesifik yaitu energi mekanik yang dikandung oleh aliran persatuan massa zat cair. Satuan y adalah J/Kg, maka energi spesifik tekanan p/ρ , kecepatan $v^2/2$ dan potensial $g \cdot Z$. Maka persamaan energi spesifik total sebagai berikut:

$$Y = g \cdot H = \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot Z$$

7. Kecepatan Spesifik

Putaran spesifik adalah putaran untuk 1 tingkat dimana *impeller* dapat memindahkan cairan sebanyak 1 m³/s dengan *head* 1 Nm/Kg atau dapat dituliskan sebagai berikut

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

- Ket:
- N_s = putaran spesifik pompa
 - n = putaran poros pompa (rpm)
 - Q = kapasitas pompa (m³/s)
 - H = *head* pompa (m)

Untuk pompa dengan isapan ganda maka kapasitas (Q) harus dibagi dua, sedangkan untuk pompa dengan jumlah tingkat lebih dari satu, *head* (H) harus dibagi sesuai dengan jumlah tingkat. Putaran spesifik ini menentukan bentuk sudu-sudu *impeller* yang akan dipakai pada pompa sentrifugal. Bentuk *impeller* tersebut adalah:

- a. N_s = 12-35 = *impeller* jenis radial
- b. N_s = 35-80 = *impeller* jenis francis
- c. N_s = 80-160 = *impeller* jenis *mixed flow*
- d. N_s = 160-400 = *impeller* jenis *propeller*

8. Tegangan Yang Bekerja

Tegangan yang bekerja adalah tegangan karakteristik yang dimiliki oleh sebuah material, dimana pada tegangan ini terjadi akibat pembebanan yang berlangsung tak terbatas lamanya pada elemen mesin, tanpa mengakibatkan terjadinya patahan maupun perubahan bentuk yang menuju ke kerusakan. Didalam desain tegangan yang bekerja bisa didapatkan dari:

$$\tau = \frac{\sigma}{SF}$$

- Ket:
- τ = tegangan yang bekerja (N/mm²)
 - σ = tegangan maksimum (N/mm²)
 - SF = safety factor (6 – 8)

2.8 Hukum Kesebangunan

Jika dua buah pompa sentrifugal yang sebangun satu sama lain, maka kondisi aliran sebangun pula, dan berlaku hubungan sebagai berikut:

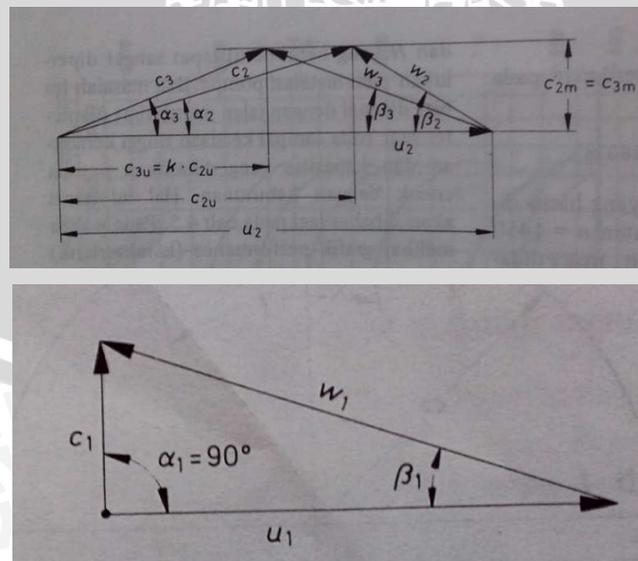
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3}; \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^2}{n_2^2 D_2^2}; \frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^3 D_1^5}{n_2^3 D_2^5}$$

- Ket: D = diameter *impeller* (m)
 Q = kapasitas (m³/s)
 H = *head* pompa (m)
 P = daya poros pompa (Kw)
 n = putaran pompa (rpm)

Hubungan yang dinyatakan di atas disebut hukum kesebangunan pompa. Hukum ini sangat penting untuk menaksir perubahan performa pompa bila putaran dirubah. Hukum ini juga berguna untuk memperkirakan performa pompa yang direncanakan apabila pompa tersebut geometris sebangun dengan pompa yang sudah diketahui performanya.

2.9 Segitiga Kecepatan

Untuk setiap titik pada garis aliran, dapat digambarkan segitiga kecepatan. Segitiga kecepatan digunakan untuk mengetahui besaran-besaran kecepatan pada titik tersebut atau sudut yang dibentuk oleh kecepatan-kecepatan tersebut. Hal ini dalam rangka perencanaan dimensi pompa sentrifugal.



Gambar 2.22 Segitiga kecepatan

Sumber: Turbin Pompa dan Kompresor, Fritz Dietzel, 1980, hal. 256

Ket:	C	= kecepatan absolut air masuk sudu
	C_{2m}	= kecepatan radial air
	μ	= kecepatan tangensial
	α	= sudut antara kecepatan absolut dengan kecepatan tangensial
	β	= sudut antara kecepatan relatif dengan kecepatan tangensial
	w	= kecepatan relatif air

2.10 Kavitasi

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Misalnya, air pada tekanan satu atmosfer akan mendidih dan menjadi uap jenuh pada temperatur 100°C. Tetapi jika tekanannya direndahkan, maka air akan mendidih pada temperatur yang lebih rendah. Jika tekanannya cukup rendah, maka pada temperatur ruang pun, air dapat mendidih.

Apabila zat cair mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair. Hal ini dapat terjadi pada zat cair yang sedang mengalir di dalam pompa maupun di dalam pipa. Tempat-tempat yang bertekanan rendah dan yang berkecepatan tinggi di dalam aliran, sangat rawan terhadap terjadinya kavitasi. Pada pompa misalnya, bagian yang mudah mengalami kavitasi adalah sisi isapnya. Kavitasi akan timbul jika tekanan isapnya terlalu rendah. Kavitasi di dalam pompa dapat mengakibatkan :

- Suara yang berisik dan getaran dari pompa.
- Performansi pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik.
- Jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus dalam jangka lama, maka permukaan dinding akan termakan sehingga menjadi berlubang-lubang. Peristiwa ini disebut erosi kavitasi, sebagai akibat dari tumbukan gelembung uap yang pecah pada dinding secara terus menerus.
- Terjadi erosi pada sudu *impeller*.

Karena kavitasi memberikan banyak sekali kerugian pada pompa, maka kavitasi perlu dihindari. Adapun cara-cara untuk mencegah kavitasi antara lain :

- Tekanan operasi diperbesar di dalam pipa-pipa dimana fluida yang mengalir dipompakan. Cara ini menuntut dimensi pipa yang lebih besar dengan batasan ± 3 atm.
- Sebuah pompa *booster* dipasang pada ujung pipa isap.

- c. Sebuah *inducer* dipasang tepat di depan *impeller* pada poros yang sama. Hal ini dimaksudkan untuk menciptakan head tambahan sebelum memasuki *impeller*. Cara ini merupakan pilihan yang paling baik. Akan tetapi, apabila kecepatan putaran (n) dan debitnya (Q) sama dengan kecepatan putaran dan debit dari *impeller*, maka kavitasasi justru akan terjadi pada *runner* pembantu itu sendiri. Oleh karena itu, dalam pemasangan *runner* pembantu ini diperlukan pertimbangan yang sungguh-sungguh sebelum pemasangannya.

2.10.1 NPSH (*Net Positive Suction Head*)

Seperti diuraikan sebelumnya, bahwa kavitasasi akan terjadi apabila tekanan statis suatu aliran zat cair turun sampai di bawah tekanan uap jenuhnya. Jadi, untuk menghindari kavitasasi harus diusahakan agar tidak ada satu bagianpun dari aliran di dalam pompa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dari tekanan uap jenuh cairan pada temperatur yang bersangkutan. Dalam hal ini perlu diperhatikan dua macam tekanan yang memegang peranan. Pertama, tekanan yang ditentukan oleh kondisi lingkungan dimana pompa dipasang. Kedua, tekanan yang ditentukan oleh keadaan aliran di dalam pompa.

Oleh karena itu, didefinisikan suatu tekanan kavitasasi atau jika dinyatakan dalam satuan *Head* disebut dengan *Net Positive Suction Head* (NPSH). Jadi, NPSH dapat dinyatakan sebagai ukuran keamanan pompa terhadap kavitasasi. NPSH itu sendiri terdiri dari :

- a. NPSHa (*Net Positive Suction Head Available*)
- b. NPSHr (*Net Positive Suction Head Required*)

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut:

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan

2.10.2 NPSHa (*Net Positive Suction Head Available*)

NPSH yang tersedia adalah *head* yang dimiliki zat cair pada sisi isap pompa (ekivalen dengan tekanan mutlak pada sisi pompa), dikurang dengan tekanan uap jenuh zat cair tersebut. Oleh karena itu besarnya NPSHa dapat dibuat dengan persamaan:

$$H_{sv} = \frac{P_u}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

Ket:	H_{sv}	= NPSHa (m)
	P_u	= tekanan atmosfer (Kg/m ²)
	P_v	= tekanan uap air pada temperatur yang bersangkutan (Kg/m ²)
	h_s	= <i>head</i> isap statis (m)
	h_{ls}	= kerugian <i>head</i> pada sisi isap (m)
	γ	= kerapatan massa (Kg/m ²)

Dengan demikian, NPSHa merupakan tekanan absolut yang masih tersedia atau tersisa pada sisi isap pompa setelah dikurangi dengan tekanan uap air pada suhu yang bersangkutan.

2.10.3 NPSHr (*Net Positive Suction Head Required*)

Tekanan terendah didalam pompa biasanya terletak disuatu titik dekat setelah sisi masuk sudu *impeller*. Di bagian ini tekanan lebih rendah daripada tekanan pada bagian sisi isap pompa. Hal ini dapat disebabkan oleh karena adanya kerugian *head* di *nozzle* isap, kenaikan kecepatan aliran karena luas penampang yang menyempit dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu setempat.

Jadi agar tidak terjadi penguapan zat cair, maka tekanan pada sisi isap pompa dikurangi dengan penurunan tekanan didalam pompa, sehingga lebih tinggi daripada tekanan uap jenuh zat cair. *Head* tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut dengan NPSHr. Agar pompa dapat beroperasi dengan tidak mengalami kavitasi maka NPSHa harus lebih besar daripada NPSHr. NPSHr didapat dari data spesifikasi yang dikeluarkan oleh pabrik pembuat pompa namun secara kasar juga dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut. Jika *head* total pompa pada titik efisiensi maksimum dinyatakan sebagai H dan NPSHr, maka dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$NPSHr = \sigma \cdot H$$

Ket:	σ	= koefisien kavitasi thoma
	NPSH _r	= NPSH _r yang diperlukan (m)
	H	= <i>head</i> pompa (m)

2.10.4 Berbagai Pengaruh pada NPSH yang Tersedia

NPSH yang tersedia tergantung pada berbagai faktor, seperti tekanan atmosfer atau tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair, tekanan uap air pada temperatur yang bersangkutan dan *head* isap statis. Adapun besarnya NPSHa dapat dihitung dari

kondisi instalasi pompa terpasang, dalam hal ini $NPSHa > NPSHr$. Adapun besar pengaruh faktor-faktor tersebut tidaklah tetap melainkan tergantung pada berbagai hal seperti suhu zat cair, sifat zat cair, dan pengaruh tekanan pada permukaan zat cair yang dihisap.

2.11 Beban Pada Bantalan

Beban pada bantalan adalah beban yang diterima oleh bantalan pada saat pompa bekerja. Beban pada bantalan bisa didapatkan dengan persamaan:

- Bantalan luncur radial

$$W = p \cdot (l_b \cdot d_b)$$

dimana :

W = beban pada bantalan, kg

P = tekanan pada bantalan, kg/cm^2

l_b = panjang bantalan, cm

d_b = diameter bantalan, cm

- Bantalan luncur aksial

$$W = p \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2)$$

dimana :

W = beban pada bantalan (kg)

p = tekanan terhadap bantalan (kg/cm^2)

R^2 = jari-jari luar collar (cm)

r^2 = jari-jari dalam collar (cm)

2.12 Pasak

Pasak merupakan komponen yang sangat penting dalam perencanaan suatu poros. Pasak dipastikan sangat terkait dengan poros dan roda. Posisi pasak berada diantara poros dan roda. Sesuai dengan fungsi pasak yakni sebagai penahan agar roda yang berputar pada poros tidak selip, maka rancangan suatu pasak harus dipertimbangkan berdasarkan momen puntir yang bekerja pada roda dan poros tersebut. Dimensi pasak berbentuk empat persegi panjang dipasang pada alur pasak di poros dan roda.

Dimensi pasak yang dipakai bisa didapatkan dari tabel yang sudah ada. Apabila dimensi pasak yang diinginkan sudah didapatkan maka panjang pasak yang dipakai bisa didapatkan dari persamaan:

- Dari tegangan geser yang diijinkan maka panjang pasak l_1 (mm) dapat diperoleh dengan rumus :

$$\bar{\tau} \geq \frac{F}{b.l_1}$$

dimana :

F = gaya tangensial yang bekerja pada pasak (N)

b = lebar pasak (mm)

l_1 = panjang pasak (mm)

$\bar{\tau}$ = tegangan geser dari pasak yang diijinkan (N/mm²)

- Dari tekanan bidang yang diijinkan, maka panjang pasak l_2 (mm) dapat diperoleh dengan rumus :

$$\bar{P} \geq \frac{F}{l_2.t_2}$$

dimana :

\bar{P} = tekanan bidang yang diijinkan (N/mm²)

F = gaya tangensial (N)

l_2 = panjang pasak (mm)

t_2 = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

Panjang pasak yang digunakan adalah harga terbesar antara l_1 dan l_2 . Dan sebagai syarat perancangan pasak yang baik maka lebar pasak yang baik adalah 25-35% dari diameter poros, dan panjang pasak tidak lebih dari 0,75-1,5 dibagi dengan diameter poros.

2.13 Putaran Kritis

Apabila kecepatan putaran mesin secara perlahan-lahan bertambah besar tetapi ternyata pada kecepatan tertentu poros dapat bergetar kuat, sedangkan pada kecepatan diatas atau dibawah poros akan beroperasi dengan stabil. Kecepatan dimana hal ini terjadi disebut sebagai kecepatan kritis.

Bila suatu mesin beroperasi pada atau dekat dengan kecepatan kritis, getaran yang amplitudonya besar akan terjadi, sehingga akan menyebabkan tegangan yang berbahaya. Hal ini dapat diatasi dengan memindahkan getaran-getaran tersebut ke pondasi mesin.

Untuk menghitung putaran kritis, terlebih dahulu harus dihitung defleksi puntirannya, dalam perhitungan kali ini hasil yang didapat harus dikurangi 0,5 karena poros yang digunakan adalah poros yang panjang dan mendapat beban kejutan atau berulang, dan besarnya dibatasi sampai $0,3^\circ$.

$$\theta = 584 \cdot \frac{T \cdot L}{G \cdot d_r^4}$$

dimana :

θ = defleksi puntiran ($^\circ$)

d_r = diameter rata-rata poros (mm)

T = momen puntir (Nmm)

L = panjang poros (mm)

G = modulus geser (N/mm²)

Putaran kritis yang terjadi akibat momen puntir yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan :

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{\theta}}$$

Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja di dekat atau di atas putaran kritis bisa dinyatakan poros aman dari getaran.

$N > N_c$; poros aman dari getaran

Sebelum menghitung putaran kritis yang dipengaruhi momen lentur, terlebih dahulu harus diketahui beban yang terdapat pada poros. Putaran kritis yang dipengaruhi momen lentur bisa didapatkan dari persamaan:

$$N_k = 52700 \cdot \frac{d_r^2}{l_1 \cdot l_2} \cdot \sqrt{\frac{L}{W}}$$

Dimana:

N_k = putaran kritis, rpm

d_r = diameter poros, mm

l = jarak beban dari bantalan, mm

L = panjang poros, mm

W = berat, kg

Bila terdapat beberapa benda berputar pada satu poros, maka dihitung dahulu putaran-putaran kritis dari masing-masing benda tersebut. Maka putaran kritis keseluruhan dari sistem adalah:

$$\frac{1}{N_K^2} = \frac{1}{N_{K1}^2} + \frac{1}{N_{K2}^2} + \frac{1}{N_{K3}^2}$$

Jika:

$$\frac{n}{N_K} \ll 0,6 - 0,7 ; \text{ dinyatakan poros aman dari getaran}$$

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB III METODOLOGI PERANCANGAN

3.1 Metode Perancangan

Metode perancangan yang digunakan adalah metode deskriptif. Metode deskriptif ialah suatu metode yang digunakan dalam perancangan deskriptif untuk menggambarkan fenomena yang sudah ada. Metode ini mengumpulkan informasi aktual secara rinci tanpa memanipulasi ataupun mengubah variable yang sudah ada, serta tidak melakukan perbandingan dengan variabel yang lain.

3.2 Pengambilan Data

3.2.1 Tempat dan Waktu Pengambilan Data

Untuk tempat dan waktu pengambilan data yang kami perlukan sebagai bahan penulisan skripsi ini, penulis diberi kesempatan dari bulan februari 2013 – maret 2013 di PT. Badak NGL. Namun pada dasarnya, penulis diberi kesempatan sampai terselesainya penulisan skripsi ini.

3.2.2 Data yang Diperlukan

Adapun data-data yang diperlukan penulis untuk menyelesaikan skripsi ini adalah sebagai berikut:

- P&ID *boiler feed water pump* 35-G-144/145 yang digunakan untuk mengetahui arah aliran dari *deaerator* saat melewati pompa dan saat menuju ke *boiler*. Serta untuk mengetahui sistem *boiler feed water pump* secara keseluruhan.
- Gambar isometrik dari *deaerator* sampai *boiler feed water pump* dan dari *boiler feed water pump* menuju *boiler* yang digunakan untuk mengetahui jarak dari *deaerator* sampai *boiler* yang dilihat 24 jang maupun tinggi instalasi.
- Spesifikasi dari *boiler feed water pump* 31-G-144/145 yang digunakan sebagai pembanding setelah dilakukan perhitungan manual karena penulis memakai sistem *reverse engineer* yaitu merancang ulang dari pompa yang sudah ada.

3.3 Prosedur Pelaksanaan Perancangan

Prosedur pelaksanaan yang digunakan dalam perancangan ini adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur

Tujuan dilakukan studi literatur ini adalah untuk mempelajari prinsip-prinsip yang digunakan sebagai dasar dari pemecahan masalah. Studi literatur ini dilakukan untuk memperoleh data-data pendukung yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain:

- a. *Library* MHE di PT.Badak NGL dan *manual book* yang terdapat di *library* MHE.
- b. Mencari dari buku-buku referensi yang dimiliki oleh penulis.

2. Studi Lapangan

Peninjauan ini dilakukan sebagai penunjang tugas akhir yang dilaksanakan di PT. Badak NGL dengan bimbingan dari teknisi dan ahli di lapangan. Tujuan dilakukannya studi lapangan ini adalah untuk mendapatkan data-data penunjang yang diperlukan dalam perencanaan.

3. Pengambilan Data

Pengambilan data yang diperlukan dalam penelitian ini adalah P&ID pompa 31-G-144/145, gambar isometrik dari instalasi yang ada, dan spesifikasi dari pompa 31-G-144/145.

4. Pengolahan Data

Setelah data-data yang diperlukan sudah didapat maka dilakukan pengolahan dengan menggunakan rumus yang ada sehingga didapatkan nilai-nilai yang dibutuhkan.

5. Pembahasan

Didalam pembahasan ini dilakukan perancangan pompa sentrifugal dari nilai-nilai yang didapatkan dari pengolahan data diatas.

6. Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan dan saran adalah tahap terakhir dari penelitian. Tahap ini berisi kesimpulan yang diperoleh dari hasil pengumpulan, pengolahan, dan perancangan yang menjawab tujuan dari penelitian.

BAB IV PEMBAHASAN

Data-data yang didapatkan dari lapangan

- Dearator
 - Tekanan operasi : 0,35 kg/cm²
 - Temperatur operasi : 109°C
- Pompa
 - Debit : 450 m³/jam
 - Tekanan masuk : 1,4 kg/cm²
 - Tekanan keluar :

$$H_{\text{superheater}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{633000 \text{ kg/m}^2}{952 \text{ kg/m}^3} = 665 \text{ m}$$

$$H_{\text{steamdrum}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{738400 \text{ kg/m}^2}{952 \text{ kg/m}^3} = 775,6 \text{ m}$$

$$H_{\text{economizer}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{756000 \text{ kg/m}^2}{952 \text{ kg/m}^3} = 794,1 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Losses economizer} &= H_{\text{economizer}} - H_{\text{steamdrum}} \\ &= 794,1 - 775,6 = 18,5 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Losses steam drum} &= H_{\text{steamdrum}} - H_{\text{superheater}} \\ &= 775,6 - 665 = 110,6 \text{ m} \end{aligned}$$

Pompa = Boiler

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z$$

$$= \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \text{losses economizer}$$

$$+ \text{losses steamdrum} + \text{losses pipa}$$

$$+ z$$

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,81} + 0 = \frac{633000}{952} + \frac{3,98^2}{2 \cdot 9,81} + 18,5 + 110,6 + 6,253 + 9,631$$

$$\frac{P}{\gamma} + 0,16 = 810,794$$

$$\left(\frac{P}{\gamma}\right)_{\text{pompa}} = 810,634 \text{ m}$$

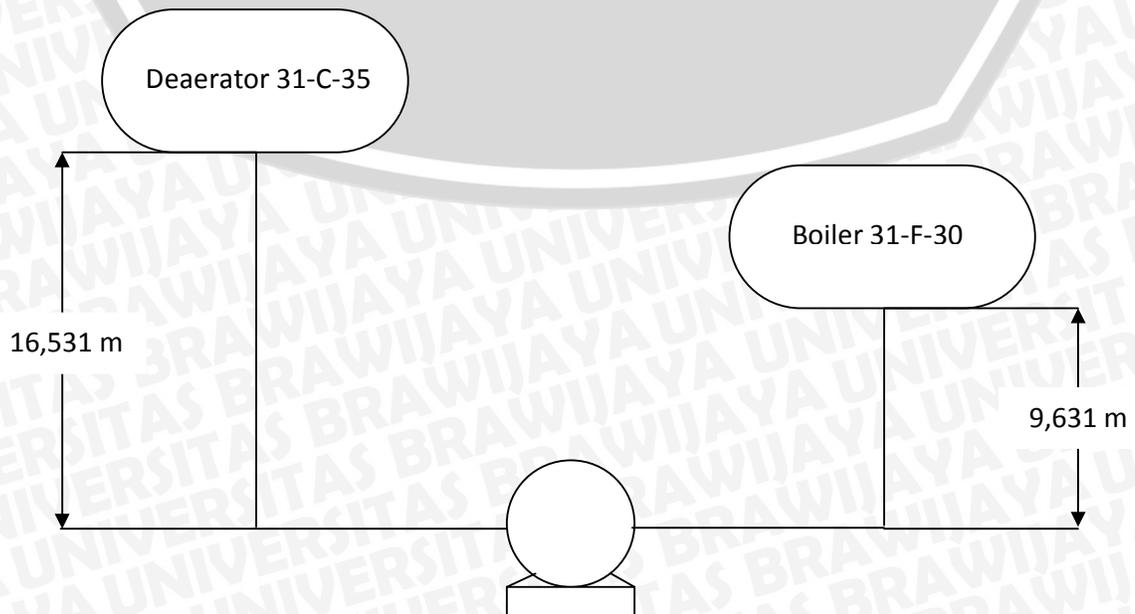
$$\begin{aligned} P_{\text{pompa}} &= 810,634 \times 952 \\ &= 771723,568 \text{ kg/m}^2 \\ &= 77,17 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Untuk faktor keamanan maka tekanan pompa ditambah dengan 10%-15% dari tekanan pompa tersebut. Apabila diasumsikan faktor keamanannya diambil 13% maka tekanan pompa menjadi:

$$\begin{aligned} P_{\text{pompa}} &= 77,17 + (77,17 \times 13\%) \\ &= 77,17 + 10,13 \\ &= 87,3 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

- Temperatur operasi : 109°C
- Superheater
 - Tekanan operasi : 63,3 kg/cm²
 - Temperatur operasi : 449°C
 - Produksi uap : 379 kg/jam
- Steam Drum
 - Tekanan operasi : 73,84 kg/cm²
 - Temperatur operasi : 343,3°C
- Economizer
 - Tekanan operasi : 75,6 kg/cm²

Skema sederhana dari instalasi



Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan air seperti yang direncanakan dapat ditentukan berdasarkan kondisi *head* dan kapasitas yang akan dilayani pompa. Sistem pemompaan terdiri dari pipa isap (suction pipe), pipa tekan (discharge pipe), katup-katup, dan pipa serta sambungannya.

Head total yang harus diatasi pompa untuk mengeluarkan air seperti yang direncanakan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{1}{2g}(v_d^2 - v_s^2)$$

dimana :

H : Head total pompa (m)

h_a : Head statis total (m)

Head ini adalah perbedaan tinggi antara permukaan air disisi keluar dengan isap

Δh_p : Perbedaan head tekan pada kedua permukaan air (m)

h_l : Berbagai kerugian head di pipa, katup, dan belokan

g : percepatan gravitasi (m/s^2)

v_d : Kecepatan aliran rata-rata pada sisi tekan (m/s)

v_s : Kecepatan aliran rata-rata pada sisi isap (m/s)

4.1 Head Statis Total (h_a)

Head Statis total adalah perbedaan antara jarak vertikal pompa terhadap permukaan air tekan dan tinggi permukaan air isap terhadap pompa. Tanda (+) dipakai apabila muka air disisi keluar lebih tinggi daripada sisi isap. Pada perencanaan ini ditentukan head statis total, (h_a) = 9,631 m – 16,531 m = -7,17 m. Dimana, data head statis tekan dan head statis isap ini didapatkan dari gambar instalasi.

4.2 Perbedaan Head Tekan (Δh_p)

Perbedaan head tekan yang bekerja pada kedua permukaan air adalah:

$$\begin{aligned} \text{Pada sisi tekan : } h_{\text{ptekan}} &= \frac{P}{\gamma} \\ &= \frac{873000 \text{ kg/m}^2}{952 \text{ kg/m}^3} = 917 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pada sisi isap : } h_{\text{pisap}} &= \frac{14000 \text{ kg/m}^2}{952 \text{ kg/m}^3} \\ &= 14,7 \text{ m} \end{aligned}$$

jadi :

$$\begin{aligned} \Delta h_p &= h_{\text{ptekan}} - h_{\text{pisap}} \\ &= 917 - 14,7 \\ &= 902,3 \text{ m} \end{aligned}$$

4.3 Kecepatan Fluida Dalam Pipa Isap

Diameter pipa isap (D_1) = 0,3 m

$$Q = v_s \cdot A$$

$$v_s = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2}$$

$$= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,3)^2}$$

$$1,77 \text{ m/s}$$

Diameter pipa isap (D_2) = 0,45 m

$$Q = v_s \cdot A$$

$$v_s = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2}$$

$$= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,45)^2}$$

$$= 0,78 \text{ m/s}$$

4.4 Kecepatan Fluida Dalam Pipa Tekan

Diameter pipa tekan (D_1) = 0,25 m

$$Q = v_d \cdot A$$



$$\begin{aligned}v_d &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \\ &= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,25)^2} \\ &= 2,54 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Diameter pipa tekan (D_2) = 0,4 m

$$Q = v_d \cdot A$$

$$\begin{aligned}v_d &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \\ &= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,4)^2} \\ &= 0,99 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Diameter pipa tekan (D_3) = 0,5 m

$$Q = v_d \cdot A$$

$$\begin{aligned}v_d &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \\ &= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,5)^2} \\ &= 0,64 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Diameter pipa tekan (D_4) = 0,3 m

$$Q = v_d \cdot A$$

$$\begin{aligned}v_d &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \\ &= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,3)^2} \\ &= 1,77 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Diameter pipa tekan (D_5) = 0,2 m

$$Q = v_d \cdot A$$

$$\begin{aligned}v_d &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \\ &= \frac{0,125}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,2)^2} \\ &= 3,98 \text{ m/s}\end{aligned}$$



4.5 Head Losses Pada Sisi Isap

4.5.1 Kerugian pada pipa isap

Data – data :

- Panjang pipa (L_1) : 36,568 m ($D_1 = 0,45$ m)
- Panjang pipa (L_2) : 13,065 m ($D_2 = 0,3$ m)
- Peralatan pipa : katup isap dengan saringan : 1 buah
 - Gate valve : 2 buah
 - Belokan 90° : 9 buah
 - Belokan 45° : 2 buah

Bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

dimana :

- V : kecepatan rata-rata dalam pipa (m/s)
- D : diameter dalam pipa (m)
- ν : viskositas zat cair pada temperature $110^\circ\text{C} = 0,269 \cdot 10^{-6}$ (m^2/s)

Tabel 4.1 sifat-sifat fisik air

Sifat-sifat fisik air (Air di bawah 1 atm, dan jenuh di atas 100°C)

Temperatur ($^\circ\text{C}$)	Kerapatan (kg/l)	Viskositas kinematik (m^2/s)	Tekanan uap jenuh (kg/cm^2)
0	0,9998	$1,792 \times 10^{-4}$	0,00623
5	1,0000	1,520	0,00889
10	0,9998	1,307	0,01251
20	0,9983	1,004	0,02383
30	0,9957	0,801	0,04325
40	0,9923	0,658	0,07520
50	0,9880	0,554	0,12578
60	0,9832	0,475	0,20313
70	0,9777	0,413	0,3178
80	0,9716	0,365	0,4829
90	0,9652	0,326	0,7149
100	0,9581	0,295	1,0332
120	0,9431	0,244	2,0246
140	0,9261	0,211	3,683
160	0,9073	0,186	6,303
180	0,8869	0,168	10,224
200	0,8647	0,155	15,855
220	0,8403	0,150	23,656
240	0,814	0,136	34,138
260	0,784	0,131	47,869
280	0,751	0,128	65,468
300	0,712	0,127	87,621

$$Re = \frac{1,77 \cdot 0,3}{0,269 \cdot 10^{-6}} = 1973977,7$$

Untuk nilai $Re > 4000$ maka aliran yang terjadi adalah aliran turbulen maka digunakan rumus Darcy untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen, yaitu :

$$\begin{aligned}\lambda &= 0,020 + \frac{0,0005}{D} \\ &= 0,020 + \frac{0,0005}{0,3} \\ &= 0,022\end{aligned}$$

1. Kerugian gesek (h_{f1}) pipa diameter 0,3 m

$$\begin{aligned}h_{f1} &= \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \\ &= \frac{0,022 \cdot 13,065 \cdot 1,77^2}{0,3 \cdot 2 \cdot 9,81} \\ &= 0,15 \text{ m}\end{aligned}$$

2. Kerugian gesek (h_{f2}) pipa diameter 0,45 m

$$\begin{aligned}h_{f2} &= \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \\ &= \frac{0,021 \cdot 36,568 \cdot 0,78^2}{0,45 \cdot 2 \cdot 9,81} \\ &= 0,05 \text{ m}\end{aligned}$$

3. Kerugian pada katup isap dengan saringan (h_v)

$$h_v = \frac{f_v \cdot v^2}{2 \cdot g}$$

berdasarkan tabel 4.2, maka dengan pipa berdiameter 300 mm didapat $f_v = 1,72$

Tabel 4.2 koefisien kerugian dari berbagai katup

Diameter (mm)	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1.000	1.200	1.350	1.500	1.650	1.800	2.000	
Jenis katup																			
Katup sorong	0,14	0,12	0,10	0,09	0,07														
Katup kupu-kupu	0,6 – 0,16 (bervariasi menurut konstruksi dan diameternya)																		
Katup putar	0,09 – 0,026 (bervariasi menurut diameternya)																		
Katup cegah jenis ayun			1,2	1,15	1,1	1,0	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9	0,88							
Katup cegah tutup-cepat jenis tekanan			1,2	1,15	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4							
Katup cegah jenis angkat bebas	1,44	1,39	1,34	1,3	1,2														
Katup cegah tutup-cepat jenis pegas	7,3	6,6	5,9	5,3	4,6														
Katup kepak	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9 – 0,5 (bervariasi menurut diameternya)						
Katup nap (dengan saringan)	1,97	1,91	1,84	1,78	1,72														

$$h_v = \frac{1,72 \cdot 1,77^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,27 \text{ m}$$

4. Kerugian pada belokan, h_{e1} (belokan 90°)

$$h_e = \frac{f \cdot v^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

$$f = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot R} \right)^{3,5} \right] \cdot \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0,5}$$

dengan :

R : jari-jari lengkungan sumbu belokan (m) = 0,3 m

D : diameter dalam pipa (m) = 0,3 m

θ : sudut belokan (derajat) = 90°

f : koefisien kerugian

jadi :

$$f = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{0,3}{2 \cdot 0,3} \right)^{3,5} \right] \cdot \left(\frac{90}{90} \right)^{0,5}$$

$$= 0,29425$$

maka :

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,047 \text{ (D = 0,3 m)}$$

Untuk 2 buah elbow, maka $h_{e1} = 2 \cdot 0,047$

$$= 0,094$$

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{0,78^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,009 \text{ (D = 0,45 m)}$$

Untuk 7 buah elbow, maka $h_{e1} = 7 \cdot 0,009$
 $= 0,063$

5. Kerugian pada belokan, h_{e2} (belokan 45°)

$$f = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{0,3}{2 \cdot 0,3} \right)^{3,5} \right] \cdot \left(\frac{45}{90} \right)^{0,5}$$

$$= 0,205$$

$$h_{e2} = 0,205 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,033 \text{ (D = 0,3 m)}$$

$$h_{e2} = 0,205 \cdot \frac{0,78^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,006 \text{ (D = 0,45 m)}$$

6. Kerugian pada gate valve (h_g)

$$h_g = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{berdasarkan tabel 4.2 dengan D = 300 maka } f_v = 0,07$$

$$h_g = 0,07 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,01$$

4.5.2 Head losses sisi isap ($H_{\text{lossesisap}}$)

$$H_{\text{lossesisap}} = h_f + h_v + h_e + h_g$$

$$= (0,15 + 0,05) + (0,27) + (0,094 + 0,063 + 0,033 + 0,006) +$$

$$(0,01)$$

$$= 0,676 \text{ m}$$

4.6 Head Losses Pada Sisi Tekan

4.6.1 Kerugian pada pipa tekan

Data-data :

Panjang pipa (L_1)	: 3,524 m ($D_1 = 0,2$ m)
Panjang pipa (L_2)	: 68,239 m ($D_2 = 0,25$ m)
Panjang pipa (L_3)	: 38,850 m ($D_3 = 0,25$ m)
Panjang pipa (L_4)	: 38,588 m ($D_4 = 0,4$ m)

Panjang pipa (L_5)	: 25,708 m ($D_5 = 0,5$ m)
Peralatan pipa	: Belokan $90^\circ = 31$ buah Belokan $45^\circ = 6$ buah Check valve = 2 buah Gate valve = 5 buah

Bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{2,54 \cdot 0,25}{0,269 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 2360594,8$$

Untuk nilai $Re > 4000$, maka aliran yang terjadi adalah turbulen. Untuk itu digunakan rumus Darcy untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen.

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{0,25}$$

$$= 0,020 + \frac{0,0005}{0,25}$$

$$= 0,022$$

1. Kerugian gesek (h_{f1}) pipa diameter 0,2 m

$$h_{f1} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{0,022 \cdot 3,524 \cdot 3,98^2}{0,2 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,31 \text{ m}$$

2. Kerugian gesek (h_{f2}) pipa diameter 0,25 m

$$h_{f2} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{0,022 \cdot 68,239 \cdot 2,54^2}{0,25 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$= 1,97 \text{ m}$$

3. Kerugian gesek (h_{f3}) pipa diameter 0,3 m

$$h_{f3} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{0,022 \cdot 38,850 \cdot 1,77^2}{0,3 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

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

4. Kerugian gesek (h_{f4}) pipa diameter 0,4 m

$$h_{f4} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{0,022 \cdot 38,588 \cdot 0,99^2}{0,4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

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

5. Kerugian gesek (h_{f5}) pipa diameter 0,5 m

$$h_{f5} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$= \frac{0,022 \cdot 25,708 \cdot 0,64^2}{0,5 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,02 \text{ m}$$

6. Kerugian pada belokan, h_{e1} (belokan 90°)

$$f = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{0,25}{2 \cdot 0,25} \right)^{3,5} \right] \cdot \left(\frac{90}{90} \right)^{0,5}$$

$$= 0,29425$$

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{3,98^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,24 \text{ m (D = 0,2 m)}$$

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,09 \text{ m (D = 0,25 m)}$$

Untuk 16 buah elbow, maka $h_e = 16 \cdot 0,09 \text{ m}$
 $= 1,44 \text{ m}$

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,05 \text{ m (D = 0,3 m)}$$

Untuk 4 buah elbow, maka $h_e = 4 \cdot 0,05 \text{ m}$
 $= 0,2 \text{ m}$

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{0,99^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,01 \text{ m (D = 0,4 m)}$$

Untuk 8 buah elbow, maka $h_{e1} = 8 \cdot 0,01 \text{ m}$
 $= 0,08 \text{ m}$

$$h_{e1} = 0,29425 \cdot \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,001 \text{ m (D = 0,5 m)}$$

7. Kerugian pada belokan, h_{e2} (belokan 45°)

$$f = \left[0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{0,25}{2,025} \right)^{3,5} \right] \cdot \left(\frac{45}{90} \right)^{0,5}$$

$$= 0,205$$

$$h_{e2} = 0,205 \cdot \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,067 \text{ m}$$

Untuk 6 buah elbow, maka $h_{e2} = 6 \cdot 0,067$
 $= 0,402 \text{ m}$

8. Kerugian pada check valve/ katup cegah (h_c)

$$h_c = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{pada tabel 4.2 diameter katup 200 mm maka } f_v = 1,34$$

$$h_c = \frac{1,34 \cdot 2,54^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,44 \text{ m}$$

Untuk 2 check valve, maka $h_c = 2 \cdot 0,44$
 $= 0,88 \text{ m}$

9. Kerugian pada gate valve (h_g)

$$h_g = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{pada tabel 4.2 diameter katup 250 mm maka } f_v = 0,09$$

$$h_g = \frac{0,09 \cdot 2,54^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,03 \text{ m}$$

Untuk 5 buah gate valve, maka $h_g = 5 \cdot 0,03$
 $= 0,15 \text{ m}$

4.6.2 Head losses sisi tekan ($H_{\text{losses tekan}}$)

$$H_{\text{losses tekan}} = h_f + h_e + h_c + h_g$$

$$\begin{aligned}
 &= (0,31 + 1,97 + 0,45 + 0,11 + 0,02) + (0,24 + 1,44 + 0,2 + 0,08 + \\
 &0,001 + 0,402) + (0,88) + (0,15) \\
 &= 6,253 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.7 Head Total Pompa (H_{tot})

$$\begin{aligned}
 H_{total} &= h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{1}{2g}(v_d^2 - v_s^2) \\
 &= -7,17 + 902,3 + (0,676 + 6,253) + \frac{(2,54^2 - 1,77^2)}{2 \cdot 9,81} \\
 &= 902,2 \text{ m} \approx 903 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.8 Pemeriksaan Terhadap Kavitas

Syarat yang diperlukan agar tidak terjadi kavitas adalah :

$$NPSH_{\text{yang tersedia}} > NPSH_{\text{yang diperlukan}}$$

4.8.1 NPSH yang tersedia ($NPSH_A$)

$NPSH_{\text{yang tersedia}}$ dapat dihitung dengan rumus :

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{l_s}$$

dimana:

h_{sv} : NPSH yang tersedia (m)

P_a : tekanan, operasi daerator (kg/m^2)

P_v : tekanan uap jenuh (kg/m^2)

γ : berat zat cair per satuan volume (kg/m^3)

h_s : head isap statis (m), bertanda + jika pompa terletak dibawah permukaan zat cair yang dihisap.

h_{l_s} : kerugian head didalam pipa hisap (m)

$T_{\text{air}} = 109^\circ\text{C}$, dari tabel 4.1 didapat :

$$P_v = 1,47933 \text{ kg/cm}^2 \approx 1,4793,3 \text{ kg/m}^2$$

$$\gamma = 0,95135 \text{ kg/l} \approx 951,35 \text{ kg/m}^3$$

dari data spesifikasi didapat : $P_a = 0,35 \text{ kg/cm}^2 G = 1,35 \text{ kg/cm}^2 = 13500 \text{ kg/m}^3$

$$h_s = 16,5 \text{ m}$$

maka :

$$\begin{aligned} h_{sv} &= \frac{13500}{951,35} - \frac{14793}{951,35} + 16,531 - 0,676 \\ &= 14,2 - 15,5 + 16,5 - 0,676 \\ &= 14,5 \text{ m} \end{aligned}$$

jadi besarnya $NPSH_A = 14,5 \text{ m}$

4.8.2 NPSH yang diperlukan ($NPSH_R$)

Besarnya harga $NPSH_{\text{yang diperlukan}}$ harus diperoleh dari pabrik pembuat pompa kecuali untuk pompa-pompa yang mempunyai bentuk yang umum.

Dari data spesifikasi yang didapat maka besarnya $NPSH_R = 7,5 \text{ m}$.

4.8.3 Hasil pemeriksaan terhadap kavitas

$$NPSH_A (14,5 \text{ m}) > NPSH_R (7,5 \text{ m})$$

Maka pompa dinyatakan aman terhadap kavitas.

Data-data spesifikasi Pompa

Dalam merancang sebuah Pompa sentrifugal diperlukan spesifikasi dasar, yang mana dari spesifikasi dasar ini nantinya akan didapatkan dimensi dari pompa yang sesuai dengan kebutuhan. Akan dirancang pompa sentrifugal 5 tingkat dengan isapan ganda pada tingkat 1 untuk keperluan boiler dengan spesifikasi dasar sebagai berikut :

- Jenis fluida : Boiler feed water
- Masa jenis fluida : 952 kg/m^3
- Suhu pemompaan : $108,9^\circ\text{C}$
- Kapasitas : $450 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Head total : $902,2 \text{ m} = 903 \text{ m}$
- $NPSH_A$: $14,5 \text{ m}$
- Putaran : 4200 rpm
- Jumlah tingkat : 5 tingkat
- Kondisi kerja : Terus menerus
- Kopling : Thomas flexible couplings

Dari data spesifikasi yang ada diperoleh :

- Kapasitas (Q) = $450 \text{ m}^3/\text{jam}$
= $0,125 \text{ m}^3/\text{detik}$
- Head (H) = 903 m
- Putaran (n) = 4200 rpm

Untuk mengetahui jenis pompayang akan digunakan harus terlebih dahulu dihitung putaran spesifiknya.

4.9 Putaran Spesifik (Ns)

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

- dimana:
- Ns = putaran spesifik pompa
 - n = putaran pompa (rpm)
 - Q = kapasitas pompa (m³/detik)
 - H = head total pompa (m)

Untuk mencari putaran spesifik pompa dengan 5 tingkat, head adalah head total dibagi dengan jumlah tingkat.

maka :

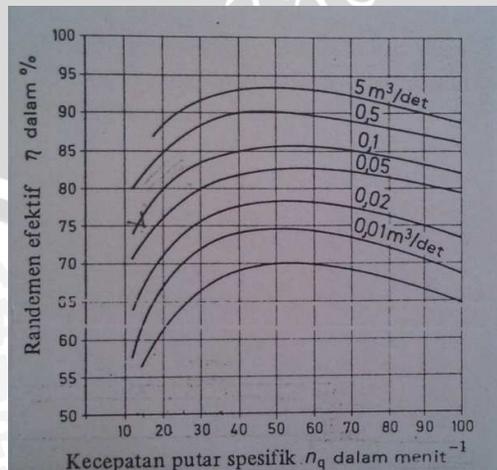
$$N_s = \frac{4200 \cdot \sqrt{0,125}}{180,6^{0,75}} = 30,145$$

Berikut ini adalah klasifikasi daripada impeller berdasarkan putaran spesifiknya :

- Ns = 12 – 35 impeller jenis radial
- Ns = 35 – 80 impeller jenis francis
- Ns = 80 – 160 impeller jenis mixed flow
- Ns = 160 – 400 impeller jenis propeller

Berdasarkan hasil yang didapat maka dapat ditentukan jenis impellernya adalah radial.

4.10 Efisiensi Pompa (ηp)



Gambar 4.1 grafik Q, Ns, dan η_p

Berdasarkan grafik diatas, untuk kapasitas (Q) = 0,125 m³/detik dengan putaran spesifik (Ns) = 30,145 rpm, maka didapat efisiensi pompa (η_p) = 85 %.

4.11 Daya Fluida (Pw)

$$P_w = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$$

dimana :

P_w = Daya fluida (watt)

g = Gravitasi (9,81 m/detik²)

Q = Kapasitas pompa (m³/s)

H = head pompa(m)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m³)

Maka :

$$\begin{aligned} P_w &= 952 \cdot 9,81 \cdot 903 \cdot 0,125 \\ &= 1054153,17 \text{ watt} \\ &= 1054,153 \text{ Kw} \end{aligned}$$

4.12 Daya Poros (P)

$$P = \frac{P_w}{\eta_p}$$

dimana :

P = Daya poros (watt)

P_w = Daya fluida (watt)

η_p = efisiensi pompa

maka :

$$\begin{aligned} P &= \frac{1054153,17}{0,85} \\ &= 1240180,2 \text{ watt} \\ &= 1240,2 \text{ Kw} \end{aligned}$$

4.13 Perencanaan Diameter Poros (d_p)

$$T = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

dimana :

T = momen puntir (N.mm)

P = daya poros (W)

n = putaran (rpm)

jadi :

$$\begin{aligned} T &= \frac{60 \cdot 1240180,2}{2,3 \cdot 14,4200} \\ &= 2821,1561 \text{ N.m} \approx 2821156,1 \text{ N.mm} \\ &= 287579,7 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

- Poros memakai bahan ASTM A582, dengan $\sigma = 48,5 \text{ kg/mm}^2 \approx 475,785 \text{ N/mm}^2$, dengan Safety Factor (SF) = 8

$$\tau = \frac{\sigma}{SF\sqrt{3}}$$

dimana :

τ = tegangan geser yang diijinkan (N/mm²)

σ = kekuatan tarik (N/mm²)

jadi :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{475,785}{8\sqrt{3}} \\ &= 34,34 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$dp = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}}$$

dimana :

dp = diameter poros (mm)

T = momen puntir (N.mm)

τ = tegangan geser yang diijinkan (N/mm²)

maka :

$$\begin{aligned} dp &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2821156,1}{3,14 \cdot 34,34}} \\ &= 75,79 \text{ mm} \approx 76 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi, diameter poros minimum kopling yang digunakan untuk perancangan pompa sentrifugal ini adalah = 76 mm.

$$F = \frac{T}{dp/2}$$

dimana :

F = gaya tangensial yang bekerja pada pasak (kg)

dp = diameter poros (mm)

T = momen puntir (kg.mm)

maka :

$$F = \frac{287579,7}{76/2}$$

$$= 7567,8 \text{ kg}$$

4.14 Perencanaan Dimensi Pasak Untuk Kopling

Dimensi pasak yang dipakai adalah:

$$b \times h = 24 \times 16$$

Dari tabel pasak, untuk b = 24 maka :

- h = 16 mm
- t₁ = 8,0 mm (kedalam alur pasak pada poros)
- t₂ = 8,0 mm (kedalam alur pasak pada hub kopling)
- r₁ = 0,4 mm
- r₂ = 0,6 mm

- Pasak menggunakan bahan sesuai dengan standart ASME A276, dengan tegangan tarik maksimum, $\sigma = 45,69 \text{ Kg/mm}^2$ dengan Safety Factor (SF₁) = 6 dan (SF₂) = 2

- Tegangan bidang yang diijinkan : $\bar{P} = 10 \text{ kg/mm}^2$

- Tegangan geser yang diijinkan : $\bar{\tau} = \frac{\sigma}{Sf_1 \times Sf_2}$

$$= \frac{45,69}{6 \times 2}$$

$$= 3,81 \text{ kg/mm}^2$$

- Dari tegangan geser yang diijinkan maka panjang pasak l₁ (mm) dapat diperoleh dengan rumus :

$$\bar{\tau} \geq \frac{F}{b.l_1}$$

dimana :

F = gaya tangensial yang bekerja pada pasak (N)

b = lebar pasak (mm)

l_1 = panjang pasak (mm)

$\bar{\tau}$ = tegangan geser dari pasak yang diijinkan (N/mm²)

jadi :

$$l_1 \geq \frac{F}{\bar{\tau} \cdot b}$$

$$l_1 \geq \frac{7567,8}{3,81 \cdot 24}$$

$$l_1 \geq 82,76 \text{ mm}$$

- Dari tekanan bidang yang diijinkan, maka panjang pasak l_2 (mm) dapat diperoleh dengan rumus :

$$\bar{P} \geq \frac{F}{l_2 \cdot t_2}$$

dimana :

\bar{P} = tekanan bidang yang diijinkan (N/mm²)

F = gaya tangensial (N)

l_2 = panjang pasak (mm)

t_2 = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

maka :

$$\bar{P} \geq \frac{F}{l_2 \cdot t_2}$$

$$l_2 \geq \frac{F}{\bar{P} \cdot t_2}$$

$$l_2 \geq \frac{7567,8}{10 \cdot 8,0}$$

$$l_2 \geq 94,6 \text{ mm}$$

l adalah panjang pasak yang nilainya adalah harga terbesar antara l_1 dan l_2 , karena $l_2 \geq l_1$ maka panjang pasak, $l_2 = 100 \text{ mm}$.

- Pemeriksaan dimensi pasak.

- Lebar pasak yang baik adalah 23 – 35 (%) dari diameter poros, dan

- Panjang pasak antara 0,75 – 1,5.

$$\frac{b}{dp} = \frac{24}{76} = 0,31 \quad \rightarrow 0,25 < 0,31 < 0,35 \quad ; \text{baik}$$

$$\frac{L}{dp} = \frac{100}{76} = 1,32 \quad \rightarrow 0,75 < 1,32 < 1,5 \quad ; \text{baik}$$

4.15 Perencanaan Impeller dan Sudu

Tinggi kenaikan $H = 903$ m untuk pompa dengan 1 tingkat adalah terlalu besar, oleh karena itu untuk menghindari harga u_2 dan β_2 yang ekstrem maka pompa akan dibuat bertingkat banyak.

Dengan $Q = 0,125$ m³/detik, tingkat 1 : $n_s = 9,01$
 tingkat 2 : $n_s = 15,2$; $\eta_p = 75$ %
 tingkat 3 : $n_s = 20,6$; $\eta_p = 80$ %
 tingkat 4 : $n_s = 25,5$; $\eta_p = 82$ %
 tingkat 5 : $n_s = 30,2$; $\eta_p = 85$ %

Jika dilihat dari kondisi kerja pompa yang terus- menerus, maka sebaiknya pompadibuat 5 tingkat, dengan tingkat pertama dibuat isapan ganda agar dapat mengalirkan kapasitas yang besar dan mempunyai persentase kebocoran yang kecil, dan untuk tingkat 2, 3, 4, dan 5 dibuat isapan tunggal.

4.15.1 Dimensi sisi keluar dari Impeller tingkat 1

Karena tingkat pertama dibuat isapan ganda maka akan didapat kecepatan spesifik

$$N_s = \frac{n \cdot \sqrt{\frac{Q}{2}}}{H^{0,75}} = \frac{4200 \cdot \sqrt{0,0625}}{180,6^{0,75}} = 21,3$$

A. Sudut sudu/ aliran keluar impeller (β_2)

Sudut sudu pada sisi keluar (β_2) = 15° s/d 30°, ambil $\beta_2 = 23^\circ$

B. Efisiensi hidrolis (η_H)

$$\begin{aligned} \eta_H &= 1 - \frac{h_l}{H} \\ &= 1 - \frac{6,929}{903} = 0,99 \end{aligned}$$

C. Faktor penyimpangan (μ)

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{Z}$$

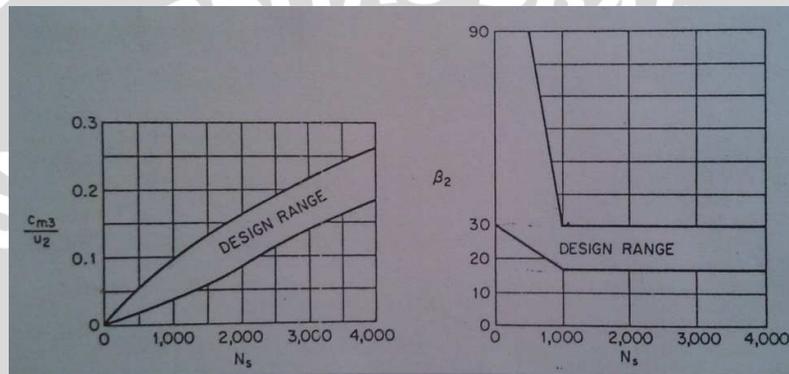
Z = jumlah sudu impeller

Misalkan jumlah sudu, $Z = 5$

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin 23^\circ}{5} = 0,755 \approx 0,76$$

D. Koefisien head (φ)

$$\varphi = 2 \cdot \mu \cdot \eta_H \cdot \left(1 - \frac{C_{m3}}{U_2} \cdot \text{ctg} \beta_2\right)$$



Gambar 4.2 N_s terhadap $\frac{C_{m3}}{U_2}$

Dari grafik diperoleh $\frac{C_{m3}}{U_2}$ untuk putaran spesifik 21,3 didapat : $\frac{C_{m3}}{U_2} = 0,1$

$$\begin{aligned} \text{Maka, } \varphi &= 2 \cdot 0,76 \cdot 0,99 \cdot (1 - 0,1 \cdot \text{ctg} 23^\circ) \\ &= 1,14 \end{aligned}$$

Sehingga koefisien head pada kecepatan spesifik, $N_s = 21,3$ adalah 1,14

E. Kecepatan tangensial pada ujung sisi keluar (U_2)

$$\begin{aligned} U_2 &= \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\varphi}} \\ &= \sqrt{\frac{2,9,81 \cdot 180,6}{1,14}} = 55,75 \text{ m/s} \end{aligned}$$

F. Kecepatan radial keluar (C_{m3})

$$C_{m3} = \frac{C_{m3}}{U_2} \cdot U_2$$

$$= 0,1 \cdot 55,75 = 5,58 \text{ m/s, harga } C_{m3} = C_{m2} = C_o$$

G. Kecepatan absolute keluar

Tanpa mempertimbangkan factor penyimpangan (C_{u3})

$$\begin{aligned} C_{u3} &= U_2 - C_{m3} \cdot \text{ctg } \beta_2 \\ &= 55,75 - 5,58 \cdot 2,36 = 42,58 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dengan adanya penyimpangan (C_{u3}^1)

$$\begin{aligned} C_{u3}^1 &= \mu \cdot C_{u3} \\ &= 0,76 \cdot 42,58 = 32,36 \text{ m/s} \end{aligned}$$

H. Sudut absolute aliran (α_3^1)

Berdasarkan perhitungan sebelumnya, maka sudut aliran sisi keluar impeller dapat diketahui :

$$\text{tg } \alpha_3^1 = \frac{C_{m3}}{C_{u3}^1}$$

maka:

$$\text{tg } \alpha_3^1 = \frac{5,58}{32,36}$$

$$\alpha_3^1 = 9,78^\circ \approx 10^\circ, \text{ sehingga sudut absolute aliran} = 10^\circ$$

I. Diameter luar impeller (D_2)

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \\ &= \frac{60 \cdot 55,75}{3,14 \cdot 4200} \\ &= 0,254 \text{ m} \\ &= 254 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga jari-jari luar impeller (r_2) = 127 mm

J. Lebar haluan sisi luar impeller (b_2)

$$\begin{aligned} C_{m3} &= \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2} \\ b_2 &= \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot C_{m3}} \\ b_2 &= \frac{0,125}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,127 \cdot 5,58} \\ &= 0,028 \text{ m} \approx 28 \text{ mm} \end{aligned}$$

Karena tingkat 1 dibuat isapan ganda maka $b_2 = 2 \cdot 28 = 56 \text{ mm}$

4.15.2 Dimensi sisi masuk dari Impeller tingkat 1

A. Diameter leher poros (D_H)

$$D_H = (1,2 \dots 1,4) \cdot d_p$$

dimana :

$$D_H = \text{diameter leher poros/ hub (mm)}$$

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

Jadi :

$$\begin{aligned} D_H &= 1,2 \cdot 85 \\ &= 102 \text{ mm} \end{aligned}$$

B. Diameter mulut isap (D_s)

Karena kerugian arus balik diperhitungkan, maka besarnya kapasitas Q' adalah $(1,02 \dots 1,05) \cdot Q$, hal ini disebabkan karena fluida dari sisi tekan mengalir kembali masuk ke bagian sisi isap melalui celah roda jalan yang berada diatas sisi masuk, dan kejadian ini berlangsung terus-menerus, besarnya Q adalah 0,125 dibagi 2 karena isapan ganda.

$$\text{Dari rumus : } D_s^2 = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_o} + D_H^2$$

$$\text{Dimana: } D_s = \text{diameter mulut isap (m)}$$

$$D_H = \text{diameter leher poros (m)}$$

$$Q' = 1,02 \cdot 0,0625 = 0,06375 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$C_o = \text{kecepatan fluida masuk (m/detik)} = C_{m3}$$

$$\text{Didapat : } D_s^2 = \frac{4 \cdot 0,06375}{3,14 \cdot 5,58} + 0,102^2$$

$$D_s^2 = 0,025$$

$$D_s = 0,158 \text{ m} \approx 158 \text{ mm}$$

C. Kecepatan arus fluida masuk (C_1)

C_1 adalah kecepatan arus fluida masuk kedalam yang besarnya $(1,1 \dots 1,3) \cdot C_o$, hal ini karena adanya penyempitan yang disebabkan oleh sisi sudu bagian masuk (dibulatkan) akibatnya terjadi kenaikan kecepatan. Sehingga besarnya,

$$C_1 = 1,1 \cdot 5,58$$

$$= 6,12 \text{ m/detik}$$

D. Diameter mata impeller (D_1)

Besarnya diameter mata impeller dapat diasumsikan, misalnya besarnya $D_1 = 123$ mm, untuk menguji kebenaran asumsi perhitungan yang telah dipakai, maka perhitungan diatas harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

$$\frac{r_m}{r_2} \leq 0,5$$

dengan :

$$\begin{aligned} r_m &= \left[\frac{r_1^2 + r_H^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[\frac{61,5^2 + 51^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 56,5 \end{aligned}$$

maka :

$$\frac{r_m}{r_2} = \frac{56,5}{127} = 0,45$$

$$\frac{r_m}{r_2} = 0,45 < 0,5 \Rightarrow \text{memenuhi syarat}$$

E. Kecepatan tangensial pada ujung sisi masuk (U_1)

$$U_1 = D_1 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}$$

dimana :

U_1 = kecepatan tangensial pada ujung sudu masuk (m/detik)

D_1 = diameter mata impeller (m)

n = putaran (rpm)

$$\begin{aligned} \text{Jadi : } U_1 &= 0,123 \cdot 3,14 \cdot \frac{4200}{60} \\ &= 27,03 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

F. Sudut sudu masuk Impeller (β_1)

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{C_1}{U_1} \\ &= \frac{6,12}{27,03} \end{aligned}$$

$$= 0,23 \text{ , jadi } \beta_1 = 12,95^\circ \approx 13^\circ$$

G. Lebar laluan sisi masuk (b_1)

$$b_1 = \frac{Q}{D_1 \cdot \pi \cdot C_1}$$

$$= \frac{0,06375}{0,123 \cdot 3,14 \cdot 6,12} = 0,027 \text{ m} \approx 27 \text{ mm}$$

Untuk menguji kebenaran jumlah sudu, maka dapat digunakan rumus berikut :

$$Z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

$$Z = 6,5 \cdot \frac{254 + 123}{254 - 123} \cdot \sin\left(\frac{13^\circ + 23^\circ}{2}\right)$$

$$Z = 5,7 \approx 5 \text{ buah}$$

H. Jarak sudu pada sisi masuk impeller (t_1)

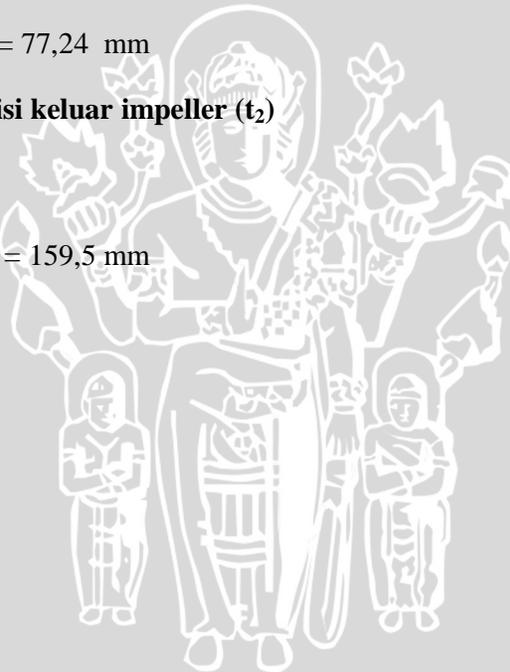
$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z}$$

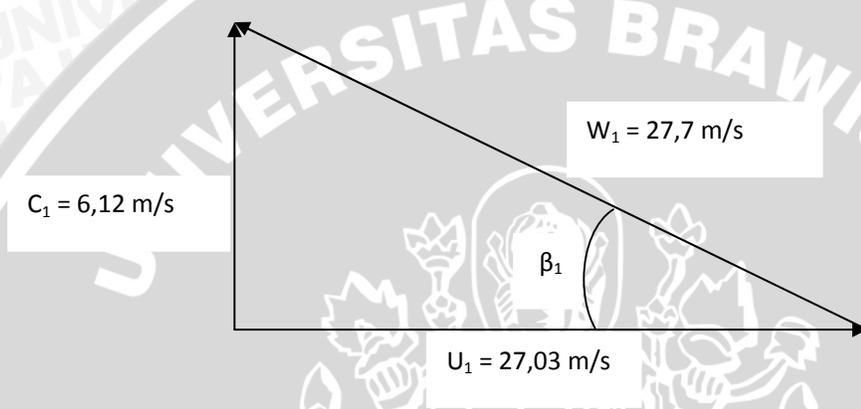
$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 123}{5} = 77,24 \text{ mm}$$

I. Jarak sudu pada sisi keluar impeller (t_2)

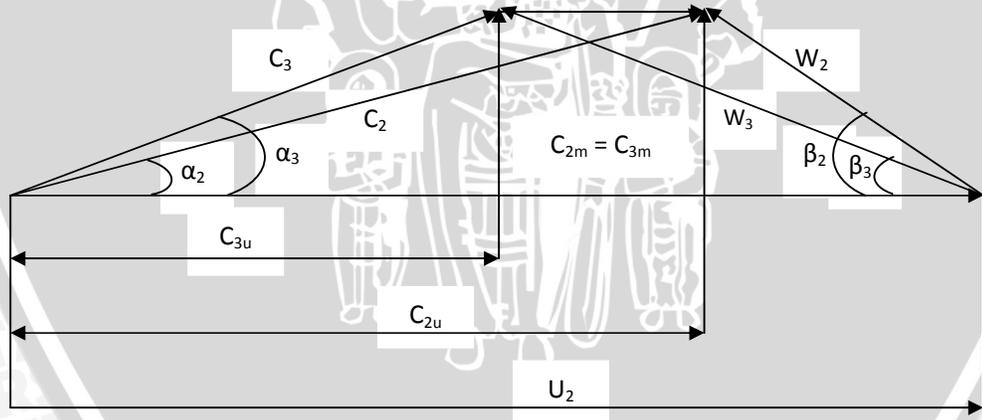
$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z}$$

$$t_2 = \frac{3,14 \cdot 254}{5} = 159,5 \text{ mm}$$





Gambar 4.3 segitiga kecepatan pada sisi masuk



Gambar 4.4 segitiga kecepatan pada sisi keluar

Dimensi Impeller tingkat 1

- Diameter poros, d_p = 85 mm
- Diameter leher poros, D_H = 102 mm
- Diameter luar impeller, D_2 = 254 mm
- Diameter mulut isap, D_s = 158 mm
- Diameter mata impeller, D_1 = 123 mm

Sudut sudu masuk, β_1	= 13°
Sudut sudu keluar, β_2	= 23°
Jarak sudu pada sisi masuk impeller, t_1	= 77,24 mm
Jarak sudu pada sisi keluar impeller, t_2	= 159,5 mm
Lebar laluan pada sisi keluar, b_2	= 56 mm
Lebar laluan pada sisi masuk, b_1	= 27 mm
Tebal sudu, S	= 4 mm
Jumlah sudu, Z	= 5 buah

4.15.3 Dimensi sisi keluar dari Impeller tingkat 2,3,4, dan 5

Sesuai dengan standart dari pabrik pembuat pompa maka dimensi dari impeller tingkat 2, 3, 4, dan 5 dibuat sama. Dan kecepatan spesifik N_s adalah dengan kapasitas penuh, $N_s = 30,169$

A. Sudut sudu/ aliran keluar impeller (β_2)

Sudut sudu pada sisi keluar (β_2) = 15° s/d 30° , Ambil $\beta_2 = 23^\circ$

B. Efisiensi hidrolis (η_H)

$$\eta_H = 1 - \frac{h_1}{H}$$

$$= 1 - \frac{6,929}{903} = 0,99$$

C. Faktor penyimpangan (μ)

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{Z}$$

Z = jumlah sudut impeller

Misalkan jumlah sudu, Z = 5

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin 23^\circ}{5} = 0,755 \approx 0,76$$

D. Koefisien head (φ)

$$\varphi = 2 \cdot \mu \cdot \eta_H \cdot \left(1 - \frac{C_{m3}}{U_2} \cdot \text{ctg } \beta_2 \right)$$

Dari grafik N_s terhadap $\frac{C_{m3}}{U_2}$ untuk putaran spesifik 30,17 didapat $\frac{C_{m3}}{U_2} = 0,1$

Maka, $\varphi = 2 \cdot 0,76 \cdot 0,99 \cdot (1 - 0,1 \cdot \text{ctg } 23^\circ) = 1,12$

Sehingga koefisien head pada kecepatan spesifik, $N_s = 30,17$ adalah 1,12

E. Kecepatan tangensial pada ujung sisi keluar (U_2)

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\varphi}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 180,6}{1,12}} = 56,25 \text{ m/s}$$

F. Kecepatan radial keluar (C_{m3})

$$C_{m3} = \frac{C_{m3}}{U_2} \cdot U_2$$

$$= 0,11 \cdot 56,25 = 6,19 \text{ m/s} , \text{ harga } C_{m3} = C_{m2} = C_0$$

G. Kecepatan absolute keluar

Tanpa mempertimbangkan factor penyimpangan (C_{u3})

$$C_{u3} = U_2 \cdot C_{m3} \cdot \text{ctg } \beta_2$$

$$= 56,25 \cdot 6,19 \cdot 2,36 = 41,64 \text{ m/s}$$

Dengan adanya penyimpangan (C_{u3}^1)

$$C_{u3}^1 = \mu \cdot C_{u3}$$

$$= 0,76 \cdot 41,64 = 31,65 \text{ m/s}$$

H. Sudut absolute aliran (α_3^1)

Berdasarkan perhitungan sebelumnya, maka sudut aliran sisi keluar impeller dapat diketahui :

$$\text{tg } \alpha_3^1 = \frac{C_{m3}}{C_{u3}^1}$$

$$\text{tg } \alpha_3^1 = \frac{6,57}{33,64}$$

$$\alpha_3^1 = 11,07^\circ , \text{ sehingga sudut absolute aliran} = 11^\circ$$

I. Diameter luar impeller (D_2)

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}$$

$$= \frac{60 \cdot 56,25}{3,14 \cdot 4200}$$

$$= 0,256 \approx 0,260 \text{ m}$$

$$= 260 \text{ mm} , \text{ sehingga jari-jari luar impeller } (r_2) = 130 \text{ mm}$$

J. Lebar haluan sisi luar impeller (b_2)

$$C_{m3} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2}$$

$$b_2 = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot C_{m3}}$$

$$b_2 = \frac{0,125}{2,3,14,0,130 \cdot 6,19} = 0,025 \text{ m} \approx 25 \text{ mm}$$

4.15.4 Dimensi sisi masuk dari Impeller tingkat 2,3,4, dan 5

A. Diameter leher poros (D_H)

$$D_H = (1,2 \dots 1,4) \cdot d_p$$

dimana :

D_H = diameter leher poros/hub (mm)

d_p = diameter poros (mm)

jadi :

$$\begin{aligned} D_H &= 1,2 \cdot 85 \\ &= 102 \text{ mm} \end{aligned}$$

B. Diameter mulut isap (D_s)

Karena kerugian arus balik harus diperhitungkan, maka besarnya kapasitas Q' adalah $(1,02 \dots 1,05) \cdot Q$, hal ini disebabkan karena fluida dari sisi tekan mengalir kembali masuk ke bagian sisi isap melalui celah roda jalan yang berada diatas sisi masuk, dan kejadian ini berlangsung terus-menerus.

$$\text{Dari rumus : } D_s^2 = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_o} + D_H^2$$

Dimana : D_s = diameter mulut isap (m)

D_H = diameter hub (m)

Q' = $1,02 \cdot 0,125 = 0,1275 \text{ m}^3/\text{detik}$

C_o = kecepatan fluida masuk (m/detik) = C_{m3}

$$\text{Didapat : } D_s^2 = \frac{4 \cdot 0,1275}{3,14 \cdot 6,19} + 0,102^2$$

$$D_s^2 = 0,037$$

$$D_s = 0,192 \text{ m} \approx 192 \text{ mm}$$

C. Kecepatan arus fluida masuk (C_1)

C_1 adalah kecepatan arus fluida masuk kedalam yang besarnya $(1,1 \dots 1,3) \cdot C_o$, hal ini karena adanya penyempitan yang disebabkan oleh sisi sudu bagian masuk (dibulatkan) akibatnya terjadi kenaikan kecepatan.

$$\begin{aligned} \text{Sehingga besarnya, } C_1 &= 1,1 \cdot 6,19 \\ &= 6,81 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

D. Diameter mata impeller (D_1)

Besarnya diameter mata impeller dapat diasumsikan, misalnya besarnya $D_1 = 130$ mm, untuk menguji kebenaran asumsi perhitungan yang telah dipakai, maka perhitungan diatas harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

$$\frac{r_m}{r_2} < 0,5$$

$$\begin{aligned} \text{Dengan : } r_m &= \left[\frac{r_1^2 + r_H^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[\frac{65^2 + 51^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 58,4 \end{aligned}$$

$$\text{Maka : } \frac{r_m}{r_2} = \frac{58,4}{130} = 0,45$$

$$\frac{r_m}{r_2} = 0,45 < 0,5 \Rightarrow \text{memenuhi syarat}$$

E. Kecepatan tangensial pada ujung sisi masuk (U_1)

$$U_1 = D_1 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}$$

dimana :

U_1 = kecepatan tangensial pada ujung sudu masuk (m/detik)

D_1 = diameter mata impeller (m)

n = putaran (rpm)

jadi :

$$\begin{aligned} U_1 &= 0,126 \cdot 3,14 \cdot \frac{4200}{60} \\ &= 27,69 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

F. Sudut sudu masuk Impeller (β_1)

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1}$$

$$= \frac{6,81}{27,69}$$

$$= 0,245 \text{ , jadi } \beta_1 = 13,8^\circ \approx 14^\circ$$

G. Lebar laluan sisi masuk (b_1)

$$b_1 = \frac{Q}{D_1 \cdot \pi \cdot C_1}$$

$$= \frac{0,125}{0,126 \cdot 3,14 \cdot 6,81} = 0,047 \text{ m} \approx 47 \text{ mm}$$

Untuk menguji kebenaran jumlah sudu, maka dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

$$Z = 6,5 \cdot \frac{260 + 126}{260 - 126} \cdot \sin\left(\frac{14^\circ + 23^\circ}{2}\right)$$

$$Z = 5,7 \approx 5 \text{ buah}$$

H. Jarak sudu pada sisi masuk impeller (t_1)

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z}$$

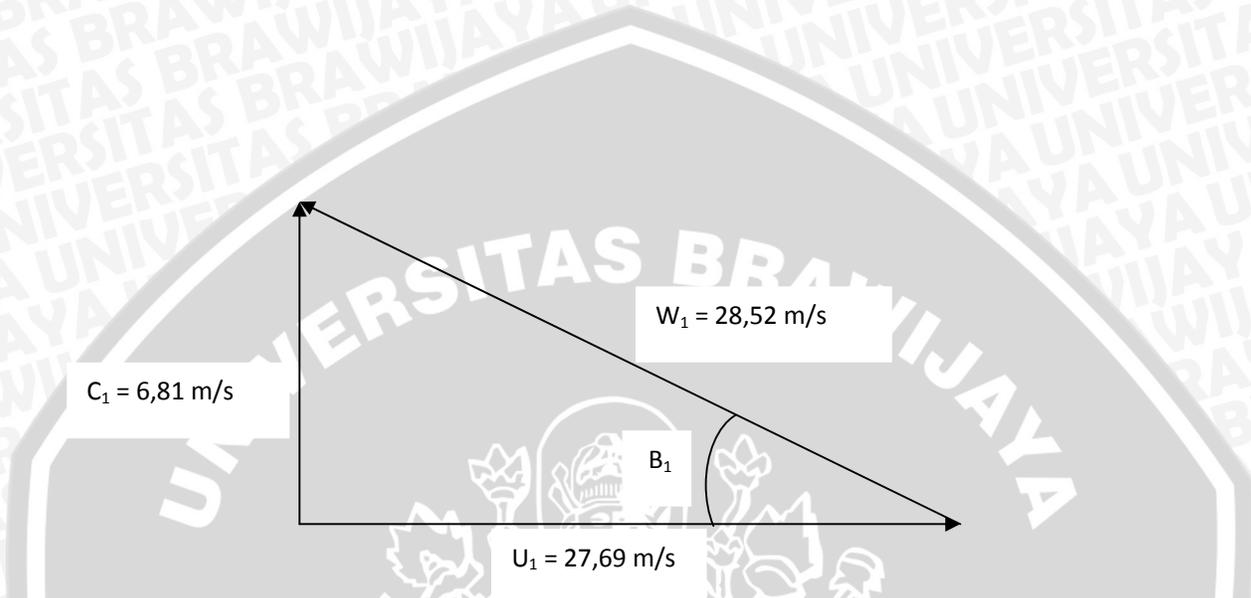
$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 126}{5} = 79,13 \text{ mm}$$

I. Jarak sudu pada sisi keluar impeller (t_2)

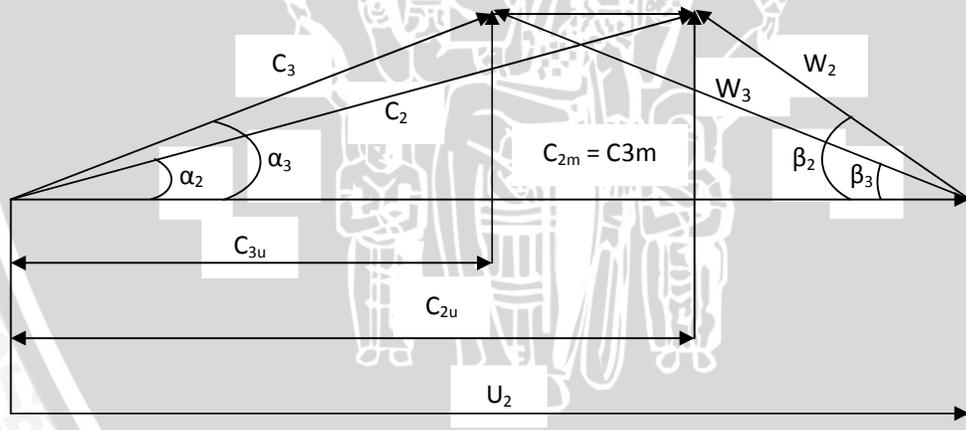
$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z}$$

$$t_2 = \frac{3,14 \cdot 260}{5} = 163,28 \text{ mm}$$





Gambar 4.5 segitiga kecepatan pada sisi masuk

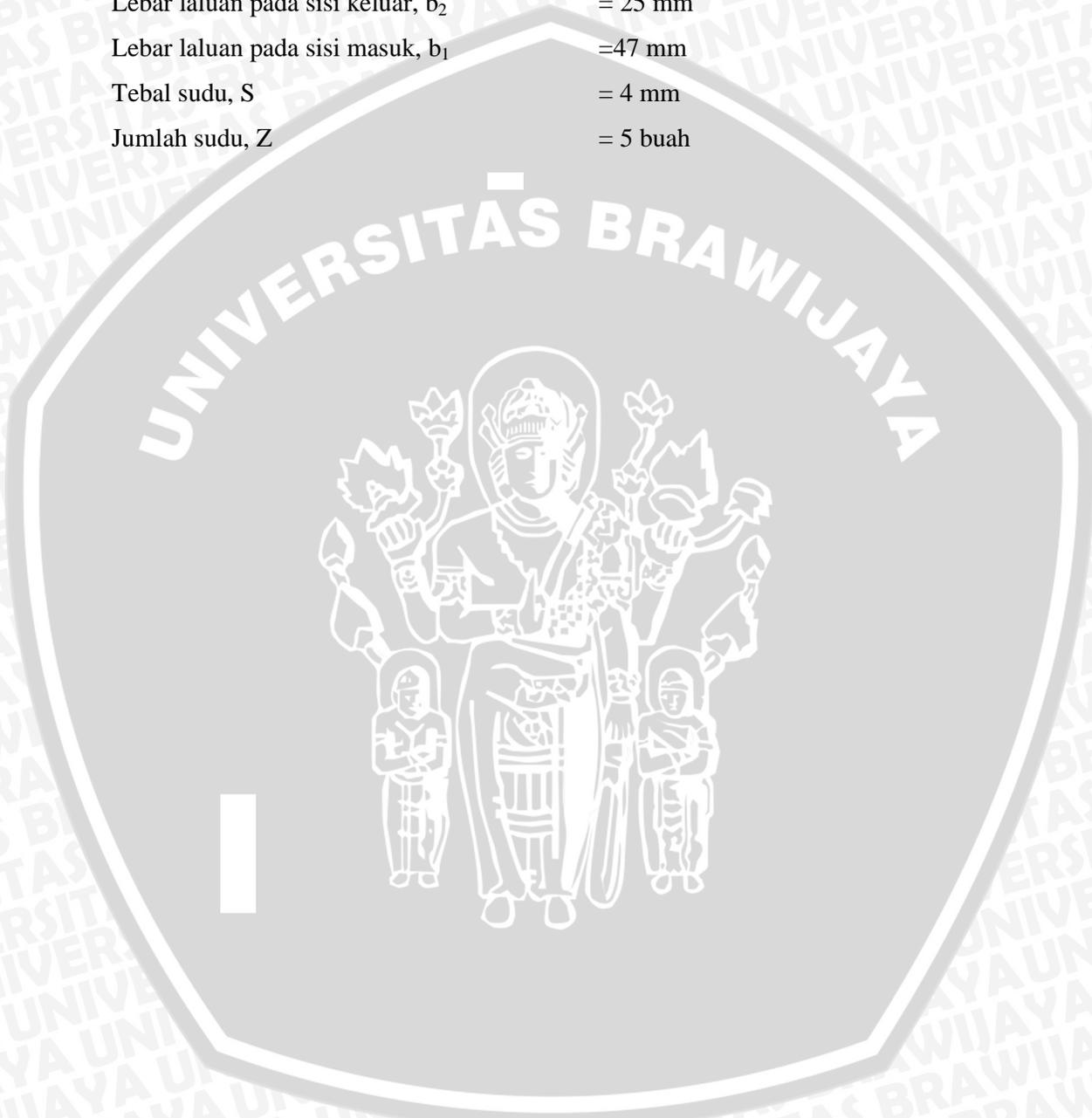


Gambar 4.6 segitiga kecepatan pada sisi keluar

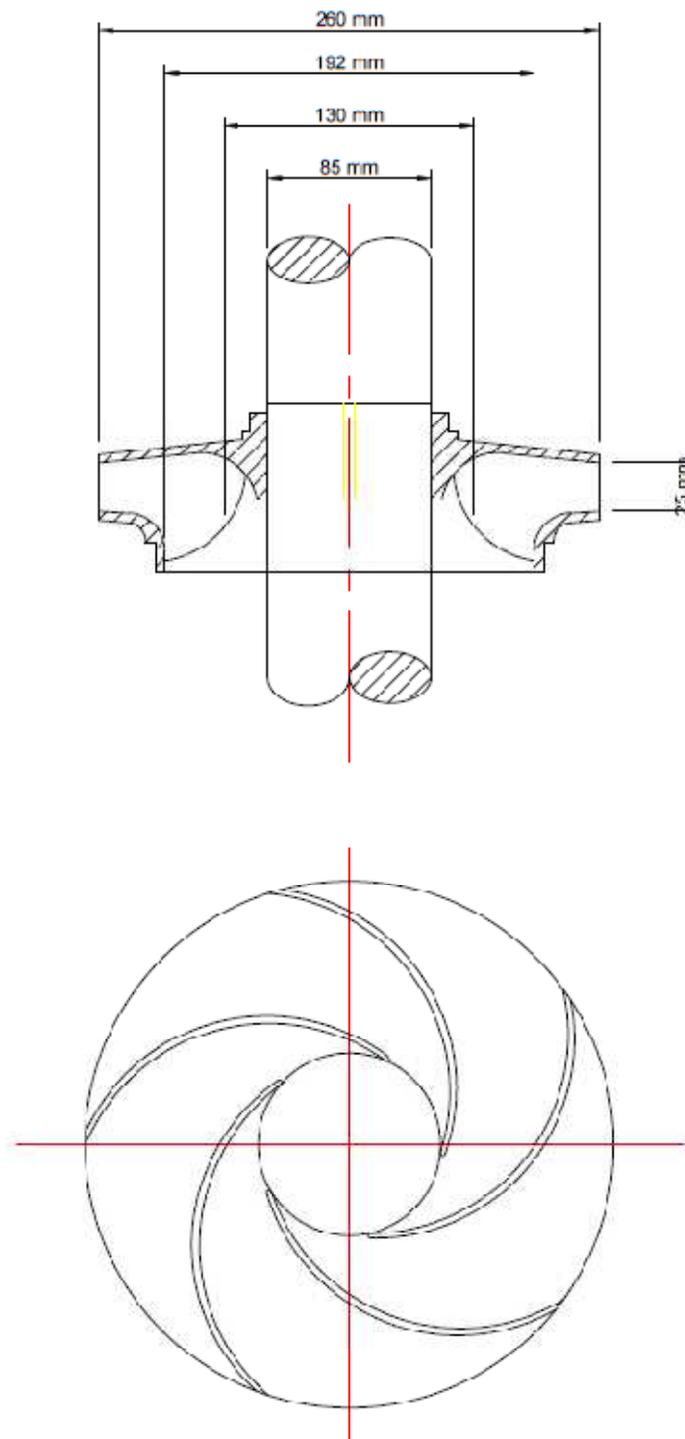
Dimensi Impeller tingkat 2, 3, 4, dan 5

- Diameter poros, d_p = 85 mm
- Diameter leher poros, D_H = 102 mm
- Diameter luar impeller, D_2 = 260 mm
- Diameter mulut isap, D_s = 192 mm
- Diameter mata impeller, D_1 = 130 mm

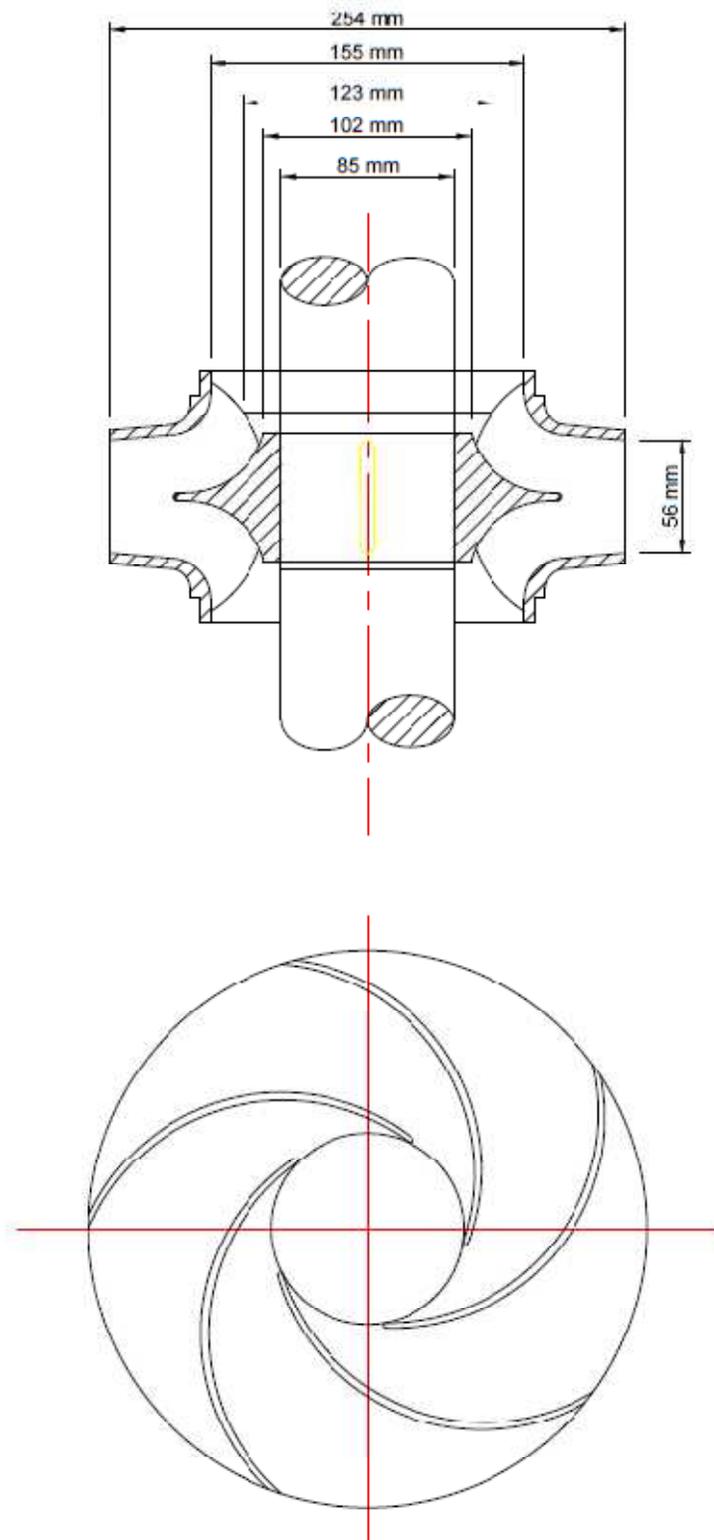
Sudut sudu masuk, β_1	= 14°
Sudut sudu keluar, β_2	= 23°
Jarak sudu pada sisi masuk impeller, t_1	= 79,13 mm
Jarak sudu pada sisi keluar impeller, t_2	= 163,28 mm
Lebar laluan pada sisi keluar, b_2	= 25 mm
Lebar laluan pada sisi masuk, b_1	= 47 mm
Tebal sudu, S	= 4 mm
Jumlah sudu, Z	= 5 buah



Gambar 4.7 Tampak depan dan samping impeller tingkat 2,3,4, dan 5



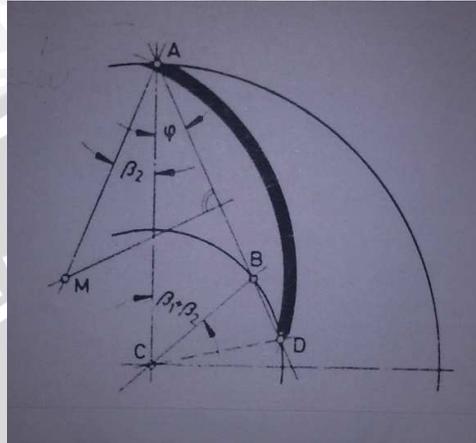
Gambar 4.8 tampak depan dan samping impeller tingkat 1



4.15.5 Desain bentuk sudu



Bagian terpenting dari pompa sentrifugal adalah sudunya atau juga dikenal dengan sebutan vanes. Bentuk kontur dari sudu ini sangat menentukan kerja dari pompa sentrifugal. Mengenai jenis sudu yang dipakai dalam perancangan ini adalah jenis backward vanes, yang memiliki arah kemiringan sudu berlawanan dengan arah putaran impeller dan pompa.



Gambar 4.9 konstruksi sudu & busur lingkaran sudu

Cara melukiskan kelengkungan sudu impeller :

1. Dititik A yang sembarang posisinya pada D_2 digambarkan sudut dengan arah ke dalam, sebagai sudut balik jumlah sudut $\beta_1 + \beta_2$ digambarkan di C, dan salah satu kaki sudut memotong diameter dalam D_H di B.
2. Hubungkan titik A dan B sehingga didapat garis AB yang memotong diameter dalam D_H di titik D.
3. Bagi garis AD tepat ditengah-tengah secara tegak lurus, dan buat garis tegak lurus ini sampai memotong kakisudut β_2 di M.
4. M adalah titik pusat dari busur lingkaran sudu AD, jadi dengan demikian AD adalah garis tengah yaitu dimana pada tersebut masih harus digambarkan ketebalan sudunya.

4.15.6 Bahan Impeller

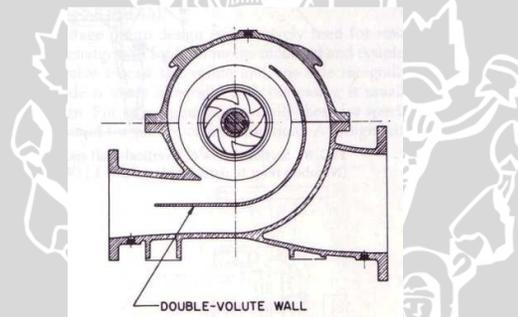
Bahan konstruksi impeller dipilih agar memenuhi persyaratan dan pertimbangan-pertimbangan sebagai berikut :

1. Tahan terhadap korosi
2. Tahan terhadap keausan akibat kikisan
3. Tahan terhadap kemungkinan terjadinya kavitasi
4. Mudah di cor dan dikerjakan lanjut
5. Biaya produksi yang murah

Berdasarkan pertimbangan diatas, maka material konstruksi impeller yang digunakan adalah ASTM A743 GR CA 6 NM dengan 290 HB max atau SC 49.

4.15.7 Perencanaan Rumah Pompa tingkat 1

Rumah pompa berguna untuk mengubah head kecepatan menjadi head tekanan seefisien mungkin. Pada perencanaan kali ini ditentukan double volute casing, karena jenis casing ini dapat mengurangi gaya radial yang timbul.



Gambar 4.10 Double volute casing

A. Diameter flens isap (D_{sf})

Untuk menghindari terjadinya gejala kavitsi, pada umumnya diameter flens isap dibuat lebih besar dari diameter mata impeller (D_1), dan pada umumnya kecepatan radial masuk lebih besar dari kecepatan pada flens isap (V_{sf}).

Karena adanya kerugian arus balik yang disebabkan fluida dari sisi tekan mengalir kembalimasuk ke bagian sisi isapmelalui celah impeller yang berada di atas sisi masuk,dan kejadian ini berlangsung terus-menerus maka ditentukan besarnya Q adalah:

$$Q' = (1,02 \sim 1,05) \cdot Q$$

Maka: $Q = 1,02 \cdot 0,125$
 $= 0,1275 \text{ m}^3/\text{s}$

Karena kecepatan radial masuk lebih besar daripada kecepatan flens isap maka ditentukan kecepatan flens isap (V_{sf}) = 3,98 m/s.

Karena : $Q' = V_{sf} \cdot A_{sf}$

Maka:
$$A_{sf} = \frac{Q}{V_{sf}}$$

$$= \frac{0,1275}{3,98}$$

$$= 0,032 \text{ m}^2$$

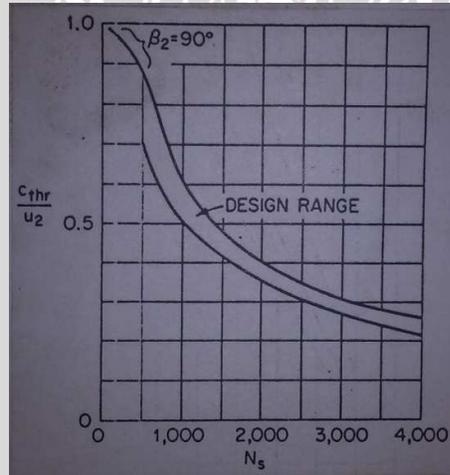
Dengan demikian dapat diperoleh diameter flens isap :

$$D_{sf} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{sf}}{\pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,032}{\pi}}$$

$$= 0,2020 \text{ m} \approx 202 \text{ mm}$$

B. Kecepatan aliran dibagian leher (C_{thr})



Gambar 4.11 grafik $\frac{C_{thr}}{U_2}$ terhadap N_s

Untuk kecepatan spesifik 21,3 diambil : $\frac{C_{thr}}{U_2} = 0,55$, sehingga :

$$C_{thr} = U_2 \cdot 0,55$$

$$= 55,75 \cdot 0,55$$

$$= 30,66 \text{ m/s}$$

C. Luas penampang leher (A_{thr})

$$\begin{aligned}
 A_{thr} &= \frac{Q}{C_{thr}} \\
 &= \frac{0,125}{30,66} \\
 &= 4,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 4080 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

D. Diameter leher (D_{thr})

$$\begin{aligned}
 D_{thr} &= \sqrt{\frac{4 \cdot A_{thr}}{\pi}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 4080}{3,14}} \\
 &= 72 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

maka : $r_{thr} = 36 \text{ mm}$

E. Jarak lidah (t_L)

Jarak lidah adalah jarak antara impeller dengan rumah pompa yang diukur pada bagian yang paling sempit. Jarak lidah ditentukan dengan rumus :

$$t_L = (0,05 \sim 0,10) \cdot r_2$$

ambil, $t_L = 0,05 \cdot r_2$

maka : $t_L = 0,05 \cdot 127$
 $= 6,35 \text{ mm}$

F. Jarak pusat leher dari poros (r_4)

$$\begin{aligned}
 r_4 &= r_2 + t_L + r_{thr} \\
 &= 127 + 6,35 + 36 \\
 &= 169,35 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

G. Luas daerah volute

Dalam menghitung luas daerah volute dilakukan dengan menghitung luas tiap bagian daerah volute (A_v).

$$A_v = A_{thr} \cdot \frac{\psi_v}{360}$$

dimana :

$$\psi_v = \text{sudut bagian dari luas daerah volute}$$

jadi pada :

$$\psi_v = 0^\circ \rightarrow A_v = 0$$

Setelah A_v didapat, maka diameter untuk sudut bagian yang bersangkutan dapat dicari dengan rumus berikut :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_v}{\pi}} \Rightarrow r = \frac{d}{2}$$

Jadi pada :

$$\psi_v = 0^\circ$$

$$A_v = 0$$

$$d = 0$$

$$r = 0$$

maka :

$$\begin{aligned} r_v &= r_2 + t_L + r \\ &= 127 + 6,35 + 0 \\ &= 133,35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk memudahkan pembacaan hasil perhitungan luasan daerah volute seluruh bagian rumah volute, maka perhitungan dilakukan dengan menggunakan table sebagai berikut :

$\psi_v (^\circ)$	$A_v (\text{mm}^2)$	$r (\text{mm})$	$r_v (\text{mm})$
0	0	0	133,4
45	510	12,8	146,1
90	1020	18,1	151,5
130	1473	21,7	155
180	2040	25,5	158,8
225	2550	28,5	161,8
270	3060	31,2	164,5
315	3570	33,7	167,1
360	4080	36	169,4

4.15.8 Perencanaan Rumah Pompa tingkat 2,3,4, dan 5

A. Kecepatan aliran dibagian leher (C_{thr})

Untuk kecepatan spesifik 30,17 diambil $\frac{C_{thr}}{U_2} = 0,42$, sehingga :

$$\begin{aligned} C_{thr} &= U_2 \cdot 0,42 \\ &= 56,25 \cdot 0,42 \\ &= 23,6 \text{ m/s} \end{aligned}$$

B. Luas penampang leher (A_{thr})

$$\begin{aligned}
 A_{thr} &= \frac{Q}{C_{thr}} \\
 &= \frac{0,125}{23,6} \\
 &= 5,296 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 5296 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

C. Diameter leher (D_{thr})

$$\begin{aligned}
 D_{thr} &= \sqrt{\frac{4 \cdot A_{thr}}{\pi}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 5296}{3,14}} \\
 &= 82 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka : $r_{thr} = 41 \text{ mm}$

D. Jarak lidah (t_L)

Jarak lidah adalah jarak antara impeller dengan rumah pompa yang diukur pada bagian yang paling sempit.

Jarak lidah ditentukan dengan rumus :

$$t_L = (0,05 \sim 0,10) \cdot r_2$$

ambil $t_L = 0,05 \cdot r_2$

$$\begin{aligned}
 \text{maka : } t_L &= 0,05 \cdot 130 \\
 &= 6,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

E. Jarakpusat leher dari poros (r_4)

$$\begin{aligned}
 r_4 &= r_2 + t_L + r_{thr} \\
 &= 130 + 6,5 + 41 \\
 &= 177,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

F. Luas daerah volute

Dalam menghitung luas daerah volute dilakukan dengan menghitung luas tiap bagian daerah volute (A_v).

$$A_v = A_{thr} \cdot \frac{\psi_v}{360}$$

Dimana :

ψ_v = sudut bagian dari luas daerah volute

Jadi pada :

$$\psi_v = 0^\circ \rightarrow A_v = 0$$

Setelah A_v didapat, maka diameter untuk sudut bagian yang bersangkutan dapat dicari dengan rumus berikut :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_v}{\pi}} \Rightarrow r = \frac{d}{2}$$

jadi pada :

$$\psi_v = 0^\circ$$

$$A = 0$$

$$d = 0$$

$$r = 0$$

maka :

$$\begin{aligned} r_v &= r_2 + t_L + r \\ &= 130 + 6,5 + 0 \\ &= 136,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk memudahkan pembacaan hasil perhitungan luasan daerah volute seluruh bagian rumah volute, maka perhitungan dilakukan dengan menggunakan table sebagai berikut :

$\psi_v (^\circ)$	$A_v (\text{mm}^2)$	$r (\text{mm})$	$r_v (\text{mm})$
0	0	0	136,5
45	662	14,5	151
90	1324	20,5	157
130	1912,4	24,7	161,2
180	2648	29	165,5
225	3310	32,5	168,9
270	3972	35,5	172
315	4634	38,4	174,9
360	5296	41	177,5

G. Diameter flens keluar (D_f)

Untuk kecepatan rata-rata keluar flens dibuat lebih besar dari C_1 , sehingga (V_f) = 6,86 m/s , maka luas keluar flens (A_f) :

$$A_f = \frac{Q}{V_f}$$

$$= \frac{0,125}{6,86} = 0,0182 \text{ m}^2$$

maka :

$$\begin{aligned} D_f &= \sqrt{\frac{4 \cdot A_f}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0182}{\pi}} \\ &= 0,15235 \text{ m} \approx 152,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.15.9 Bahan Rumah Pompa

Ada beberapa hal yang harus diperhatikan dalam memilih bahan rumah pompa antara lain :

1. Kekuatan material
2. Ketahanan terhadap korosi
3. Tahan terhadap keausan akibat kikisan
4. Mudah di cor dan dikerjakan lanjut
5. Biayanya murah

Dengan mempertimbangkan hal tersebut diatas, maka material konstruksi rumah pompa menggunakan ASTM A487 GR CA 6 NM.

4.16 Motor Penggerak Pompa

Meskipun daya poros pompa telah ditentukan, daya nominal dari penggerak mulayang dipakai untuk menggerakkan pompa harus ditetapkan dengan rumus sebagai berikut :

$$P_m = \frac{P \cdot (1 + \alpha)}{\eta_{trans}}$$

dimana :

- P_m = daya nominal
- P = daya poros
- α = faktor cadangan (0,1-0,2)
- η_{trans} = efisiensi transmisi (ambil 0,95)

maka:

$$P_m = \frac{1240180,2 \cdot (1 + 0,15)}{0,95}$$

$$P_m = 1501270,7 \text{ watt} \approx 1501,2 \text{ Kw}$$

4.17 Kopeling

Kopeling dalam instalasi pompa digunakan untuk menghubungkan mesin penggerak dengan poros pompa. Dalam perencanaan disini dipilih jenis kopeling fleksibel, sehingga terjadinya misalignment dapat dihindari.

Besarnya momen torsi yang dipindahkan oleh kopeling :

$$T = \frac{60 \cdot P_m}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

dimana :

T = momen torsi (Nmm)

P_m = daya nominal (watt)

n = putaran (rpm)

maka :

$$\begin{aligned} T &= \frac{60 \cdot 1501270,7}{2 \cdot 3,14 \cdot 4200} \\ &= 3415,0834 \text{ Nm} = 3415083,2 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Kopeling menggunakan Thomas Flexible Coupling dengan type series 52, no. 425 dengan dimensi sebagai berikut :

Diameter luar kopeling, A = 266 mm

Diameter naaf, C = 178 mm

Panjang hub, L_H = 108 mm

Panjang center spool, L_c = 146 mm

Diameter pusat baut, B = 222 mm

Jumlah baut, n = 6 buah

4.17.1 Perancangan Komponen Kopeling

A. Perencanaan diameter baut (d_b)

Ditentukan diameter poros dari mesin (d_p) = 76 mm, dan jumlah baut yang digunakan sebanyak 6 buah.

$$\text{Maka : } d_b = \frac{0,5 \cdot d_p}{\sqrt{a}}$$

$$= \frac{0,5 \cdot 76}{\sqrt{6}}$$

$$= 15,5 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$$

B. Perencanaan baut

- Nilai efektif baut (ϵ) = 0,5
- Jumlah baut efektif (n_e) = $0,5 \cdot 6 = 3$ buah
- Tegangan geser baut :

$$\tau_b = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B}$$

$$= \frac{8 \cdot 3415083,2}{3,14 \cdot 16^2 \cdot 3 \cdot 222} = 51,03 \text{ N/mm}^2$$

- Bahan baut dan mur

Digunakan baja karbon untuk konstruksi mesin, S 40 C JIS G 3102 dengan :

$$\sigma_{\text{maks}} = 60 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{maks}} = 588,6 \text{ N/mm}^2$$

$$SF = 6$$

Tegangan geser yang diijinkan :

$$\tau_b = \frac{\sigma_{\text{maks}}}{SF \cdot k_b}$$

dimana :

$$k_b = \text{faktor koreksi (1,3-3,0)}, \text{ diambil } 1,3$$

maka :

$$\tau_{ba} = \frac{588,6}{6 \cdot 1,3} = 75,46 \text{ N/mm}^2$$

agar perencanaan baik maka harus memenuhi syarat sebagai berikut : $\tau_b \leq \tau_{ba}$

$51,03 \leq 75,46 \rightarrow$ memenuhi persyaratan, maka rancangan baut cukup baik.

C. Perencanaan flens

- Tegangan geser yang terjadi pada flens (τ_F)

$$\tau_F = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot C^2 \cdot F}$$

dimana :

$$\tau_F = \text{tegangan geser pada flens (N/mm}^2\text{)}$$

$$T = \text{torsi yang dipindahkan (Nmm)}$$

$$C = \text{diameter naaf (mm)}$$

$$F = \text{tebal flens (14 mm)}$$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_F &= \frac{2.3415083,2}{3,14.178^2.14} \\ &= 4,9 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

- Bahan flens

Digunakan forged steel atau baja tempa FC 20 JIS G 5501 dengan kekuatan tarik

$$\sigma_{\text{maks}} = 20 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{maks}} = 196,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{SF} = 8$$

Tegangan geser flens yang diijinkan (τ_{Fa})

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_{\text{maks}}}{\text{SF} \cdot k_f}$$

Dimana :

k_f = faktor korelasi (2-3) diambil 3

maka :

$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= \frac{196,2}{8.3} \\ &= 8,18 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

agar perencanaan baik maka harus memenuhi syarat sebagai berikut : $\tau_F \leq \tau_{Fa}$

$4,9 \leq 8,18 \rightarrow$ memenuhi persyaratan, maka rancangan baut cukup baik.

4.18 Impeller Wear Ring (Cincin Penahan Aus)

Cincin penahan aus merupakan elemen pompa yang berguna untuk menahan kikisan dan mengurangi jumlah kebocoran yang terjadi pada celah bagian sisi masuk antara impeller yang berputar dengan rumah pompa yang diam. Untuk menjalankan fungsinya cincin ini dipasangkan pada impeller dan cincin lainnya dipasangkan pada rumah pompadengan celah antara 0,2 – 0,5 mm.

Karena celah yang demikian kecilnya, maka cincin ini peka terhadap perubahan fisik, misalkan karena impeller yang tidak balance, bantalan yang longgar, atau kotoran yang terdapat dalam fluidanya, sehingga celah toleransinya menjadi rusak.

Maka dalam pemilihan material konstruksi cincin penahan aus ini perlu diperhatikan terlebih dahulu kriteria berikut :

- Ketahanan terhadap korosi
- Ketahanan terhadap keausan
- Sifat konsentrasi dari fluida

Berdasarkan pertimbangan diatas, maka untuk material konstruksi impeller wear rings ini digunakan AISI 410.

4.19 Mechanical Seal

Penggunaan mechanical seal ini adalah untuk mencegah fluida keluar melalui poros dan menahan udara masuk ke dalam pompa. Pada pompa ini digunakan Durametallic Mechanical Seal.

4.20 Bantalan

Pada perancangan ini digunakan bantalan luncur baik radial maupun aksial karena bantalan luncur ini mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban sedang atau besar. Bantalan ini mempunyai konstruksi yang sederhana dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah.

Bahan untuk bantalan luncur harus memenuhi persyaratan berikut :

1. Mempunyai kekuatan cukup (tahan beban dan kelelahan).
2. Dapat menyesuaikan diri terhadap lenturan poros yang tidak terlalu besar atau terhadap perubahan bentuk yang kecil.
3. Mempunyai sifat anti las (tidak dapat menempel) terhadap poros jika terjadi kontak dan gesekan antara logam dengan logam.
4. Sangat tahan karat.
5. Cukup tahan aus.
6. Dapat membenamkan kotoran atau debu kecil yang terkandung di dalam bantalan.
7. Murah harganya.
8. Tidak terlalu terpengaruh oleh temperatur.

Dengan persyaratan seperti diatas ditentukan bahan bantalan menggunakan logam putih bedasar Sn (sering disebut logam babit), dan menggunakan pelumasan cincin.

4.20.1 Perencanaan Bantalan Luncur Radial

Akan direncanakan bantalan luncur radial sebagai berikut :

- Diameter bantalan, d_b = 80 mm
- Panjang bantalan, l_b = 97 mm

Dari data yang diperoleh didapat :

- Tekanan pada bantalan, $p = 1,5 \text{ kg/cm}^2$
- Putaran poros, $N = 4200 \text{ rpm}$
- Temperatur udara luar, $t_a = 30^\circ\text{C}$
- Temperatur minyak pelumas, $t_o = 40^\circ\text{C}$
- Viskositas absolut, $Z = 30 \text{ centipoise}$

A. Clearance ratio ($\frac{d}{c}$)

Dari tabel didapat $\frac{c}{d} = 0,0013$, jadi $\frac{d}{c} = 769,232$

B. Koefisien gesek (μ)

$$\mu = \frac{33}{10^{10}} \cdot \left(\frac{Z \cdot N}{P} \right) \cdot \left(\frac{d}{c} \right) + k$$

dimana :

μ = koefisien gesek

Z = viskositas absolut, (centipoise)

N = putaran, (rpm)

P = tekanan pada bantalan, (Kg/cm^2)

$\frac{d}{c}$ = clearance ratio

k = faktor koreksi, untuk $\frac{l}{d} = 0,75 \sim 2,8$ $k = 0,002$

maka :

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{33}{10^{10}} \cdot \left(\frac{30 \cdot 4200}{1,5} \right) \cdot (769,23) + 0,002 \\ &= 0,213 + 0,002 \\ &= 0,215 \end{aligned}$$

C. Beban pada Bantalan (W)

$$W = p \cdot (l_b \cdot d_b)$$

dimana :

P = tekanan pada bantalan, kg/cm^2

l_b = panjang bantalan, cm

d_b = diameter bantalan, cm

maka :

$$\begin{aligned} W &= 1,5 \cdot (9,7 \cdot 8,0) \\ &= 116,4 \text{ kg} \end{aligned}$$

D. Panas yang ditimbulkan (H_g)

Panas yang timbul disebabkan gesekan antara lapisan-lapisan minyak dan secara matematis didapatkan :

$$H_g = \mu \cdot W \cdot V \text{ (kg. m/menit)}$$

$$H_g = \frac{\mu \cdot W \cdot V}{J} \text{ (kcal/menit)}$$

dimana :

$$H_g = \text{panas yang dihasilkan, (kJ/s)}$$

$$J = \text{faktor koreksi dari gerakan mekanik menjadi panas, 427 kg.m/kcal}$$

$$V = \text{kecepatan linear dari poros, } \frac{\pi \cdot d_b \cdot N}{100}$$

maka :

$$\begin{aligned} H_g &= \frac{\mu \cdot W}{J} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_b \cdot N}{100} \right) \\ &= \frac{0,215 \cdot 116,4}{427} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 8.4200}{100} \right) \\ &= 61,83 \text{ kcal/menit} \approx 4,314 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

E. Temperatur Bantalan (t_b)

$$t_b - t_a = \frac{1}{2} \cdot (t_o - t_a)$$

dimana :

$$t_b = \text{temperature bantalan, } ^\circ\text{C}$$

maka :

$$\begin{aligned} t_b - 30 &= 0,5 \cdot (40 - 30) \\ t_b &= 30 + 5 \\ &= 30 + 5 = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

F. Panas yang dilepaskan (H_d)

$$H_d = C \cdot A \cdot (t_b - t_a)$$

dimana :

$$H_d = \text{panas yang dilepaskan, kJ/s}$$

$$C = \text{Koefisien penghantar panas, kcal/menit/cm}^2\text{/}^\circ\text{C}$$

$$= \text{bantalan dengan udara diam : } C = 0,0002 \sim 0,0006$$

$$= \text{bantalan dengan udara mengalir : } C = 0,0007 \sim 0,0029$$

$$A = \text{luas permukaan pengaliran panas, (} d_b \cdot l_b \text{) cm}^2$$

maka :

$$H_d = 0,0029 \cdot 8 \cdot 9,7 \cdot 5$$

$$= 1,125 \text{ kcal/menit} \approx 0,08 \text{ kJ/s}$$

Dapat dilihat bahwa panas yang dihasilkan ternyata lebih besar daripada panas yang dilepaskan sehingga bantalan akan mengalami pemanasan. Untuk mencegah terjadinya panas yang berlebihan maka digunakan lube oil cooler untuk mendinginkan minyak pelumas tersebut.

G. Tebal minimum selaput minyak

$$S = \left(\frac{Z \cdot N}{P}\right)_0 \cdot \left(\frac{d}{c}\right)^2$$

dimana :

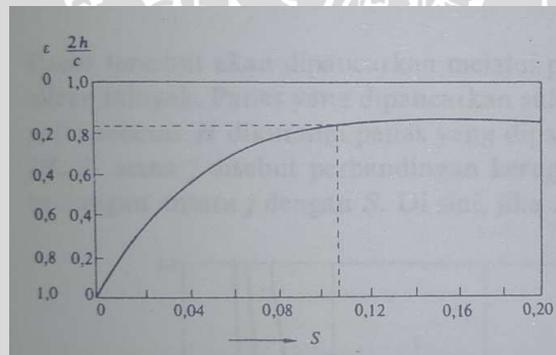
S = variabel sommerfeld

$$\left(\frac{Z \cdot N}{P}\right)_0 = \left(\frac{Z \cdot N}{P}\right) \cdot 1,7 \cdot 10^{-12}$$

maka :

$$S = \left(\frac{30 \cdot 4200}{1,5}\right) \cdot 1,7 \cdot 10^{-12} \cdot (769,23)^2$$

$$= 0,08$$



Gambar 4.12 kurva h dan ε terhadap S

Dari kurva diatas untuk S = 0,08 didapat ε = 0,21. Berdasarkan kurva diatas dapat dilihat besarnya ε > 0,2, oleh karena itu dapat dianggap ε besar, maka $\frac{1}{\epsilon}$ dapat dinyatakan sebagai α . Sehingga tebal lapisan minyak, h adalah :

$$h = \frac{c}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)$$

dimana :

h = tebal selaput minyak (mm)

c = kelonggaran diameter, $\frac{80}{1000} = 0,08$ mm

α = kebalikan eksentrisitas, $\frac{1}{\varepsilon} = 4,76$

maka :

$$h = \frac{0,08}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{4,76}\right) \\ = 0,0315 \text{ mm}$$

Bantalan memakai bahan logam putih biasa berdasar Sn atau biasa disebut dengan logam babit.

Tabel 4.3 Tebal Lapisan Minyak Minimum Yang Diijinkan

Bantalan	h_{\min} (mm)	Pemakaian
Perunggu atau kelmet dengan permukaan difinis dengan mutu tertinggi	0,002–0,004	Mesin pesawat terbang dan otomobil
Logam putih biasa	0,01–0,03	Generator, motor listrik
Bantalan besar untuk pemakaian umum	0,05–0,01	Turbin, ventilator

Jika dilihat dari tabel diatas maka tebal selaput minyak, h adalah $0,0315 > h_{\min}$ (0,01 – 0,03), jadi tebal selaput minyak memenuhi syarat.

4.20.2 Perencanaan Bantalan Luncur Aksial

Akan direnakan bantalan luncur aksial sebagai berikut :

- Diameter luar collar, $D = 130$ mm
- Diameter dalam collar, $d = 50$ mm
- Jumlah collar, $n = 1$ buah

Dari data diketahui :

- Putaran poros, $N = 4200$ rpm
- Tekanan bantalan, $p = 1,5$ kg/cm²
- Koefisien gesekan, $\mu = 0,03 - 0,05$

A. Beban pada Bantalan (W)

$$W = p \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2)$$

dimana :

W = beban padabantalan (kg)

p = tekanan terhadap bantalan (kg/cm²)

R² = jari-jari luar collar (cm)

r² = jari-jari dalam collar (cm)

maka:

$$\begin{aligned} W &= 1,5 \cdot 3,14 \cdot (6,5^2 - 2,5^2) \\ &= 169,6 \text{ kg} \approx 170 \text{ kg} = 1667,7 \text{ N} \end{aligned}$$

B. Daya yang diserap oleh collar (P)

$$P = T \cdot \omega$$

dimana :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$\begin{aligned} T &= \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot W \cdot \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \\ &= \frac{2}{3} \cdot 0,05 \cdot 1667,7 \cdot \left(\frac{65^3 - 25^3}{65^2 - 25^2} \right) \\ &= 3999,4 \text{ Nmm} \approx 3,9 \text{ Nm} \end{aligned}$$

maka:

$$\begin{aligned} P &= 3,9 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 4200}{60} \\ &= 1714,4 \text{ W} = 1,714 \text{ kW} \end{aligned}$$

C. Panas yang ditimbulkan (H_g)

$$H_g = \frac{W_{lost}}{427}$$

dimana :

W_{lost} = kerja yang hilang akibat gesekan, 1,714 kW ≈ 2,297 hp

$$\begin{aligned} W_{lost} &= \text{hp} \cdot 4500 \text{ kg.m/min} \\ &= 2,297 \cdot 4500 \\ &= 10336,5 \text{ kg.m/min} \end{aligned}$$

maka:

$$\begin{aligned} H_g &= \frac{10336,5}{427} \\ &= 24,2 \text{ kcal/min} \approx 1,68 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

4.21 Putaran Kritis

Untuk menghitung putaran kritis, terlebih dahulu harus dihitung defleksi puntirannya, dalam perhitungan kali ini hasil yang didapat harus dikurangi 0,5 karena poros yang digunakan adalah poros yang panjang dan mendapat beban kejutan atau berulang, dan besarnya dibatasi sampai 0,3°.

$$\theta = 584 \cdot \frac{T \cdot L}{G \cdot d_r^4}$$

dimana :

θ = defleksi puntiran (°)

d_r = diameter rata-rata poros (mm)

T = momen puntir (Nmm)

L = panjang poros (mm)

G = modulus geser (N/mm²)

= untuk baja $G = 83 \cdot 10^3 \text{ Kg/mm}^2 \times 9,81$

= $81,42 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

maka :

$$\theta = 584 \cdot \frac{2821156,1 \cdot 1860}{81,42 \cdot 10^3 \cdot 83^4}$$

$$= 0,79^\circ$$

Karena poros yang panjang dan mendapat beban berulang maka hasil diatas harus dikurangi setengah derajat menjadi $0,79 - 0,5 = 0,29^\circ$

Putaran kritis yang terjadi akibat momen puntir yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan :

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{\theta}}$$

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{0,29}} = 1756,7 \text{ rpm}$$

Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja di dekat atau di atas putaran kritis bisa dinyatakan poros aman dari getaran.

Jadi,

$$N = 4200 \text{ rpm} > N_c = 1756,7 \text{ rpm}$$

poros aman dari getaran

Sebelum menghitung putaran kritis yang dipengaruhi momen lentur, terlebih dahulu harus diketahui beban yang terdapat pada poros.

Dari data diperoleh:

- $W_{\text{kopling}} = 18,6 \text{ kg}$
- $W_{\text{poros}} = 74,8 \text{ kg}$
- $W_{\text{impeller}} = 29,6 \text{ kg}$

Putaran kritis yang dipengaruhi momen lentur bisa didapatkan dari persamaan:

$$N_K = 52700 \cdot \frac{d_r^2}{l_1 \cdot l_2} \cdot \sqrt{\frac{L}{W}}$$

Dimana:

- N_K = putaran kritis, rpm
- d_r = diameter poros, mm
- l = jarak beban dari bantalan, mm
- L = panjang poros, mm
- W = berat, kg

o Untuk kopling

$$N_{K\text{kopling}} = 52700 \cdot \frac{80^2}{194,5 \cdot 1661,5} \cdot \sqrt{\frac{1860}{18,6}}$$

$$= 10436,9 \text{ rpm}$$

o Untuk poros

$$N_{K\text{poros}} = 52700 \cdot \frac{80^2}{731,5 \cdot 735,5} \cdot \sqrt{\frac{1860}{74,8}}$$

$$= 3126,1 \text{ rpm}$$

o Untuk impeller

$$N_{K\text{impeller}} = 52700 \cdot \frac{80^2}{733,5 \cdot 733,5} \cdot \sqrt{\frac{1860}{29,6}}$$

$$= 4969,4 \text{ rpm}$$

Maka putaran kritis keseluruhan dari sistem adalah:

$$\begin{aligned}\frac{1}{N_K^2} &= \frac{1}{N_{K1}^2} + \frac{1}{N_{K2}^2} + \frac{1}{N_{K3}^2} \\ &= \frac{1}{10436,9^2} + \frac{1}{3126,1^2} + \frac{1}{4969,4^2}\end{aligned}$$

$$N_K^2 = 143396319,2 \text{ rpm}$$

$$N_K = 11974,8 \text{ rpm}$$

Jika:

$$\frac{n}{N_K} \ll 0,6 - 0,7$$

Maka :

$$\frac{4200}{11974,8} \ll 0,6 - 0,7$$

$$0,35 \ll 0,6 - 0,7 \text{ (aman)}$$

Karena memenuhi persyaratan maka dapat dinyatakan poros tersebut aman, dimana tidak terjadi getaran pada poros ketika motor berputar.

- **Hasil Perancangan**

1. Poros

- Dimensi poros

Panjang poro = 1860 mm

Diameter poros = 76 mm

- Bahan poros = ASTM A 582

2. Pasak

- Dimensi pasak

Lebar = 24 mm

Tebal = 16 mm

Panjang = 100 mm

- Bahan pasak = ASME A 276

3. Impeller

- Dimensi impeller

Tingkat 1

Diameter poros, d_p = 85 mm

Diameter leher poros, D_H = 102 mm

Diameter luar impeller, D_2 = 254 mm

Diameter mulut isap, D_s = 158 mm

Diameter mata impeller, D_1 = 123 mm

Sudut sudu masuk, β_1 = 13°

Sudut sudu keluar, β_2 = 23°

Jarak sudu pada sisi masuk impeller, t_1 = 77,24 mm

Jarak sudu pada sisi keluar impeller, t_2 = 159,5 mm

Lebar laluan pada sisi keluar, b_2 = 56 mm

Lebar laluan pada sisi masuk, b_1 = 27 mm

Tebal sudu, S = 4 mm

Jumlah sudu, Z = 5 buah

Tingkat 2,3,4, dan 5

Diameter poros, d_p = 85 mm

Diameter leher poros, D_H = 102 mm

Diameter luar impeller, D_2 = 260 mm

Diameter mulut isap, D_s = 192 mm

Diameter mata impeller, D_1 = 130 mm

Sudut sudu masuk, β_1	= 14 °
Sudut sudu keluar, β_2	= 23°
Jarak sudu pada sisi masuk impeller, t_1	= 79,13 mm
Jarak sudu pada sisi keluar impeller, t_2	= 163,28 mm
Lebar laluan pada sisi keluar, b_1	= 25 mm
Lebar laluan pada sisi masuk, b_2	= 47 mm
Tebal sudu, S	= 4 mm
Jumlah sudu, Z	= 5 buah
- Bahan impeller	= ASTM A 743 GR CA 6 NM

4. Rumah pompa

- Dimensi

Tingkat 1

Diameter flens isap	= 202 mm
Diameter leher	= 72 mm
Jarak lidah	= 6,35 mm

Tingkat 2,3,4, dan 5

Diameter flens keluar	= 152,4 mm
Diameter leher	= 82 mm
Jarak lidah	= 6,5 mm
- Bahan rumah pompa	= ASTM A 487 GR CA 6 NM

5. Kopeling (Thomas Flexible Coupling Type Series 52 No.425)

- Dimensi

Diameter luar kopeling	= 266 mm
Diameter naaf	= 178 mm
Panjang hub	= 108 mm
Panjang center spool	= 146 mm
Diameter pusat baut	= 222 mm
Jumlah baut	= 6 buah

6. Wear ring

- Bahan = AISI 410

7. Mechanical seal

- Bahan = Durametallic Mechanical Seal

8. Bantalan

- Dimensi bantalan

Bantalan luncur radial

Diameter bantalan = 80 mm

Panjang bantalan = 97 mm

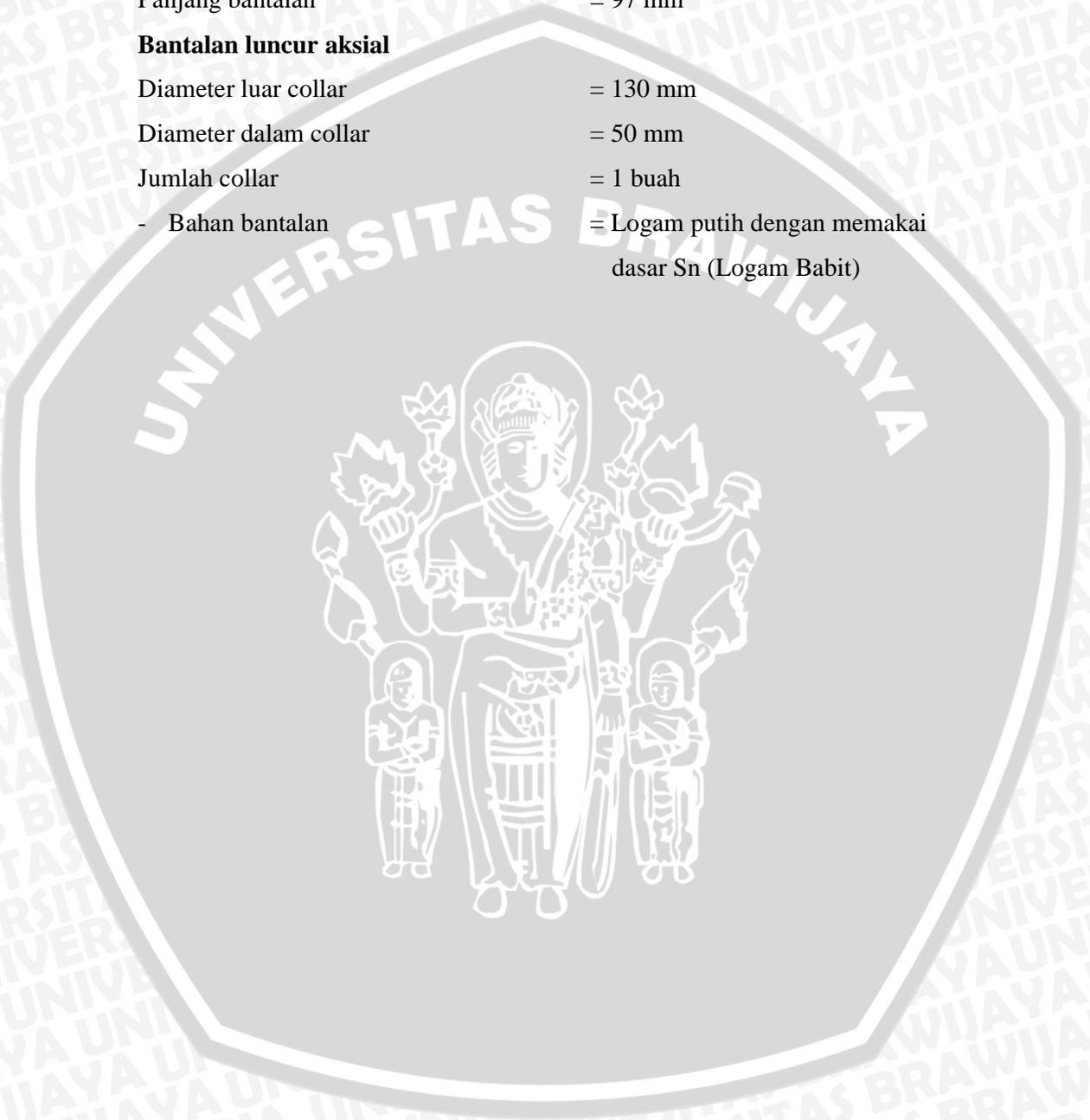
Bantalan luncur aksial

Diameter luar collar = 130 mm

Diameter dalam collar = 50 mm

Jumlah collar = 1 buah

- Bahan bantalan = Logam putih dengan memakai dasar Sn (Logam Babit)



BAB V PENUTUP

Setelah dilakukan perancangan pompa sentrifugal 5 tingkat untuk kebutuhan boiler di perusahaan PT.Badak NGL ini selesai, maka sebagai penutup dari skripsi ini dapat diambil beberapa kesimpulan dan saran sebagai berikut:

5.1 Kesimpulan

1. Pompa yang dirancang yaitu *Boiler Feed Water Pump* yang memiliki kapasitas maksimum sebesar $0,125 \text{ m}^3/\text{s}$ dan mempunyai *head* total sebesar 903 m.
2. Setelah dilakukan pengecekan terhadap kavitasi pompa dapat dinyatakan aman dari kavitasi.
3. Pompa memiliki efisiensi yang cukup baik yakni 85%.
4. Dari perhitungan poros, pasak, dan bantalan dapat dinyatakan perancangan sudah memenuhi standar keamanan.
5. Penggerak pompa menggunakan motor listrik dengan daya 1500 Kw, dan putaran 4200 rpm. Daya yang besar ini guna mengimbangi kebutuhan tenaga yang lebih besar pada saat pompa memulai start awal.
6. Bahan-bahan yang digunakan pada perancangan pompa ini dipilih bahan yang cukup tahan terhadap korosi, sehingga komponen pompa dapat terhindar dari korosi.

5.2 Saran

1. Karena pentingnya *Boiler Feed Water Pump* ini maka perawatannya sangatlah penting, baik dari segi *preventive maintenance* maupun *predictive maintenance*. Disarankan selain perawatan dilakukan secara berkala seperti pemeriksaan saluran pipa, kekentalan minyak pelumas, kebocoran pada seal atau paking dan lainnya. Selain itu juga dilakukan pengecekan terhadap vibrasi yang terjadi, karena dari vibrasi ini dapat diperkirakan kerusakan yang mungkin terjadi yang mana hal ini juga berguna untuk mencegah kerusakan yang lebih parah pada pompa jika pompa mengalami kerusakan.
2. Disarankan juga agar memasang pompa cadangan agar jika terjadi gangguan pada pompa utama proses tidak mengalami gangguan.

DAFTAR PUSTAKA

- Dietzel, F. 1980. *Turbin, Pompa, dan Kompresor*. Jakarta: Erlangga.
- Forsthoffer, W. E. 2005. *Principles of Rotating Equipment*. Elsevier Science & Technology Books.
- Igor, K. 1976. *Pump Handbook*. New York: Mcgraw Hill Book Company.
- Khurmi, RS & Gupta, JK. 1982. *Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House.
- Pudjanarsa, A. & Nursuhud, D. 2006. *Mesin Konversi Energi*. Yogyakarta: ANDI.
- Sularso & Suga, K. 1983. *Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita
- Sularso & Tahara, H. 1987. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: Pradnya Paramita.
- http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm (diakses 20 April 2013).
- <http://ksbforblog.blogspot.com/2009/04/jenis-pompa-ditinjau-dari.html> (diakses 20 April 2013).
- <http://grundfospumpsindonesia.blogspot.com/2012/05/grundfos-cv70-cv90-cv125-cv150-cv300.html> (diakses 20 April 2013).
- <http://rmiinc.ca/page3.html> (diakses 20 April 2013).
- <http://bangalore.top10suppliers.in/suppliers/impeller.html> (diakses 20 April 2013).
- http://www.mhhe.com/engcs/civil/finnemore/graphics/photos/AuthorRecommendedImages/fin32020_1501_JPG.html (diakses 20 April 2013).
- http://www.weiku.com/products/10440304/axial_propeller_700x207_for_ventilation_and_refrigeratio.html (diakses 20 April 2013).
- http://constructionmanuals.tpub.com/14265/css/14265_220.htm (diakses 2 Mei 2013).
- <http://www.directindustry.com/prod/burgmann-industries/cartridge-mechanical-seals-for-pumps-13705-34711.html> (diakses 2 Mei 2013).
- <http://bonesbearings.com/support/maintenance/> (diakses 2 Mei 2013).
- <http://alitputraiputu.blogspot.com/2012/04/pompa-sentrifugal.html> (diakses 7 Mei 2013).
- <http://novhan-natanagara.blogspot.com/2011/03/sekilas-tentang-pompa-sentrifugal.html> (diakses 7 Mei 2013).
- [http://www.neptunopumps.com/horizontal_multistage_pumps_\(hr\).html](http://www.neptunopumps.com/horizontal_multistage_pumps_(hr).html) (diakses 7 Mei 2013).
- <http://www.usinenouvelle.com/torsionally-rigid-couplings-zapex-zip90811.html> (diakses 12 Mei 2013).