

**POMPA SENTRIFUGAL
POMPA AIR BAKU UNTUK KEPERLUAN
PABRIK KELAPA SAWIT
KAPASITAS PENGOLAHAN 40 T. TBS/JAM**

HEAD : 31 m
KAPASITAS : 55 m³/jam

SKRIPSI

OLEH :

M. SALI
NIM : 008130056



**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2002**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area


Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

POMPA SENTRIFUGAL POMPA AIR BAKU UNTUK KEPERLUAN PABRIK KELAPA SAWIT KAPASITAS PENGOLAHAN 40 T. TBS/JAM

HEAD : 31 m
KAPASITAS : 55 m³/jam



Pembimbing I


(Ir. H. Amirsyam Nasution, MT)

Pembimbing II


(Ir. Darianto, MSc.)

Mengetahui :

Dekan



Ketua Jurusan



UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

(Ir. H. Amirsyam Nasution, MT)

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Tuhan Yang Maha Kuasa, yang telah melimpahkan Rahmat dan KaruniaNya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir (Tugas Sarjana) ini.

Tugas Akhir ini merupakan syarat utama untuk menyelesaikan Pendidikan Program Sarjana (S1) Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area.

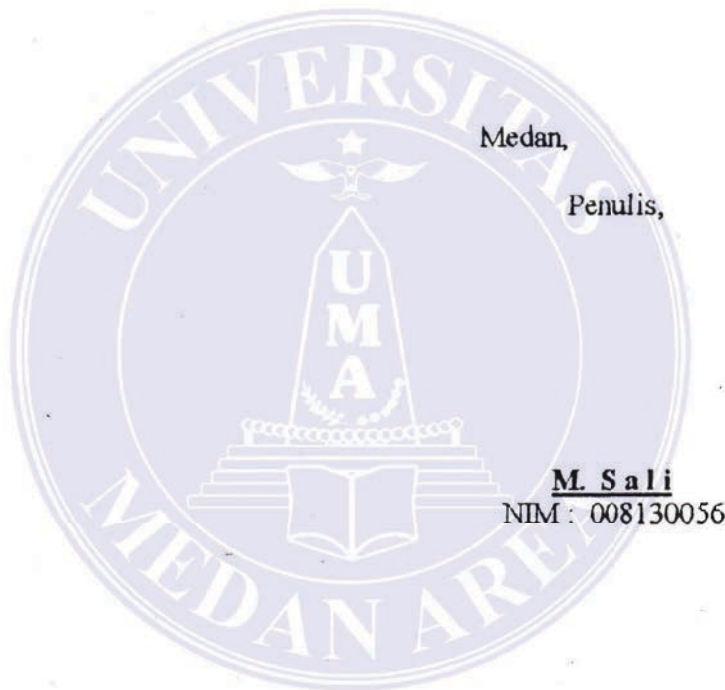
Pada Tugas Akhir yang penulis susun ini, yang dirancang adalah pompa sentrifugal yang digunakan untuk memompakan air dari sumber air ke bak penampungan untuk kelengkapan sebuah pabrik kelapa sawit (PKS).

Dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, penulis banyak menemui masalah-masalah yang sulit dipecahkan namun berkat bantuan dari semua pihak, maka Tugas Akhir ini akhirnya dapat diselesaikan. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis menghaturkan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Drs. Dadan Ramdan, M.Eng.Sc., Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
2. Bapak Ir. H. Amirsyam Nasution, MT. Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area dan selaku Dosen Pembimbing I.
3. Bapak Ir. Darianto, MSc., selaku Dosen Pembimbing II.
4. Seluruh staf Pengajar dan Pegawai Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
5. Isteri dan Anak-anak tercinta serta seluruh keluarga yang telah banyak membantu dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
6. Rekan-rekan mahasiswa dan semua pihak yang telah berpartisipasi dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan-kekurangan dalam penulisan maupun penyusunan Tugas Akhir ini, oleh sebab itu Penulis mengharapkan kritikan dan saran yang bersifat membangun dari para pembaca sekalian untuk menyempurnakannya.

Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca sekalian.



DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	ix
DAFTAR LAMBANG	x
BAB I : PENDAHULUAN	1
1.1. Pandangan Umum	1
1.2. Pemakaian Air Pada Pabrik.....	2
1.3. Sumber Air	3
1.4. Pemakaian Pompa	4
BAB II : PEMBAHASAN MATERI.....	5
2.1. Defenisi Mesin Fluida.....	5
2.1.1. Prinsip-Prinsip Aliran Fluida.....	6
2.2. Klasifikasi Pompa	8
2.2.1. Pompa Tekanan Statis.....	8
2.2.2. Pompa Tekanan Dinamis	11
2.3. Pertimbangan Dalam Pemilihan Pompa.....	13
2.4. Pompa Sentrifugal.....	14
2.5. Bentuk-Bentuk Impeller.....	15
2.6. Dasar-Dasar Perhitungan Head	18
2.7. Kavitasi.....	19

2.7.1. Proses Kavitasi.....	19
2.7.2. Pengaruh Kavitasi Pada Pompa.....	19
2.7.3. Pencegahan Kavitasi.....	20
2.8. Kecepatan Spesifik	21
BAB III : PENETAPAN SPESIFIKASI.....	24
3.1. Kapasitas Pompa	24
3.2. Jumlah Pompa.....	29
3.3. Perhitungan Head Pompa.....	31
3.3.1. Perencanaan Instalasi Pompa	33
3.3.1.1. Tata Letak Pompa	33
3.3.1.2. Pemipaan	34
3.3.1.3. Katub.....	35
3.3.1.4. Tadah Hisap Dan Tadah Keluar	35
3.3.2. Head Losses Pada Pipa Hisap	36
3.3.3. Head Losses Pada Pipa Tekan.....	40
3.4. Putaran Pompa	43
3.5. Head Hisap Positif Netto (NPSII).....	44
3.5.1. NPSII Yang Tersedia.....	45
3.5.2. NPSH Yang Diperlukan.....	46
3.6. Pemilihan Jenis Pompa	47
3.7. Pemilihan Type Impeller.....	48
3.8. Effisiensi Pompa.....	49
3.9. Daya Pompa.....	51

3.10. Motor Penggerak	52
3.11. Spesifikasi Perencanaan Pompa	54
BAB IV : UKURAN UKURAN UTAMA	55
4.1. Poros	55
4.2. Ukuran – Ukuran Impeller	58
4.2.1. Diameter Hub (D_h)	59
4.2.2. Diameter Mulut Hisap atau Eye Diameter	59
4.2.3. Diameter Sisi Masuk (D_i)	60
4.2.4. Lebar Impeller Pada Sisi Masuk (b_1)	60
4.2.5. Kecepatan Masuk Keliling (Tangensial) Sisi Masuk	61
4.2.6. Sudut Relatif Sisi Masuk (β_1)	62
4.2.7. Kecepatan Relatif Masuk Impeller	63
4.2.8. Diameter Luar Impeller	63
4.2.9. Lebar Impeller Pada Sisi Keluar (b_2)	63
4.2.10. Kecepatan Keliling Sisi Keluar (U_2)	64
4.2.11. Komponen Tangensial Teoritis (V_{T2}) dari kecepatan Basolut Outlet ((V^2))	65
4.2.12. Komponen Tangensial Akibat Adanya Circulating Flow....	65
4.2.13. Sudut Keluar Absolut (α'_2)	66
4.2.14. Sudut Keluar Teoritis (α'_2)	66
4.2.15. Kecepatan Keluar Absolut (V'_2)	66
4.2.16. Kecepatan Keluar Teoritis	67
UNIVERSITAS MEDAN AREA Segitiga Kecepatan	67

4.3.	Melukis Bentuk Sudu	68
4.4.	Perencanaan Sudu	71
4.4.1.	Bentuk – Bentuk Sudu.....	71
4.4.2.	Menentukan Jumlah Sudu (z).....	73
4.4.3.	Menentukan Jarak Setiap Sudu (l).....	73
4.4.4.	Menentukan Tebal Sudu (S).....	74
4.5.	Rumah Pompa.....	76
4.5.1.	Perhitungan Dimensi Volut (Rumah Keong).....	77
4.5.2.	Tebal Rumah Keong.....	81
4.6.	Pasak Untuk Impeller	83
BAB V :	GAYA AKSIAL DAN GAYA RADIAL POMPA	86
5.1.	Perhitungan Gaya Aksial	86
5.2.	Cara Mengatasi Gaya Aksial.....	88
5.2.1.	Ring Penahan Aus (Wearing Ring).....	88
5.2.2.	Cincin Penahan Aus	88
5.3.	Perhitungan Gaya Aksial	89
5.3.1.	Berat Impeller	89
5.3.2.	Berat Poros	92
5.3.3.	Defleksi Pada Poros.....	93
5.3.4.	Perhitungan Defleksi	95
5.4.	Putaran Kritis	101
5.4.1.	Perhitungan Putaran Kritis	102
5.5.	Bantalan.....	103
5.5.1.	Klasifikasi Bantalan.....	103

5.5.2. Perhitungan Beban	104
BAB VI : PEMBAHASAN UTAMA	109
6.1. Benturan Air (Water Hammer).....	109
6.1.1. Gejala Benturan Air.....	109
6.1.2. Kerusakan Yang Ditimbulkan Oleh Benturan Air	110
6.1.3. Pencegahan Benturan Air.....	110
6.2. Surjing.....	115
6.2.1. Gejala Surjing	115
6.2.2. Pencegahan Surjing	116
6.3. Fluktuasi Tekanan	117
6.3.1. Gejala Fluktuasi Tekanan.....	117
6.4. Karakteristik Pompa Dan Sistem.....	117
6.4.1. Karakteristik Pompa	119
6.4.2. Karakteristik Sistem	124
KESIMPULAN	126
DAFTAR PUSTAKA.....	127
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

		Halaman
Gambar	2.1. Aliran Fluida.....	6
Gambar	2.2. Pompa Diafragma	9
Gambar	2.3. Pompa Plunger.....	9
Gambar	2.4. Pompa Piston	10
Gambar	2.5. Pompa Screw.....	10
Gambar	2.6. Gear Pump.....	11
Gambar	2.7. Vane Pump.....	11
Gambar	2.8. Pompa Sentrifugal.....	12
Gambar	2.9. Inclined Rotary Pump	12
Gambar	2.10. Bagan Aliran Di Dalam Pompa Sentrifugal	15
Gambar	2.11. Impeller Jenis Radial.....	16
Gambar	2.12. Impeller Jenis Francis.....	16
Gambar	2.13. Impeller Jenis Aliran Campuran	17
Gambar	2.14. Impeller Jenis Propeller.....	17
Gambar	2.15. Pengaruh Jenis Impeller Pada Bentuk Kurva Karakteristik.....	17
Gambar	2.16. Pengaruh Jenis Impeller Pada Bentuk Kurva Daya Kuda Rem ..	17
Gambar	2.17. Pengaruh Impeller Pada Bentuk Kurva Efisiensi.....	18
Gambar	2.18. Skets Pipa Hisap dan Pipa Tekan	19
Gambar	3.1. Diagram Pemilihan Jenis Pompa.....	48
Gambar	3.2. Hubungan Efisiensi Dengan Kecepatan Spesifik	50
Gambar	4.1. Penampang Bagian Masuk Impeller.....	58
Gambar	4.2. Segi Tiga Kecepatan	62
Gambar	4.3. Lukisan Sudu.....	71
Gambar	4.4. Dimensi Volute.....	77
Gambar	4.5. Penampang Dimensi Pasak.....	85
Gambar	5.1. Ring Penahan Aus Pada Impeller	89
Gambar	5.2. Penampang Impeller.....	90
Gambar	5.3. Bantalan Aksial Radial.....	106

Gambar 5.4.	Bantalan Radial.....	107
Gambar 6.1.	Katup Cegah Penutupan Lambat.....	114
Gambar 6.2.	Katup Cegah Yang Dibebeani Pegas.....	115
Gambar 6.3.	Kurva Karakteristik Khas Pompa Sentrifugal	115
Gambar 6.4.	Kurva Head Sistem Dan Kurva Head Kapasitas	116
Gambar 6.5.	Sistem Pompa Dengan Kamar Udara Pada Pipa Penyalur	117
Gambar 6.6.	Lidah Volut dan Impeller	118
Gambar 6.7.	Kurva Head Kapasitas Pompa dan Sistem	125



DAFTAR TABEL

		Halaman
Tabel	3.1. Jumlah Pompa Distribusi Terpasang	29
Tabel	3.2. Diameter Hisap dan Kapasitas Pompa	36
Tabel	3.3. Putaran Sinkron Motor Listrik	44
Tabel	3.4. Hubungan Jenis Type Pompa Sentrifugal dengan Spesifik Speed	49
Tabel	3.5. Perbandingan Cadangan	53
Tabel	4.1 Faktor-faktor Korcksi Daya Yang Akan Ditransmisikan	56



DAFTAR LAMBANG

Simbol	Besaran	Satuan
A	Luas Penampang Pipa	m ²
Ath	Luas Penampang Lebar Volut Casing	m ²
B	Lebar Bantalan Radial	mm
C	Beban Dinamis Bantalan	kg
Co	Kecepatan Aliran Pada Impeller	m/dt
Dp	Diameter Poros	mm
D1	Diameter Sisi Masuk Impeller	mm
D2	Diameter Sisi Kluar Impeller	mm
Dh	Diameter Hub	mm
Do	Diameter Mulut Hisap	mm
E	Koefisien Kekerasan Pipa	mm
F	Koefisien Gesekan Pipa	-
Fa	Gaya Aksial	kg
Fr	Gaya Radial	kg
g	Percepatan Gravitasi Bumi	m/det ²
Hp	Head Pompa	m
Ha	Head Aktual	m
Hs	Head Statis	m
Hvir	Head Virtual	m
Hl	Head Lossess	m
Hlh	Head Lossess Hidrolik	m
Hsh	Head Lossess Kejutan (Shock)	m

Simbol	Besaran	Satuan
k	Faktor Kerugian Akibat Alat Perlengkapan Pipa	
L	Panjang Pipa	m
Lh	Umur Nominal Bantalan	
Mt	Momen Puntir (Torsi)	kg-cm
n	Putaran Pompa	rpm
ns	Putaran Spesifik	
nc	Putaran Kritis	rpm
Np	Daya Pompa	HP
Nm	Daya Motor	HP
NPSH	Nett Positif Suction Head	m
P	Tekanan Pada Permukaan Fluida	kg/cm ²
Pv	Tekanan Uap Jenuh	kg/cm ²
P'	Beban Equivalen	kg
Gs	Berat Sudu Impeller	kg
Gp	Berat Poros	kg
Q	Kapasitas Aliran	m ³ /jam
Sf1	Batas Kelelahan Puntir	
Sf2	Faktor Alur Pasak	
S1	Tebal Sudu	mm
t	Jarak Sudu	mm
Re	Bilangan Reynold	
U	Kecepatan Keliling	m/det
V	Kecepatan Aliran	m/det
W	Kecepatan Relatif	m/det

Simbol	Besaran	Satuan
ω_c	Kecepatan rad/det	rad/det
Z	Jumlah Sudu	-
δ	Berat Jenis	kg/m^3
	Tegangan Geser Izin Bahan	kg/m^3
τ_t	Tegangan Tarik Bahan	kg/m^3
η_p	Efesiensi Transmisi	-
ϵ_e	Faktor Koreksi	-
α	Sudut Antara Komponen V dan U	-
β	Sudut Antara Komponen W dan U	-
ρ	Jari – Jari Kelengkungan Sudu	-
π	Bilangan Phi	-
α	Faktor Kereksi Daya	-



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Pandangan Umum

Negara Indonesia adalah salah satu negara agraria. Hal ini terlihat dari mata pencaharian penduduknya yang sebahagian besar bertani dan berkebun. Perkebunan merupakan salah satu sektor yang dapat menghasilkan devisa negara dan yang sangat digalakkan pada akhir Pelita IV. Ini disebabkan pada Pelita I s/d IV, Indonesia telah mengandalkan sumber utama devisa dari gas dan minyak bumi. Tetapi sumber devisa dari sektor ini sering tidak stabil nilai ekonominya akibat dari gejolak perekonomian dunia. Terutama negara Arab yang mempunyai produksi minyak lebih banyak dan sering ingkar atas quota produksi negara-negara OPEC, sehingga harga sering berada di bawah harga pasar minyak yang telah ditetapkan OPEC.

Dalam kedudukan sebagai pengeksport minyak sawit, Indonesia menduduki posisi kedua setelah Malaysia. Mengingat harga minyak kelapa sawit yang cenderung dapat bertahan, maka semakin penting peranan komoditi non migas ini dalam perolehan devisa buat Indonesia.

Untuk pengelolaan kelapa sawit diperlukan air dalam jumlah cukup besar. Disini air digunakan sebagai media proses pemisahan dalam pengolahan dan juga untuk menghasilkan uap melalui boiler (ketel) yang langsung digunakan pada proses pengolahan buah kelapa sawit tersebut.

1.2. Pemakaian Air Pada Pabrik

Air tidak dapat dipisahkan dari suatu pabrik, terutama pabrik pengolahan kelapa sawit yang sangat membutuhkan atau ketergantungan terhadap air guna mempelancar proses pengolahan.

Sumber air yang digunakan adalah sungai, dimana harus dilakukan tahapan-tahapan pengolahan sehingga air tersebut dapat digunakan seperti yang di inginkan.

Pada proses pengolahan buah kelapa sawit dibutuhkan air, yaitu pada bagian-bagian proses sebagai berikut :

- ◆ Stasiun Pengolah Sawit (Oil Extraction) yaitu pada screw press dan digister press yang fungsinya memisahkan antara minyak dengan serabut dan biji (Solid dengan Liquid).
- ◆ Stasiun Klasifikasi yaitu pada oil purifer dan sludge separator juga pada vibrating screen dan decanter.
- ◆ Stasiun Pabrik Inti (Kernel).
- ◆ Kebersihan.
- ◆ Dan lain-lain.

Dan air yang digunakan untuk ketel (boiler) memerlukan pengolahan air lanjut, yaitu dibagian water treatment yang digunakan untuk :

- ◆ Menghilangkan zat-zat yang dapat merusak ketel, seperti Kalsium (Ca^{2+}), Magnesium (Mg^{2+}), Silica (SiO_2), H_2S .
- ◆ Menaikkan PH yang berkisar 10 – 12.

Dan hasil dari ketel (boiler) digunakan antara lain untuk :

- ◆ Turbin uap
- ◆ Sterilizer (sebagai pelunak).
- ◆ Setting Oil tank (sebagai Pemanas)
- ◆ Dan lain-lain.

Pemakaian jumlah air yang digunakan pada setiap stasiun maupun boiler akan dijelaskan pada Bab berikutnya.

1.3. Sumber Air

Sumber air dapat berasal dari mata air, danau, air sungai, sumur bor dan lain-lain. Kriteria-kriteria yang harus diperhatikan dalam pemilihan sumber-sumber air adalah :

- ◆ Sumber air terletak tidak jauh dari lokasi pabrik.
- ◆ Dapat diperoleh secara terus menerus (kontinu).
- ◆ Kapasitas air dapat memenuhi kebutuhan maksimum pabrik.
- ◆ Biaya untuk memperoleh tidak terlalu mahal.
- ◆ Dan lain-lain.

Maka dari alternatif di atas sangat menguntungkan adalah sumber air dari air sungai dan ini sesuai dengan spesifikasi. Air dari sumber (sungai) belum dapat langsung dipakai untuk boiler. Air yang dibutuhkan perlu melalui tahapan-tahapan penjernihan maupun pemurnian. Untuk itu diperlukan unit proses khusus untuk penjernihan maupun pemurnian air.

1.4. Pemakaian Pompa

Pompa yang digunakan pada pabrik kelapa sawit secara garis besar adalah sebagai berikut :

- Raw Water Pump (untuk memompakan air dari sumber air ke bak penampungan).
- Dacrator Pump (memompakan air ke dacrator).
- Memompakan minyak kelapa sawit dari tempat penampungan ke tangki-tangki penyimpanan.
- Memompakan air ke water tower, untuk selanjutnya didistribusikan ke unit-unit lain.

Selain diatas, penggunaan pompa masih ada lagi dan dapat digunakan untuk keperluan lain.

Pada spesifikasi adalah merencanakan sebuah pompa untuk kelengkapan sebuah pabrik kelapa sawit, maka penulis memilih atau menitik beratkan pada pompa "Raw Water Pump", yaitu memompakan air dari sumber air ke bak penampungan.

BAB II

PEMBAHASAN MATERI

2.1. Defenisi Mesin Fluida

Mcsin fluida adalah mesin-mcsin yang dapat mcngubah energi mekanis dari poros menjadi energi fluida, atau sebaliknya mengubah energi fluida (energi potensial dan kinetis) menjadi energi poros.

Berdasarkan perubahan energi fluidanya, secara umum mesin-mesin fluida dapat dibagi 2 (dua) bagian yaitu :

1. Mesin Kerja
2. Mcsin Tenaga

Ad. 1. Mesin Kerja

Mesin kerja adalah mesin yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida dalam bentuk energi tekanan, energi kinetik, energi potensial, misalnya :

- ☞ Pompa.
- ☞ Kompresor.
- ☞ Blower.
- ☞ Fan (Kipas angin)

Ad. 2. Mesin Tenaga

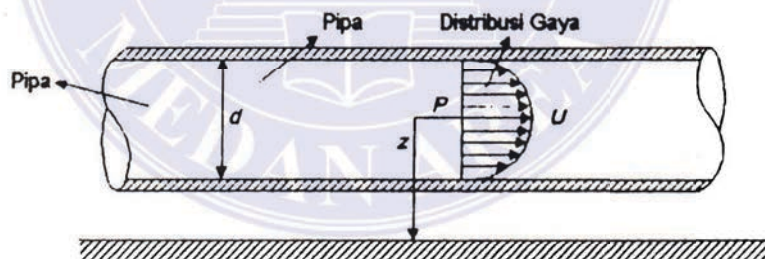
Mesin Tenaga adalah mesin yang mengubah energi fluida menjadi energi mekanik, misalnya :

- ☞ Kincir Angin

- Turbin Air
- Motor Hidrolik

2.2.1. Prinsip-Prinsip Aliran Fluida

Pada mesin fluida yang menjadi pokok permasalahan adalah fluida yang mengalir. Dalam aliran fluida ada sebutan laminar dan turbulen. Aliran laminar adalah kecepatan fluida yang mengalir melalui pipa rendah, dimana partikel-partikelnya akan bergerak dalam lapisan-lapisan yang paralel dan kecepatan pada sembarang titik adalah konstan besar maupun arahnya. Sedangkan aliran turbulen adalah kecepatan tinggi, dimana gerakan tidak lagi steady state tetapi bervariasi baik besar maupun arahnya pada sembarang titik. Maka aliran fluida ini dapat digambarkan seperti dibawah ini :



Gambar 2.1. Aliran Fluida Dalam Pipa

Dalam menentukan jenis aliran ditentukan dari angka Reynold, dimana disini dilakukan perbandingan aliran fluida pada kondisi kecepatan, kekentalan dan densitas serta ukuran laluan yang berbeda untuk saluran bentuknya sama. Pada tahanan terhadap aliran fluida atau terhadap benda yang bergerak di dalam fluida adalah dari perbandingan yang tanpa satuan yang dikenal dengan Angka Reynold.

Persamaan Angka Reynold (R_e) :

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Dimana :

ν = Kekentalan kinematik fluida

R_e = Angka Reynold

d = Ukuran karakteristik laluan

V = Kecepatan fluida dalam pipa

Adapun batasan-batasan angka Reynold berdasarkan “Diagram Moody” untuk pipa adalah :

- Angka Reynold (R_e) $< 2 \cdot 10^3$, termasuk aliran laminar.
- Angka Reynold (R_e) $2 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^3$, adalah aliran transisi.
- Angka Reynold (R_e) $> 4 \cdot 10^3$, termasuk aliran turbulen.

Theorema Bernoulli

Teori Bernoulli, berlaku energi total fluida adalah sama dengan ketiga dari : Tinggi-tekan tekanan (P/δ), tinggi-tekan kecepatan ($V^2/2g$), tinggi-tekan potensial (H), dengan persamaan :

$$P/\delta + V^2/2g + Z = H$$

Dalam persamaan ini H adalah konstan (tanpa rugi-rugi), sedangkan pada laluan aktual, tinggi-tekan (head) tekanan tidaklah tetap konstan, hal ini disebabkan oleh gesekan dan rugi-rugi. Bila luas penampang sebuah pipa membesar secara sedikit demi sedikit, maka kecepatan akan berkurang dan sebaliknya kecepatan akan bertambah. Tinggi-tekan total (H) harus tetap sama dan karena tinggi-tekan potensial tetap sama. Karena pipa mendatar tinggi-tekan tekanan akan bertambah akibat

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

berkurangnya energi kinetik. Oleh sebab itu kecepatan akan berkurang dan tekanan akan naik.

2.2. Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip-prinsip kerjanya, pompa dibagi atas 2 (dua) golongan :

1. Pompa Tekanan Statis (Displacement Pump)
2. Pompa Tekanan Dinamis (Dynamic Pump)

2.2.1. Pompa Tekanan Statis

Pompa ini disebut juga pompa hydrostatis. Pompa ini biasanya mempunyai satu atau lebih ruangan yang secara bergantian berisi dengan fluida yang dipompakan, sedangkan langkah berikutnya kosong kembali dan atau juga kerjanya menghisap fluida karena perbedaan tekanan, kemudian menjebakny di dalam suatu ruangan dan setelah itu menekan fluida cair yang terjebak tersebut.

Pompa tekanan statis dapat dibagi atas 2 (dua), yaitu :

1. Pompa Torak (Reciprocating Pump).
2. Pompa Putar (Rotary Pump).

Ad. 1. Pompa Torak

Pompa ini mempunyai bagian utama berupa torak (piston), plunger, diafragma yang bergerak bolak balik di dalam silinder atau rumah pompa yang dilengkapi dengan katub valve untuk dapat menglirkan secara kontinu ke satu arah.

Dimana fluida yang bertekanan rendah di hisap melalui katub hisap di dalam silinder,

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

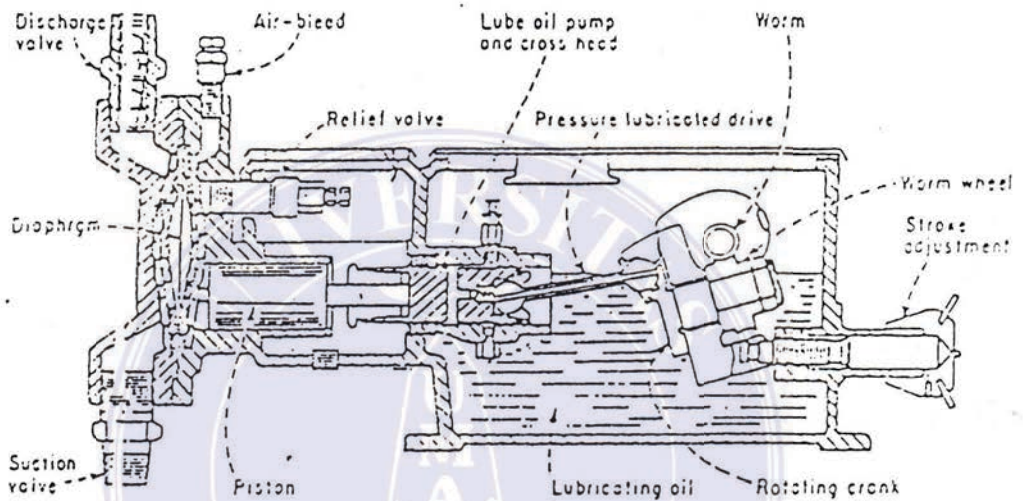
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

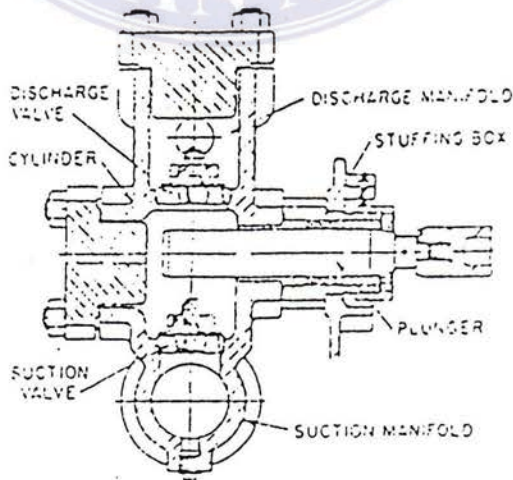
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

kemudian ditekan oleh torak sehingga tekanan statisnya naik dan fluida mengalir ke luar melalui katub tekanan.

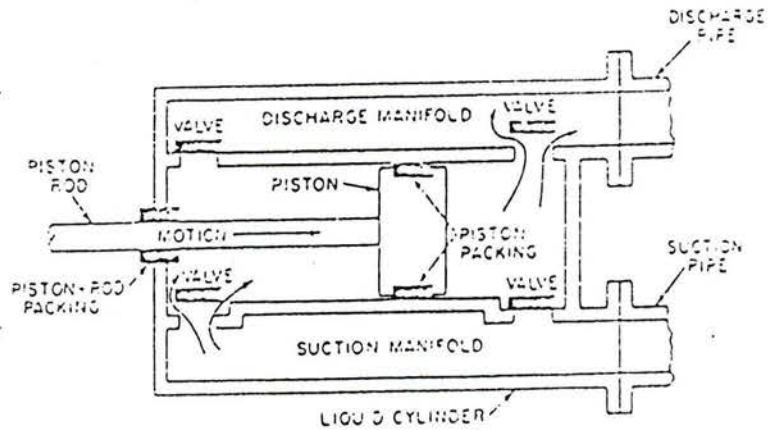
Contoh dari jenis pompa ini adalah pompa diafragma, pompa piston dan pompa plunger, dan lain-lain.



Gambar 2.2. Pompa Diafragma



Gambar 2.3. Pompa Plunger

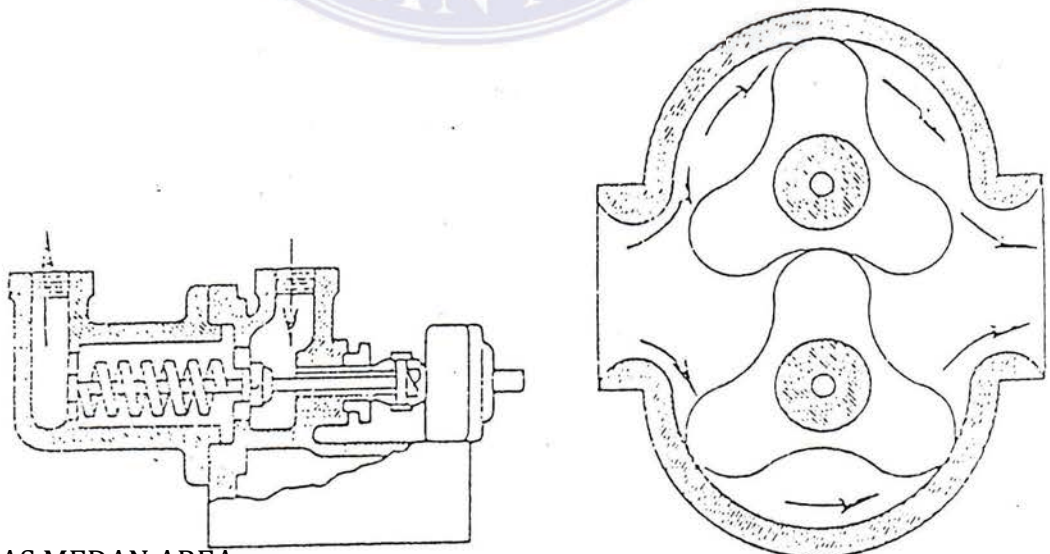


Gambar 2.4. Pompa Piston

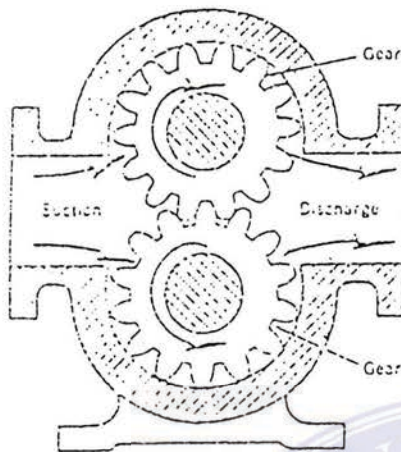
Ad. 2. Pompa Putar

Bagian utama pompa ini adalah rotor dan rumah pompa. Dimana dengan berputarnya rotor di dalam rumah pompa, maka fluida di hisap melalui sisi hisap dan dikurung diantara rotor-rotor dan rumah pompa, kemudian fluida didorong ke sisi keluar dengan gerakan putar sehingga tekanan statis naik. Dengan naiknya tekanan statis, fluida mengalir keluar melalui sisi tekan.

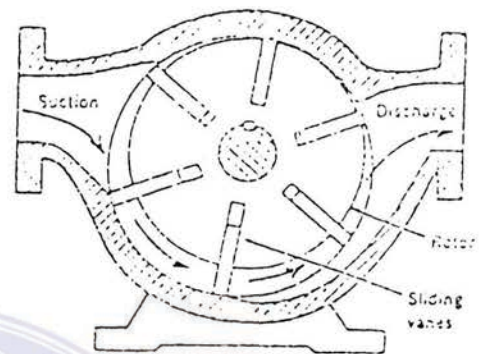
Contoh dari pompa ini adalah gear pump, screw pump, vane pump dan lain-lain.



Gambar 2.5. Pompa Screw



Gambar 2.6. Gear Pump



Gambar 2.7. Vane Pump

2.2.2. Pompa Tekanan Dinamis

Ditinjau dari segi arah aliran fluida melalui sudu-sudu gerak, maka pompa tekanan dinamis dapat dibagi atas 2 (dua) jenis, yaitu :

- a. Pompa Sentrifugal (Raidal).
- b. Pompa Aksial

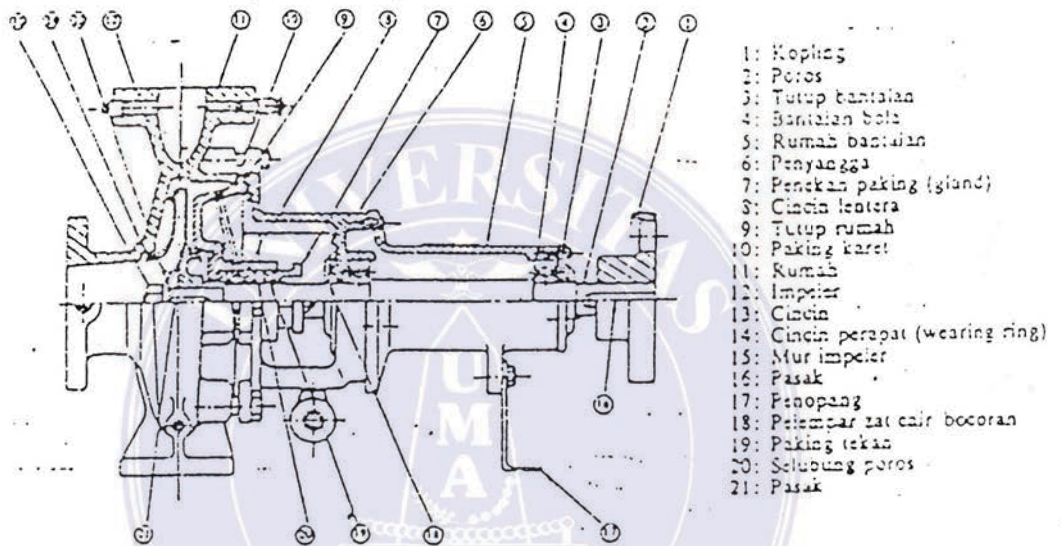
Mempunyai ciri-ciri sebagai berikut :

- ☞ Terdapat bagian utama berupa roda dengan sudu-sudu disekelilingnya.
- ☞ Fluida berada diantara sudu-sudu tersebut secara terus menerus dan pada sudut terjadi suatu perubahan kerja dalam bentuk pertukaran momentum.

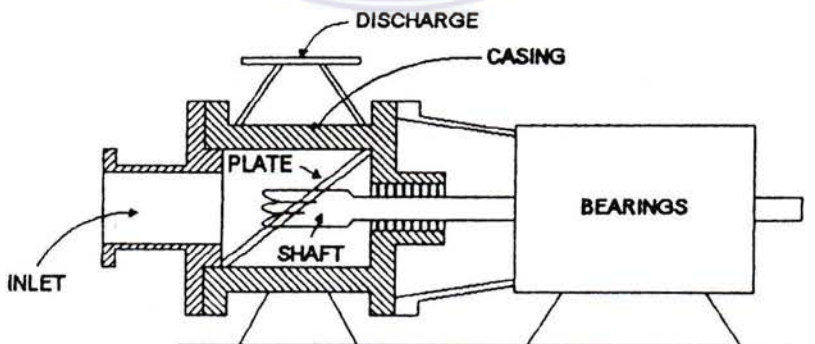
Dimana pada pompa aksial arah aliran searah poros, sedangkan pada pompa sentrifugal arah dari aliran fluida dalam sudu gerak terletak pada bidang yang tegak lurus poros.

Selain dari kedua jenis pompa tekanan dinamis terdapat pula jenis lain seperti : Francis pump, Mix flow pump, centrifugal-jet pump, Inclined pump, dan lain-lain.

Dibawah ini beberapa contoh pompa-pompa tersebut.



Gambar 2.8. Pompa Sentrifugal



Gambar 2.9. Inclined Rotary Pump

2.3. Pertimbangan Dalam Pemilihan Pompa

Dalam penentuan jenis pompa yang akan digunakan, perlu diketahui hal-hal seperti berikut ini :

- ☞ Kapasitas dan jenis pompa yang sesuai dengan yang dibutuhkan.
- ☞ Head total pompa.
- ☞ Kondisi kerja.
- ☞ Kondisi hisap dan kondisi keluar.
- ☞ Posisi dari keuntungan pompa.
- ☞ Konstruksinya harus sesederhana mungkin.
- ☞ Biaya atau harga pompa.
- ☞ Biaya atau harga pompa
- ☞ Kegunaan pompa
- ☞ Dan lain-lain.

Terhadap hal-hal yang disebut diatas, berikut ini diberikan suatu perbandingan , perbedaan antara pompa torak dan pompa sentrifugal.

Pompa Torak :

- ◆ Mempunyai efisiensi yang tinggi pada kapasitas kecil dan head yang tinggi.
- ◆ Kontinuitas aliran tidak merata.
- ◆ Perawatannya lebih rumit dan sukar.
- ◆ Tidak dapat beroperasi pada putaran yang tinggi sehingga memerlukan sistem transmisi untuk perlengkapan.
- ◆ Bobotnya besar dan pondasinya kuat.

Pompa Sentrifugal :

- ♦ Umumnya digunakan pada kondisi kapasitas yang besar dan head yang kecil/medium.
- ♦ Aliran lebih merata
- ♦ Perawatan lebih sederhana, mudah dan murah
- ♦ Dapat beroperasi dengan putaran yang tinggi sehingga dapat dikopel langsung dengan motor penggerak.
- ♦ Konstruksi lebih sederhana dan relatif kecil.
- ♦ Tidak memerlukan fondasi yang terlalu kuat.

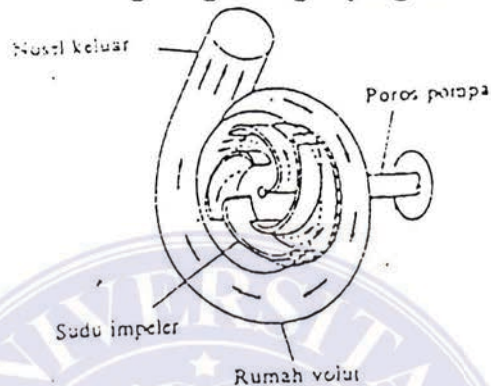
Dari perbandingan diatas, maka penulis memilih pompa jenis sentrifugal.

2.4. Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah pompa tekanan dinamis yang menggunakan konsep kecepatan tekan untuk menikkan kerja fluida, dimana poros merupakan tempat dudukan impeller yang dilengkapi dengan vane (sudu-sudu). Akibat dari putaran, maka fluida yang ada dalam impeller oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena adanya gaya sentrifugal, maka fluida mengalir keluar dari tengah impeller melalui saluran diantara sudu-sudu. Fluida mengalir keluar seterusnya diarahkan oleh saluran yang berbentuk spiral (volute) menuju flens tekan.

Dari uraian diatas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinu.

Pompa-pompa sentrifugal biasanya beroperasi pada putaran yang tinggi yang dihubungkan dengan penggerakannya. Oleh karena itu putaran-putaran tinggi, unit-unit biasanya relatif kecil untuk kapasitas dan head tertentu. Hal ini menguntungkan karena akan mengurangi ruangan yang dibutuhkan, bobot dan harga awal.



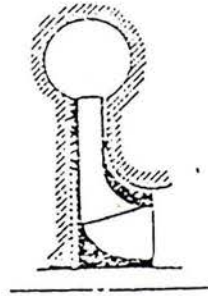
Gambar 2.10. Bagan Aliran Di Dalam Pompa Sentrifugal

2.5. Bentuk-Bentuk Impeller

Pada pompa tekanan dinamis (pompa sentrifugal) mempunyai bentuk impeller sebagai berikut :

A. Impeller Jenis Radial

Impeller jenis radial adalah impeller yang dipakai untuk tinggi-tekan medium (menengah) dan tinggi-tekan kira-kira 150 feet atau kira-kira 45 meter. Impeller ini adalah jenis konvensional dan secara praktis dipakai pada semua mesin-mesin yang bertingkat banyak. Kecepatan spesifikasinya adalah 500 s/d 3000. Perbandingan diameter buang (discharge) dengan diameter hisap sekitar 2 (dua).



Gambar 2.11. Impeller Jenis Radial

B. Impeller Jenis Francis

Impeller jenis ini digunakan untuk tinggi-tekan yang rendah dan arah aliran sama dengan bentuk impeller jenis radial. Perbandingan diameter buang dengan diameter hisap lebih kecil dari jenis impeller radial. Kecepatan spesifiknya adalah dari 1500 s/d 4500. Jenis impeller ini dapat juga dipakai untuk impeller hisapan ganda.

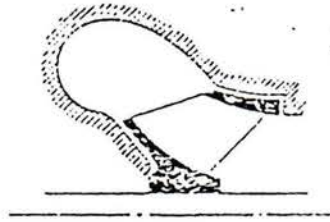


Gambar 2.12. Impeller Jenis Francis

C. Impeller Jenis Aliran Campuran

Pada pompa jenis ini tinggi-tekan yang dihasilkan disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebahagian lagi oleh tolakan impeller. Aliran buangnya sebahagian radial dan sebahagian aksial. Diameter buang biasanya sama dengan

diameter hisapnya. Kecepatan spesifiknya adalah antara 45000 s/d 8000.



Gambar 2.13. Impeller Jenis Aliran Campuran

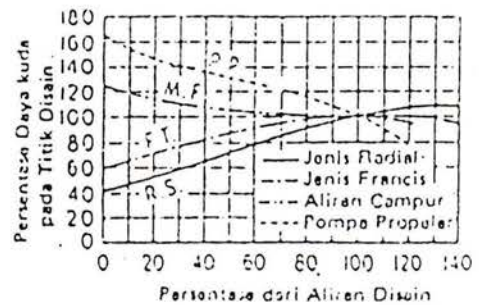
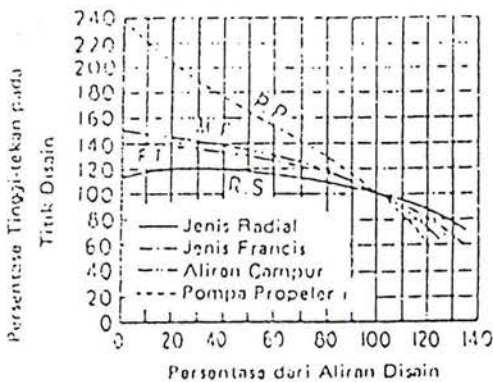
D. Impeller Jenis Propeller

Jenis impeller propeller, yang mana semua tinggi-tekan dihasilkan akibat tolakan sudu-sudu dan aliran hampir seluruhnya aksial. Tinggi-tekan ang rendah antara 3 s/d 40 feet (1 s/d 12 meter) dan juga putaran yang rendah yaitu 200 s/d 1800 dengan kapasitas besar. Kecepatan spesifiknya diatas 8000



Gambar 2.14. Impeller Jenis Propeller

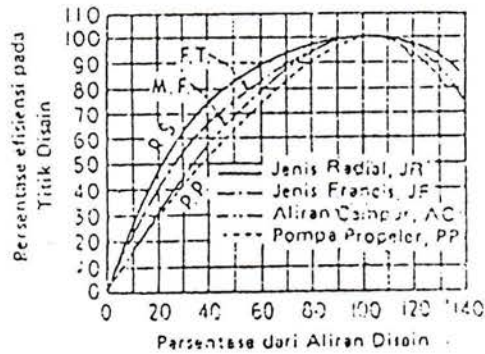
Dibawah ini diperlihatkan hubungan jenis impeller dengan karakteristik, daya kuda rem, efesiensi.



Gambar 2.15. Pengaruh Jenis Impeller Pada Bentuk Kurva Karakteristik

Gambar 2.16. Pengaruh Jenis Impeller Pada Bentuk Kurva Daya Kuda rem

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area



Gambar 2.17. Pengaruh Jenis Impeller Pada Bentuk Kurva Efisiensi

2.6. Dasar-Dasar Perhitungan Head

Dalam menentukan head total pompa, maka sebetulnya harus dihitung seperti :

- ◆ Kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa.
- ◆ Faktor gesekan pada pipa instalasi.

Dalam hal ini head total pompa adalah :

$$H = h_a + \Delta h_p + h_L + V_d^2/2g$$

Dimana :

H = Head total pompa (m)

h_a = Head statis total (m)

Head statis adalah perbedaan tinggi antara muka air pada sisi ke luar dan sisi hisap.

V = Kecepatan aliran (m/s)

d = Diameter pipa (m)

g = Gravitasi bumi = 9,81 (m/s²)

h_p = Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

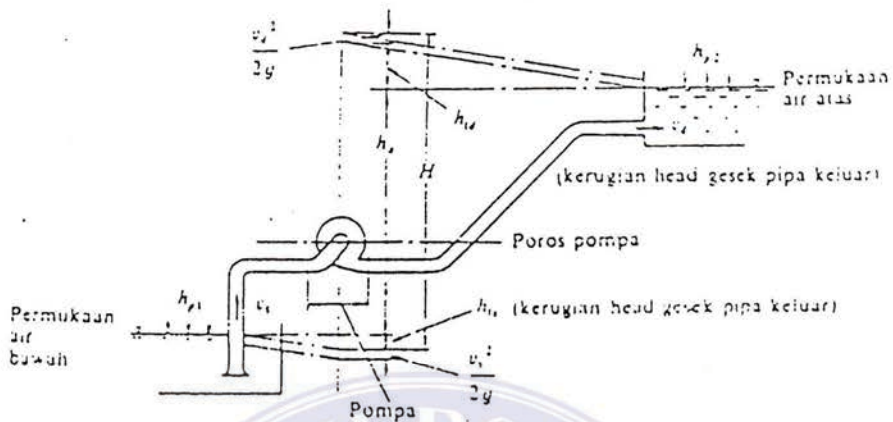
© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang No. 17/1987
 h_f = Rugi head di pipa, katub, belokan, sambungan.

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

Dan dibawah ini diberikan diagram instalasi.



Gambar 2.18. Skets Pipa Hisap dan Pipa Tekan

2.7. Kavitasi

2.7.1. Proses Kavitasi

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Gelembung-gelembung uap air akan mengalir bersama-sama dengan aliran sampai pada daerah yang mempunyai tekanan yang lebih tinggi dicapai, dimana gelembung-gelembung itu akan mengecil lagi secara tiba-tiba (implode pecah ke arah dalam) yang mengakibatkan sesuatu shock yang besar pada dinding yang didekatnya.

Energi yang dibutuhkan untuk melakukan percepatan pada air mendapatkan kecepatan yang tinggi dalam pengisian yang tiba-tiba dari ruangan kosong itu adalah merupakan kerugian dan dengan demikian kavitasi selalu diikuti oleh penurunan efisiensi.

Kavitasi terutama akan terjadi pada sisi masuk sudu impeller pompa, baik pada sudu-sudu maupun pada dinding samping. Erosi dan keausan yang disebabkan oleh kavitasi akan terjadi pada titik-titik yang mempunyai tekanan rendah.

2.7.2. Pengaruh Kavitasi Pada Pompa

Pengaruh kavitasi pada pompa adalah :

- a. Rusaknya permukaan didinding pipa.
- b. Terjadinya perubahan dari bentuk energi yaitu dari energi kecepatan menjadi energi tekanan oleh sudu akan menjadi kurang sempurna sehingga efisiensi akan berkurang.
- c. Akibat timbulnya gelembung-gelembung uap dapat memperkecil kapasitas aliran dan sekaligus dapat memperkecil head pompa.

2.7.3. Pencegahan Kavitasi

Pada dasarnya kavitasi dapat dicegah dengan membuat NPSH (Net Positip Suction Head) yang tersedia lebih besar dari NPSH yang diperlukan. Dalam hal ini untuk memperkecil NPSH, dapat diusahakan oleh pabrik dan untuk memperbesar NPSH harus di usahakan oleh pemakai pompa.

Hal-hal yang harus diperhitungkan untuk menghindari kavitasi adalah :

- a. Ketinggian letak pompa terhadap permukaan zat cair yang di hisap harus dibuat serendah mungkin agar head hisap statis menjadi rendah.
- b. Membuat sudut masuk (β_1) sekecil mungkin dalam batas-batas tertentu untuk

mendapatkan kecepatan relatif masuk (V_1) yang lebih besar.

c. Mengurangi head losses pada sisi Hisap seminimal mungkin antara lain dengan :

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

- ♦ Memperbesar diameter pipa masuk dengan tujuan memperkecil kecepatan aliran masuk.
- ♦ Memperpendek pipa Hisap.
- ♦ Menghindari pemakaian katub pada saluran masuk.
- ♦ Mengurangi jumlah belokan menjadi seminimal mungkin.

d. Membuat ujung pipa hisap sedemikian rupa sehingga aliran tetap streamline.

2.8. Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik adalah batasan untuk mengklasifikasikan suatu pompa (dalam bentuk impeller) pada basis performancenya. Dimana kecepatan spesifik didefinisikan sebagai kecepatan putaran suatu pompa yang sebangun dengan pompa yang diberikan untuk menghasilkan kapasitas 1 gpm dalam head 1 feet dan apabila dinyatakan dalam satuan metrik adalah sebagai putaran suatu pompa dalam (rpm) yang dapat memberikan 1 m³/det dan head 1 meter. Putaran spesifik ini dinyatakan dalam N_s .

Dalam perumusan kecepatan spesifik ini dinyatakan dalam :

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

Dimana :

- N_s = Kecepatan spesifik.
- n = Putaran operasi pompa (rpm).
- Q = Kapasitas (m³/det)
- H = Head pompa (m)

Hubungan antara putaran spesifik dengan jenis impeller maupun type pompa yang digunakan :

♦ **Low Speed Impeller**

Pada umumnya impeller jenis ini dipakai pada pompa yang memakai difuser, pompa bertingkat dan pompa volute. Menghasilkan head yang tinggi namun kapasitas rendah. Tinggi kenaikan pompa dengan menggunakan impeller jenis ini dapat mencapai 100 m. Kecepatan spesifik, $N_s = 40 - 80$.

♦ **Moderate Speed Impeller**

Jenis impeller ini digunakan untuk pompa volute hisapan tunggal maupun pompa volute hisapan ganda. Type impeller ini digunakan untuk pompa radial yang dioperasikan untuk menghasilkan head yang tinggi dengan kapasitas yang besar bila dibandingkan dengan jenis Low Speed Impeller.

♦ **High Speed Impeller**

Yang digunakan adalah roda radial yang dioperasikan untuk menghasilkan head yang rendah, kapasitas yang besar. Untuk menghasilkan kapasitas dan head yang diinginkan digunakan putaran yang lebih besar bila dibandingkan dengan impeller konvensional. Arah aliran Hisap adalah aksial dan arah aliran tekan adalah radial.

♦ **Mixer Flow Impeller**

Head yang dihasilkan karena pengaruh dua buah gaya sebagai akibat pengaruh gaya sentrifugal yang timbul karena putaran impeller dan sebagian lagi akibat

UNIVERSITAS MEDAN AREA

yang besar untuk pompa aliran campuran pengaruh desakan oleh sudu impeller. Menghasilkan head yang rendah, kapasitas

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengubah atau Menyebarkan Kembali ke sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

♦ **Axial Flow Impeller**

Head yang dihasilkan merupakan akibat gaya desakan atau sudu impeller. Arah aliran masuk adalah aksial begitu juga arah aliran kedua, menghasilkan head yang rendah, kapasitas besar. Dimana head yang dihasilkan antara 1 s/d 10 meter dengan putaran berkisar 160 s/d 500 rpm.



BAB III

PENETAPAN SPESIFIKASI

Dalam memilih suatu pompa untuk maksud tertentu, terlebih dahulu diketahui kapasitas aliran serta head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang dipompakan. Selain itu, agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, perlu diperhitungkan berapa tekanan minimum yang tersedia pada sisi masuk pompa. Atas dasar tekanan hisap ini, maka putaran pompa dapat ditentukan.

Selanjutnya untuk menentukan penggerak mula yang akan dipakai, harus terlebih dahulu dilakukan penyelidikan tentang jenis sumber tenaga penggerak pada tempat dimana pompa tersebut akan dioperasikan.

3.1. Kapasitas Aliran

Laju aliran yang menentukan kapasitas pompa ditentukan menurut kebutuhan pemakaiannya. Dimana kapasitas aliran untuk pompa yang akan direncanakan pada perencanaan ini yaitu untuk melayani kebutuhan pabrik, meliputi :

- ♦ Pemakaian air untuk di olah oleh ketel (boiler) menjadi uap yang digunakan sebagai penggerak turbin, perebusan (sterilizer), deaerator dan lain-lain.
- ♦ Pemakaian air untuk pengolahan kelapa sawit menjadi minyak nabati pada proses di digester press, screw press, sludge separator, vibrating screen dan lain-lain.
- ♦ Pemakaian air untuk pengolahan inti sawit, yakni pada proses pemisahan cangkang dan inti.

- a. Dalam menghitung kebutuhan air yang diubah menjadi uap pada ketel dari standard PKS dan perbandingan survey, untuk mengolah Tandan Buah Segar (TBS) dibutuhkan uap sekitar 0,6 x Ton TBS olah/jam. Maka untuk pengolahan sawit pada PKS kapasitas 40 ton TBS/jam, jumlah uap yang harus dikonsumsi ketel :

$$\begin{aligned} Q &= 0,6 \times 40 \text{ ton TBS/jam} \\ &= 24 \text{ ton air/jam} \end{aligned}$$

Berdasarkan jenis pembangkit tenaga, maka kapasitas air yang harus diberikan :

- a.). Untuk "Small Power Plant"

$$Q = (1,20 - 1,25) \times \text{kapasitas ketel.}$$

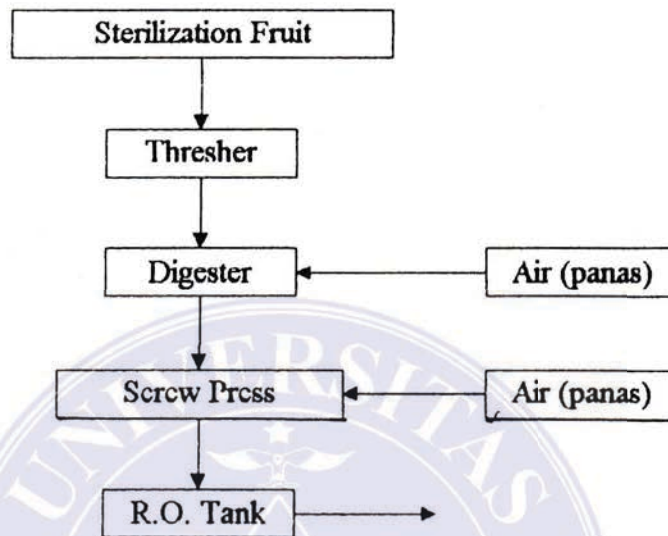
- b). Untuk "Large Central Station"

$$Q = (1,03 - 1,1) \times \text{kapasitas ketel}$$

Sedangkan ketel dengan turbin uap pada PKS termasuk "Small Power Plant, sehingga kapasitas air :

$$\begin{aligned} Q_1 &= 1,25 \times \text{kapasitas ketel} \\ &= 1,25 \times 24 \text{ ton air/jam} \\ &= 30 \text{ ton air/jam} \\ &= 30 \text{ m}^3/\text{jam} \end{aligned}$$

b. Kebutuhan Air Pada Stasiun Pengolah Sawit.

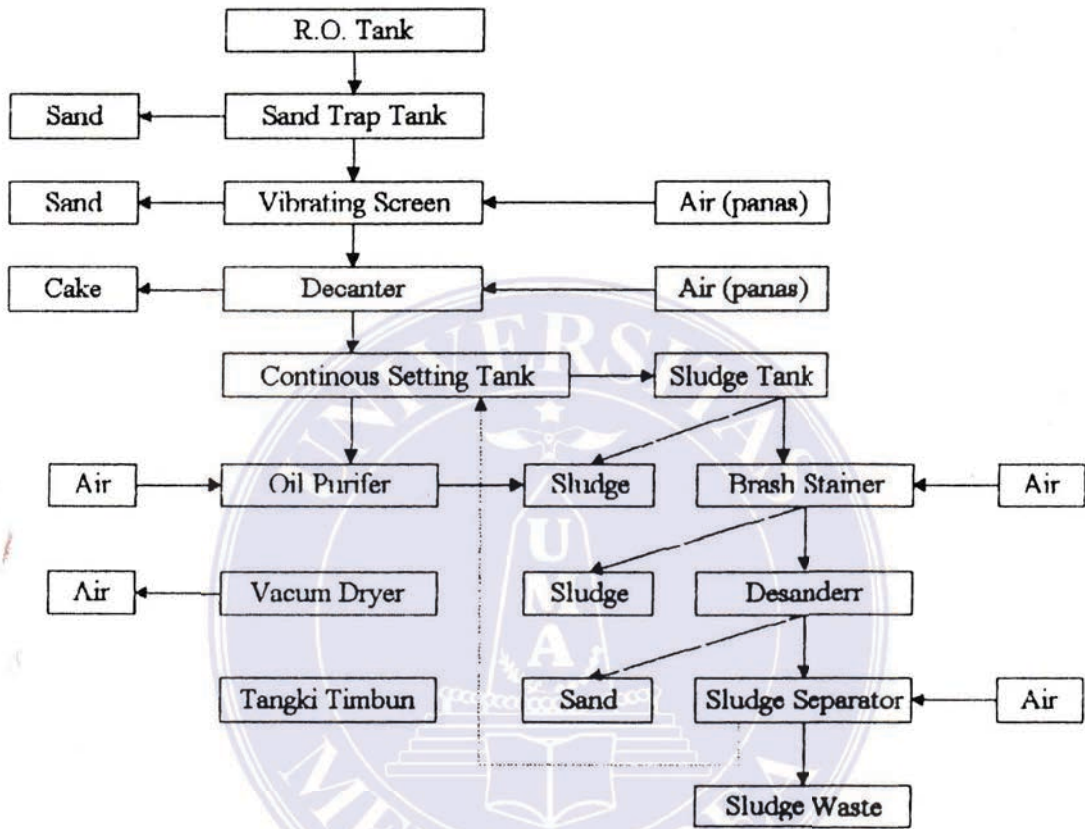
Proses Diagram Aliran

Konsumsi air pada :

- Digester press = $7,94 \% \times \text{Ton TBS olah/jam}$
 = $7,94 \% \times 40 \text{ T TBS/jam}$
 = $3,176 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Screw press = $1,79 \% \times \text{Ton TBS olah/jam}$
 = $1,79 \% \times 40 \text{ T TBS/jam}$
 = $0,716 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Jumlah air, Q_2 = $3,176 \text{ m}^3/\text{jam} + 0,716 \text{ m}^3/\text{jam}$
 = $3,892 \text{ m}^3/\text{jam}$

c. Kebutuhan Air Pada Stasiun Klarifikasi

Proses Diagram Aliran



Konsumsi air pada :

- Vibrating screen = $4,2 \% \times \text{Ton TBS olah/jam}$
 $= 4,2 \% \times 40 \text{ T TBS/jam}$
 $= 1,68 \text{ m}^3/\text{jam}$

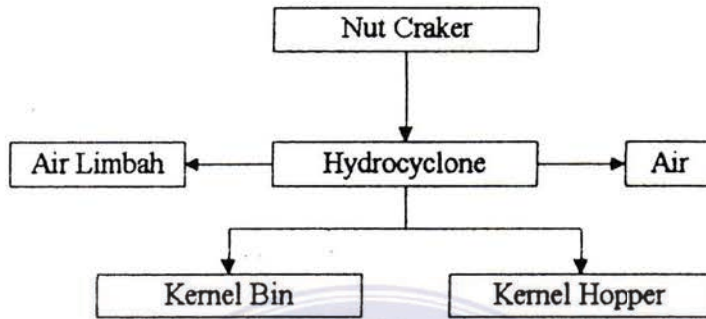
- System 2- phase dicanter dengan oil purifier dan sludge

Saparator = $10,64 \% \times \text{Ton TBS/jam}$
 $= 10,64 \% \times 40 \text{ T TBS/jam}$
 $= 4,256 \text{ m}^3/\text{jam}$

Jumlah air, Q = $1,68 \text{ m}^3/\text{jam} + 4,256 \text{ m}^3/\text{jam}$
 $= 5,936 \text{ m}^3/\text{jam}$

d. Kebutuhan Air Pada Stasiun Pabrik Inti (Kernel)

Proses Diagram Aliran



Konsumsi air pada :

- Hydrocyclone = 11,83 % x Ton TBS olah/jam
 = 11,83 % x 40 T TBS/jam
 $Q_4 = 4,732 \text{ m}^3/\text{jam}$

e. Kebutuhan Air Pada Pemecah Janjangan (Mucher)

Dari survey di lapangan diperoleh :

$Q_5 = 2 \text{ m}^3/\text{jam}$

f. Kebutuhan Air Untuk Kebersihan

Dari survey di lapangan diperoleh :

$Q_6 = 2 \text{ m}^3/\text{jam}$

Dari perhitungan pemakaian air pada masing-masing unit dapat ditabelkan, sebagai berikut :

No	Pemakaian Air Pada	Kapasitas (m ³ /jam)
1.	Ketel (boiler)	30
2.	Stasiun Pengolah Sawit	3,893
3.	Stasiun Klarifikasi	5,936
4.	Stasiun Pabrik Inti	4,732
5.	Pemecah Janjangan	2
	Kebutuhan Air	2
	Total	48,66

Sedangkan untuk mengimbangi kebocoran pipa dan lainnya, maka kapasitas air yang disadap pompa adalah :

$$\text{Kapasitas air yang di hisap} = \text{konsumsi maksimum} \times (1,1 - 1,5) \dots\dots\dots 1)$$

Disini direncanakan faktor pengali = 1,13

Sehingga :

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas yang disadap} &= .48,66 \text{ m}^3/\text{jam} \times 1,13 \\ &= 54,986 \text{ m}^3/\text{jam} \end{aligned}$$

Untuk menjaga dan menjamin perhitungan, maka kapasitas total sebesar = 55 m³/jam.

3.2. Jumlah Pompa

Penggunaan jumlah pompa didasarkan kepada kebutuhan air yang diperlukan setiap hari. Dimana tabel dibawah ini menunjukkan jumlah pompa yang dipasang dari beberapa interval debit (kapasitas yang direncanakan) 1)

Jumlah Pompa Terpasang Untuk Menyadap dan Menyalurkan

Debit yang direncanakan (m ³ /hari)	Jumlah Pompa Utama	Jumlah Pompa Cadangan	Jumlah Pompa Keseluruhan
Sampai 2.800	1	1	2
2.500 – 10.000	2	1	3
Lebih dari 9.000	Lebih dari 3	Lebih dari 1	Lebih dari 4

Tabel 3.1. Jumlah Pompa Distribusi Terpasang

Dari tabel diatas, maka dapat ditentukan jumlah pompa yang digunakan pada perencanaan. Kapasitas yang didapat dari hasil perhitungan $55 \text{ m}^3/\text{jam}$ atau $1320 \text{ m}^3/\text{hari}$, dibutuhkan pompa :

- 1 buah yang beroperasi
- 1 buah pompa cadangan.

Jumlah pompa keseluruhan 2 buah.

Seperti telah dijelaskan di atas, bahwa air dari sumber (sungai) dipompakan ke penampungan I (reservoir) merupakan air bersih dan sudah dapat dipergunakan (kecuali untuk boiler perlu pemurnian). Untuk memudahkan pendistribusian air, maka air tadi dipompakan ke tangki air (water tower) kemudian dari tangki, air di distribusikan kesegala keperluan.

Dalam hal ini pompa digerakkan oleh motor, dimana tangki air dilengkapi dengan suatu sistem automatic control sehingga dengan mekai sistem ini, kapasitas tangki air dapat dibuat sama dengan kapasitas maksimum dalam satu jam. Sedangkan volume intake reservoir (kapasitas penampungan mula) diambil $(4 - 6) \times$ kapasitas maksimum tujuannya walaupun sumber air terjadi gangguan, maka pompa dapat beroperasi untuk beberapa jam pemakaian.

Jadi dalam hal ini diambil volume intake reservoir adalah :

$$\begin{aligned} Q_{\text{air}} &= 6 \times 55 \text{ m}^3 \\ &= 330 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Sedangkan tinggi efektif permukaan air dalam reservoir adalah $(3 - 4)$ meter. ¹⁾

Jadi ukuran intake reservoir adalah :

$$\text{Tinggi} = 4 \text{ meter}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang mengutip atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

Lebar = 8 meter

Panjang = 10 meter

3.3. Perhitungan Head Pompa

Perhitungan head pompa adalah suatu perhitungan mengenai kemampuan pompa untuk memindahkan atau mengalirkan fluida dari tempat yang rendah ke tempat yang tinggi atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi.

Head pompa dinyatakan dalam satuan tinggi kolom fluida dalam meter, dimana merupakan ketinggian kolom fluida yang harus dinaikkan atau dipindahkan untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan dikandung fluida oleh satuan-satuan berat fluida.

Head total dapat ditulis :

$$H = h_a + h_p + h_l + \frac{V_d^2}{2g} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

H = Head total pompa (m).

h_a = Head statis (m).

Head ini adalah perbedaan tinggi antara muka air di sisi keluar dan di sisi hisap, tanda positif (+) dipakai apabila muka air di sisi keluar lebih tinggi dari pada sisi hisap.

h_p = Perbedaan tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m).

$$= h_{p2} - h_{p1}$$

h_l = Berbagai kerugian di pipa, katub, belokan.

$$h_l = h_{ld} - h_{ls}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

$$\begin{aligned} V^2/2g &= \text{Head kecepatan keluar (m).} \\ g &= \text{Percepatan gravitasi (m}^2/\text{det).} \\ &= 9,81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

Adapun hubungan antara tekanan dan head tekanan dapat diperoleh dari rumus :

$$h_p = 10 \times \frac{P}{\delta} \dots\dots\dots 1)$$

Dimana :

- h_p = Head tekanan (m).
- P = Tekanan (kg/cm^2)
- δ = Berat persatuan volume zat cair yang dipompa (kg/l).

Pada suatu sistem aliran perpipaan umumnya terdapat 2 (dua) jenis head kerugian (losses) adalah :

- Major Losses (kerugian gesekan pada pipa).
- Minor Losses (kerugian pada kelengkapan pipa).

Kerugian pada kelengkapan pipa meliputi :

- Sambungan berbentuk T (bersifat tetap).
- Sambungan berbentuk bend (bersifat tetap).
- Sambungan / pipa yang penampang berubah (bersifat tetap).
- Gate Valve (bersifat tak tetap).

Pada perencanaan ini yang meliputi head losses adalah :

- Friction head losses.
- Elbow losses.
- Gate valve losses.

- Check valve losses.
- Saringan.
- Foot valve losses.

Dalam menghitung head, hal-hal yang perlu diketahui adalah :

- Kapasitas pompa.
- Kecepatan aliran dalam pipa.
- Head losses yang terjadi.
- Head statis yang direncanakan.

Dengan ketentuan di atas, maka perencanaan selanjutnya dapat dilakukan.

3.3.1. Perencanaan Instalasi Pompa

Pompa tidak dapat bekerja sendiri tanpa fasilitas penunjangnya seperti pipa-pipa dan katub-katub. Jadi dalam merencanakan peralatan pompa harus diperhatikan benar-benar fasilitas penunjang. Hal-hal yang perlu dalam perencanaan instalasi pompa.

3.3.1.1. Tata Letak Pompa

Ruang pompa harus direncanakan dengan memperhatikan jalan masuk mesin, tempat dan ruangan untuk membongkar dan memasang pompa, jalan msuk pemeliharaan dan pemeriksaan, pipa-pipa dan lain-lain. Jika beberapa pompa akan dipasang di dalam ruangan yang sama, perlu diperhatikan jarak antar pompa. Biasanya jarak antar pompa minimum 1,0 meter atau biasanya lebih dari 1,5 meter

sebagai ruang bebas di sekeliling pompa.

3.3.1.2. Pemipaan

a. Pipa Hisap

Dalam merencanakan pipa hisap, tindakan pengamanan berikut ini perlu diambil :

- Hindari terjadinya penyimpangan aliran atau pusaran pada nozel hisap.
- Pipa harus sependek mungkin dan jumlah belokan harus sesedikit mungkin agar kerugian head dapat diperkecil.
- Hindari terjadinya kantong udara di dalam pipa dengan memuat bagian pipa yang mendatar agar menanjak ke arah pompa.
- Karena tekanan di dalam pipa biasanya lebih rendah dari tekanan atmosfer, perlu dipakai cara penyumbatan pipa yang tidak dapat menyebabkan kebocoran udara dari luar ke dalam pipa hisap.
- Bila sebuah saringan atau katub hisap akan dipasang, maka perlu disediakan cara untuk membersihkan kotoran yang menyumbat.

b. Pipa Tekan (Buang).

- Diameter pipa dan kecepatan.

Diameter pipa buang atau pipa penyalur harus ditentukan berdasarkan atas efisiensi dan ekonomi. Jadi diameter pipa buang tidak harus sama dengan diameter lubang pompa.

- Akhir pipa keluar

Untuk pompa dengan head yang rendah, ujung akhir pipa keluar umumnya dibuat terbuka dengan arah hampir mendatar dibawah permukaan zat cair

c. Penumpu Pipa

Dalam instalasi, pipa harus ditumpu untuk menahan beratnya sendiri. Berat zat cair (air) yang ada di dalamnya juga karena tekanan dan aliran zat cair (air). Tumpuan ini harus dipasang sedemikian rupa sehingga tidak membenai pompa atau katub-katub yang ada.

3.3.1.3. Katub

Katub yang dipakai instalasi pompa untuk menurunkan aliran, mencegah aliran balik atau mengatur aliran. Dalam beberapa hal yang dipakai gabungan dan dua katub atau lebih.

3.3.1.4. Tadah Hisap Dan Tadah Keluar

a. Tadah Hisap

Bentuk dan ukuran tadah hisap serta saluran masuk di dekatnya akan mempengaruhi secara langsung performansi dan kondisi kerja sebuah pompa.

Jadi tadah hisap yang kurang baik menimbulkan pusaran air dan menyebabkan perputaran aliran di dalam pipa hisap pompa, sehingga dapat menimbulkan bunyi getaran (akibat dari udara masuk).

b. Tadah Keluar

Kedalaman pipa luar di bawah permukaan air adalah sangat penting.

Dimana permukaan air terendah dengan pipa tidak boleh kurang dari 20 cm

UNIVERSITAS MEDAN AREA

agar pipa tidak kemasukan udara. Begitu juga ketinggian pipa keluar

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

dengan dasar tadah keluar harus lebih dari 20 cm tetapi juga jangan terlalu tinggi karena kurang ekonomis.

3.3.2. Head Losses Pada Pipa Hisap

Dari perhitungan sebelumnya kapasitas pompa adalah $55 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,916 \text{ m}^3/\text{menit} = 0,0153 \text{ m}^3/\text{detik}$. Dimana pada tabel dibawah ini ditunjukkan hubungan antara kapasitas dengan diameter pipa hisap.

Diameter Hisap (mm)		40	50	65	80	100	125	150
Kapasitas	50 Hz	Kurang dari 0,20	0,16-0,32	0,25-0,50	0,40-0,80	0,63-1,25	1,00-2,00	1,60-3,15
	60 Hz	Kurang dari 0,22	0,18-0,36	0,28-0,56	0,45-0,90	0,71-1,40	1,12-2,24	1,80-3,55

Tabel 3.2. Diameter Hisap dan Kapasitas Pompa (m^3/menit)

Dengan kapasitas $55 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,916 \text{ m}^3/\text{menit}$, diameter pipa hisap didapat = 100 mm = 3,937.

Dari standard pipa, maka diameter pipa direncanakan sebear 4 inch = 0,1 m, untuk menghitung kecepatan aliran dalam pipa dipakai diameter dalam $D_i = 4,026 \text{ inch} = 0,102 \text{ m}$.

Persamaan Kontinuitas :

$$Q = V \times A$$

Dimana :

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi/4 \cdot D_i^2} = \frac{0,0153}{\pi/4 (0,102)^2}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA
1,87 m/det

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

Maka kecepatan aliran sebesar = 1,87 mdt.

Dengan Bilangan Reynold (Re)

$$R_e = \frac{V \cdot D_i}{\nu}$$

dimana :

$$\begin{aligned} \nu &= 0,897 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, (\text{air temperatur } 25^\circ) \dots\dots\dots^1) \\ &= \frac{1,870,102}{0,897 \times 10^{-6}} \\ &= 2,126 \times 10^5 \end{aligned}$$

Jenis aliran turbulen ($R_e = 4000$)

Sebelum menentukan head losses sepanjang pipa hisap, disini penulis merencanakan (seperti gambar sebelumnya).

- Panjang pipa hisap (L) = 7 m
- Elbow 90° = 1 buah
- Foot valve = 1 buah
- Strainer (saringan) = 1 buah

Dimana standar dimensi pipa :

- Diameter nominal = D = 4 inch = 0,1 m
- Out side diameter = D_o = 4 inch = 0,114 m
- Inside diameter = D_i = 4,026 inch = 0,102 m
- Wall Thickness = t = 0,237 inc = 0,006 m

a. Head Losses Akibat Gesekan Dalam Pipa

$$h_{s1} = f \frac{L}{D_i} = \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

dimana :

f = Faktor gesekan.

L = Panjang pipa Hisap + 7 m.

D_i = Diameter dalam pipa = 0,102 m.

V = Kecepatan aliran = 1,87 m/det.

Dari grafik Moody, untuk E/D , dimana bahannya adalah :

Steel pipe ANSI B36, schedule numbers 10, dengan harga E (0,030 – 0,090) untuk rancangan, $E = 0,061$.

Maka :

$$E/D_i = \frac{0,061}{102} = 5,98 \times 10^{-4}$$

Dari grafik Moody, $f = 0,035$

Jadi :

$$\begin{aligned} h_{s1} &= 0,035 \frac{7}{0,102} = \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,498 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Head Losses Akibat Foot Valve

$$h_{s2} = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

$$f = 0,8 \dots\dots\dots^1)$$

maka :

$$h_{s2} = 0,8 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

c. Head Losses Pada Elbow 90°

$$h_{s3} = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

$$f = (0,50 - 0,75) \dots\dots\dots 2)$$

$$= (0,70) \text{ ditentukan.}$$

Maka :

$$h_{s3} = 0,70 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,13 \text{ m}$$

d. Head Losses Pada Saringan

$$h_{s4} = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

$$f = 0,6 \dots\dots\dots 1)$$

$$= (0,70) \text{ ditentukan}$$

Maka :

$$h_{s4} = 0,6 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81}$$

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

Jadi head losses pada pipa hisap

$$h_s = h_{s1} + h_{s2} + h_{s3} + h_{s4}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

Lit. 5, hal. 259

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

$$= (0,498 + 0,14 + 0,13 + 0,11) \text{ m}$$

$$= 0,869 \text{ m}$$

3.3.3. Head Losses Pada Pipa Tekan

Pipa tekan direncanakan sebagai berikut :

- Panjang pipa = 255 m
- Elbow 90° = 5 buah
- Check valve = 1 buah
- Gate valve = 1 buah

a. Head Losses Sepanjang Pipa

Karena diameter pipa tekan sama dengan pipa hisap, kecepatan alirannya (V) juga sama dengan pipa hisap.

$$h_{dl} = f \frac{L}{D_i^2} \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

$$f = 0,035$$

$$D_i = 0,102 \text{ m}$$

$$L = 255$$

$$V = 1,87 \text{ m/det}$$

Maka :

$$h_{dl} = 0,035 \frac{255}{0,102} \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 12,78 \text{ m.}$$

b. Head Losses Akibat Check Valve

Berfungsi untuk mencegah mengalirnya air pada pipa tekan ke dalam pompa jika pompa berhenti bekerja. Dimana tenaga untuk membuka dan menutup katub ini dihasilkan oleh energi aliran fluida itu sendiri.

$$h_{d2} = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

$$f = 2,5 \dots\dots\dots 1)$$

Maka :

$$\begin{aligned} h_{d2} &= 2,5 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,446 \text{ m} \end{aligned}$$

c. Head Losses Akibat Gate Valve

Berfungsi untuk mengatur jumlah kapasitas yang keluar dari pipa tekan.

$$h_{d3} = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

$$f = 0,6$$

Maka :

$$\begin{aligned} h_{d3} &= 0,6 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,1 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Head Losses Akibat Elbow 90°

$$h_{d4} = z \cdot f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

$$\begin{aligned} f &= (0,75 - 0,75) \\ &= 0,65 \text{ (ditentukan)} \end{aligned}$$

$$z = \text{Jumlah Elbow} = 5 \text{ buah.}$$

Schingga :

$$\begin{aligned} h_{d4} &= 5 \times 0,65 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,57 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Head Losses Akibat Keluar Pipa

$$h_{d5} = f \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

$$\begin{aligned} f &= \text{Pada umumnya} = 1 \\ &= 0,65 \text{ (ditentukan)} \end{aligned}$$

$$z = \text{Jumlah Elbow} = 5 \text{ buah.}$$

Maka :

$$\begin{aligned} h_{d5} &= 1 \frac{(1,87)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,178 \text{ m} \end{aligned}$$

$$h_d = (12,78 + 0,446 + 0,1 + 0,57 + 0,178) \text{ m} = 14,074 \text{ m}$$

Total kerugian pada instalasi pipa

$$\begin{aligned} H_1 &= h_r + h_d \\ &= (0,869 + 14,074) \text{ m} \\ &= 14,943 \text{ m} \end{aligned}$$

Besarnya head statis dapat dilihat pada skets pompa yaitu perbedaan tinggi antara muka air di sisi keluar dan sisi masuk, maka didapat $H_a = 16$ meter.

Maka total head pompa :

$$\begin{aligned} H_p &= H_a + H_1 \\ &= (16 + 14,943) \text{ m} \\ &= 30,943 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga perencanaan head total pompa adalah :

$$H_p = 31 \text{ meter}$$

3.4. Putaran Pompa

Adapun dipilihnya motor listrik sebagai penggerak pompa dikarenakan operasinya mudah di kontrol, putaran yang dihasilkan konstan, pemeliharaan mudah bila dibandingkan dengan penggerak lain. Untuk motor listrik yang ada di pasaran, putaran telah ditentukan yang ada dalam tabel : 2.23^{*)}, atau yakni memenuhi rumus di bawah ini :

$$n = \frac{120 \cdot f}{p}$$

dimana :

f = Frekwensi arus listrik (50 Hz) ketentuan umum dipakai di Indonesia.

p = Jumlah pasangan kutub motor.

Maka dapat ditabelkan di bawah ini :

Tabel 3.3. Putaran Sinkron Motor Listrik

Jumlah Kutub	Putaran Sinkron (rpm)
2	3000
4	1500
6	1000
8	750
10	600
12	500

Tetapi karena dipakai motor listrik (motor induksi), maka putaran harus diambil lebih kecil dari harga tabel tersebut, karena adanya slip.

Maka :

$$n = \frac{120 \times 50}{2}$$

Untuk motor induksi batasan slipnya adalah (1 - 2 %)

Sehingga :

$$\text{Ambil slip} = 2 \%$$

$$N = 0,98 \times 3000 \text{ rpm}$$

$$N = 2940 \text{ rpm}$$

3.5. Head Hisap Positip Netto atau NPSH

Untuk mengetahui apakah pada sistem instalasi yang direncanakan cukup

UNIVERSITAS MEDAN AREA

aman terhadap kavitasi. Dalam hal ini perlu diperhatikan 2 (dua) macam tekanan

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

yang memegang peranan yaitu :

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

- a. Tekanan yang ditentukan oleh kondisi lingkungan dimana pompa dipasang.
- b. Tekanan yang ditentukan oleh keadaan aliran di dalam pompa, maka harus diketahui 2 (dua) macam NPSH.
 - NPSH yang tersedia.
 - NPSH yang diperlukan

3.5.1. NPSH Yang Tersedia

Ialah besarnya energi netto yang tersedia/ada pada instalasi yang terdapat pada penampang melintang jalanya masuk pompa. Maka besarnya NPSH yang tersedia, dinyatakan dengan rumus :

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\delta} - \frac{P_v}{\delta} - h_s - h_{as} \dots\dots\dots^1)$$

Dimana :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = Tekanan atmosfer (kg/m^2)

P_v = Tekanan uap jenuh (Kg/m^2)

h_{as} = Head statis suction (m)

h_w adalah positif (+) jika pompa terletak di atas permukaan zat cair yang di hisap dan negatif (-) jika di bawah.

Maka : $P_a = 1,0332 \text{ kg/mm}^2 = 10332 \text{ kg/m}^2$.

Dimana temperatur yang di bawah sebelumnya ialah 25oC, maka dari tabel 2.12 (lit. 11, hal. 19) :

$$\delta = 0,997 \text{ kg/l} = 997,0 \text{ kg/m}^3$$

$$P_v = 0,03354 \text{ kg/cm}^2 = 335,4 \text{ kg/m}^2$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

$$h_{as} = 4 \text{ m}$$

$$h_s = 0,869 \text{ m}$$

maka . :

$$h_{sv} = \frac{10332}{997} - \frac{335,4}{997} - 4 - 0,869 \text{ m}$$

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

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan

3.5.2. NPSH Yang Diperlukan

Tekanan terendah di dalam pompa biasanya terdapat di suatu titik dekat setelah masuk sudu impeller. Jadi agar tidak terjadi penguapan zat cair (air), maka tekanan pada lobang masuk pompa dikurangi penurunan di dalam pompa harus lebih tinggi dari pada tekanan uap zat cair (air). Besarnya NPSH yang diperlukan, berbeda untuk setiap pompa. Untuk suatu pompa tertentu, NPSH yang diperlukan berubah menurut kapasitas dan putarannya. Sehingga NPSH yang diperlukan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_{svn} = \left(\frac{n}{S} \right)^{3/4} Q_n^{2/3} \dots\dots\dots 1)$$

Dimana :

h_{svn} = NPSH yang diperlukan (m)

n = Putaran pompa = 2940 rpm.

Q_n = Kapasitas pompa $55 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,92 \text{ m}^3/\text{menit}$.

UNIVERSITAS MEDAN AREA Pompa-pompa umunya = 1200

Maka :

$$h_{svn} = \left(\frac{2940}{1200} \right)^{3/4} 0,92^{2/3}$$

$$= 3,13 \text{ m}$$

Ternyata instalasi cukup aman dari kavitasi, yang mana :

$$h_{ev} > h_{svn}$$

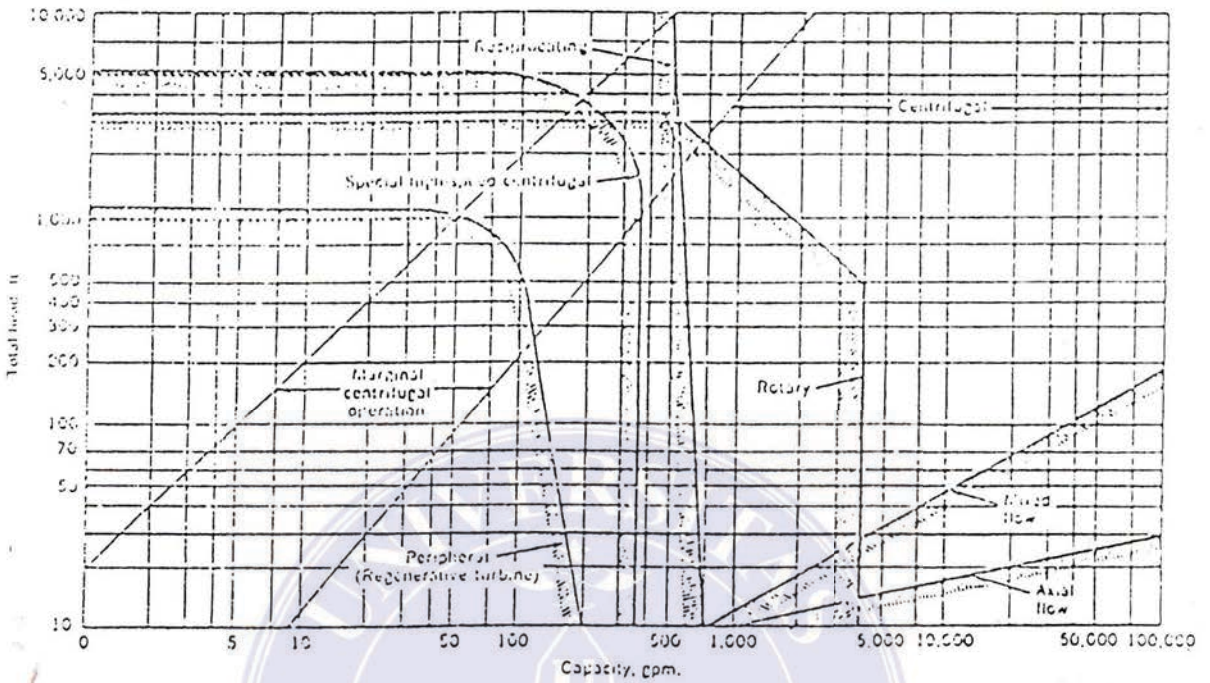
$$5,157 \text{ m} > 3,13 \text{ m}$$

3.6. Pemilihan Jenis Pompa

Dalam pemilihan pompa ternyata tidak semua jenis pompa dapat dipergunakan, itu semua tergantung kepada pertimbangan-pertimbangan sebagai berikut :

- ♦ Pompa yang dipergunakan harus dapat menghasilkan kapasitas (Q) dan head yang dibutuhkan.
- ♦ Di usahakan pemakaian biaya se-ekonomis mungkin serta pengoperasiannya yang se-efisien mungkin.
- ♦ Konstruksi yang sederhana.
- ♦ Biaya perawatan yang sekecil mungkin
- ♦ Tidak membutuhkan areal yang terlalu luas.

Dari pertimbangan diatas, juga dari “Key to Pump Selection” oleh William H. Stindt dan Brown & Root. Inc. memuat diagram pemilihan jenis pompa seperti gambar di bawah ini.



Gambar 3.1. Diagram Pemilihan Jenis Pompa

Dari diagram di atas dapat dilihat bahwa pompa dengan kapasitas $55 \text{ m}^3/\text{jam} = 55 (4,4) \text{ gpm} = 242 \text{ gpm}$ dan head = $31 \text{ m} = 31 (3,28) \text{ ft} = 101,68 \text{ ft}$. Ini termasuk kedalam pompa jenis "Sentrifugal".

3.7. Pemilihan Type Impeller

Type impeller dari suatu pompa ditentukan berdasarkan putaran spesifik pompa tersebut.

Putaran spesifik dapat dihitung dengan persamaan :

$$N_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

$$Q = \text{Kapasitas pompa} = 55 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$n = 2940 \text{ rpm}$$

$$H = 31 \text{ m}$$

Sehingga :

$$N_s = \frac{2940 \sqrt{0,0153}}{31^{3/4}}$$

$$= 27,68$$

Jadi putaran spesifik untuk pompa dengan kapasitas 55 m³/jam = 0,053 m³/det, head 26 m = 27,68

Dari tabel di bawah ini, maka pemilihan type impeller dapat dilakukan berdasarkan pada putaran spesifik. Dari pompa yang direncanakan yakni 27,68, maka type impeller diperoleh "Low Speed Impeller" atau "Radial Type Impeller".

S No	Spesifik Speed	Type of Centrifugal Pump
1	10 to 30	Low speed pump, with radial flow at outlet.
2	30 to 50	Medium speed pump, with radial flow at outlet
3	50 to 80	High speed pump, with radial flow at outlet
4	80 to 160	High speed pump, with mixed flow at outlet
5	160 to 500	High speed pump, with mixed flow at outlet
6	above 500	Very high speed pump

3.8. Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa sentrifugal tergantung kepada beberapa faktor, seperti :

- ♦ Kerugian-kerugian mekanis pada bantalan-bantalan dan packing.
- ♦ Kerugian-kerugian hidrolis (gesekan dan Turbulensi).
- ♦ Kerugian cakram

UNIVERSITAS MEDAN AREA
Kerugian-kerugian akibat kebocoran.

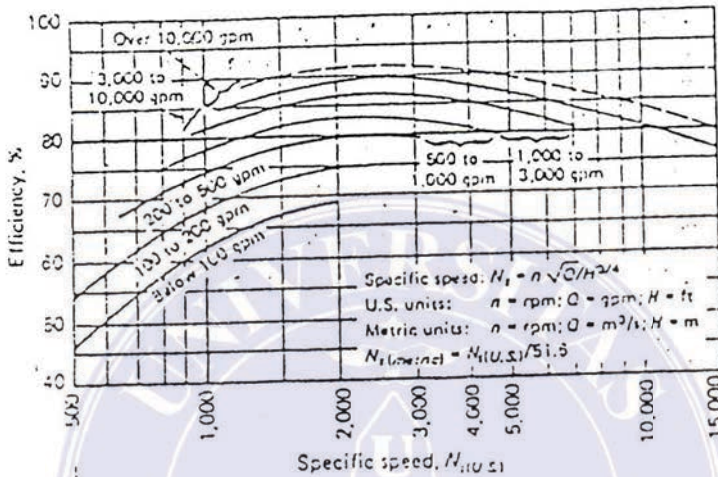
© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

Dari segi prestasi efisiensi pompa tergantung kepada kapasites, head dan putaran yang semuanya sudah termasuk di dalam putaran spesifik. Hubungan antara putaran spesifik dengan efisiensi pompa dapat dilihat pada kurva dibawah ini :



Gambar 3.2. Kurva Hubungan Efisiensi Dengan Kecepatan Spesifik

Kondisi operasi pompa adalah : $Q = 55 \text{ m}^3/\text{jam} = 55 (4,4) \text{ gpm} = 242 \text{ gpm}$, head =

$31 \text{ m} = 31 (3,28) \text{ ft} = 101,68 \text{ ft}$

Putaran spesifik untuk satuan head (ft) dan kapasites (gpm).

Maka :

$$\begin{aligned}
 N_s &= \frac{n \sqrt{\text{gpm}}}{H^{3/4}} \\
 &= \frac{2940 \sqrt{242}}{101,68^{3/4}} \\
 &= 1428,33
 \end{aligned}$$

Dari grafik untuk $N_s = 1428,33$, secara pendekatan pada kapasites di atas 200 s/d 500

gpm, didapat efisiensi pompa :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

$$\eta_p = (71 - 79) \%$$

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Untuk kondisi pompa seperti di atas, efisiensi direncanakan sebesar :

$$\eta_p = 78 \% = 0,78$$

3.9. Daya Pompa

Daya pompa adalah besarnya daya yang diterima pompa dari motor penggerak untuk menggerakkan impeller agar supaya menghasilkan head dan kapasitas yang di inginkan.

Berdasarkan daya pompa dapat dihitung dengan rumus :

$$N_p = \frac{\delta \cdot Q \cdot H}{75 \cdot p} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

- N_p = Daya pompa (HP)
- H = Head pompa = 31 m
- δ = Berat jenis air = 100 kg/m^3
- Q = Kapasitas pompa = $0,0153 \text{ m}^3/\text{det}$
- p = $78 \% = 0,78$

sehingga :

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,0153 \cdot 31}{75 \cdot 0,78}$$

$$= 8 \text{ IIP}$$

Jadi daya pompa sebesar = 8 HP

3.10. Motor Penggerak

Pada instalasi pompa, motor penggerak dapat dipilih salah satu jenis penggerak, sebagai berikut :

- a. Motor bensin.
- b. Motor diesel.
- c. Motor listrik (motor induksi).

Ad. a. Motor Bensin

Biaya operasi yang cukup mahal karena mengingat biaya bahan bakar yang cukup mahal bila beroperasi cukup lama, maka membutuhkan biaya operasi yang cukup mahal dan menimbulkan suara bising.

Ad. b. Motor Diesel

Biaya operasi relatif tinggi, bila beroperasi menimbulkan suara bising dan menimbulkan polusi dan getaran serta lokasi yang luas.

Ad. c. Motor Listrik (Motor Induksi)

Motor listrik ini sangat banyak digunakan, hal ini dikarenakan keuntungan-keuntungannya yang sebagai berikut :

- Tersedianya PLN, maka penggunaan motor listrik dapat memberikan ongkos yang murah.
- Pengoperasian lebih mudah.
- Ringan dan hampir tidak menimbulkan getaran.
- Pemeliharaan dan pengaturan mudah.

Dari pertimbangan sebelumnya (diatas), maka motor penggerak yang dipilih adalah “motor listrik (motor induksi)”

Berdasarkan daya motor penggerak :

$$N_m = \frac{N_p (1 + \alpha)}{\eta_t} \dots\dots\dots 1)$$

Dimana :

N_m = Daya nominal penggerak (HP)

N_p = Daya pompa = 8 HP

α = Faktor koreksi cadangan daya
(0,1 – 0,2), 01 (diambil)

η_t = Efisiensi transmisi = 1 (untuk poros dikopel langsung)

Tabel 3.5. Perbandingan Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor induksi	0,1 – 0,2
Motor bakar kecil	0,15 – 0,25
Motor bakar besar	0,1 – 0,2

Maka diperoleh :

$$N_m = \frac{8 (1 + 0,1)}{1}$$

$$= 8,8 \text{ HP}$$

Jadi daya motor penggerak sebesar = 9 HP

3.11. Spesifikasi Perencanaan Pompa

Dari perhitungan diatas, ditetapkan spesifikasi perencanaan sebagai berikut :

↳ Kapasitas Pompa	= 55 m ³ /jam
↳ Head Pompa	= 31 m
↳ Diameter Pipa Hisap	= 0,1 m
↳ Diameter Pipa Tekan	= 0,1 m
↳ Diameter pipa tekan pengumpul	= 0,15 m
↳ Putaran Pompa	= 2940 rpm
↳ Daya Pompa	= 8 HP
↳ Putaran Spesifik	= 27,68
↳ Jenis Pompa	= sentrifugal
↳ Type Impeller	= Low speed impeller
↳ Daya motor penggerak	= 9 IIP
↳ Putaran motor penggerak	= 2940 rmp
↳ Frekwensi motor	= 50 Hz.

BAB IV

UKURAN-UKURAN UTAMA

Sebuah ukuran-ukuran impeller dapat ditetapkan, pertama sekali poros haruslah ditentukan terlebih dahulu.

4.1. Poros

Pada perencanaan poros yang harus diperhatikan adalah sebagai berikut :

- ♦ Kekuatan poros yaitu tahan terhadap beban puntir, beban lentur maupun gabungan antara puntir dan lentur dan juga beban tarik atau beban tekan.
- ♦ Kekuatan poros yaitu tahan terhadap lenturan maupun defleksi yang besar.
- ♦ Putaran kritis yaitu bila putaran mesin (poros) mencapai putaran kritis, sehingga terjadi getaran yang luar biasa besarnya.
- ♦ Korosi yaitu poros harus tahan terhadap korosi.
- ♦ Bahan poros ; ini harus selektif betul dalam pemilihan bahan.

Sebelum menghitung diameter poros harus dimulai perencanaan poros, dimana pada perhitungan pada Bab III didapat daya motor 9 HP dan juga putaran 2940 rpm.

Untuk menghitung diameter poros, terlebih dahulu ditentukan momen torsi :

$$M_t = 71620 \frac{N_p}{n}$$

dimana :

M_t = Momen torsi

N_p = Daya pompa = 8 IIP

n = Putaran pompa = 2940 rpm

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

sehingga :

$$M_t = 71620 \frac{8}{2940}$$

$$= 194,88 \text{ kg - cm}$$

Dalam pengoperasian, terutama pada saat start, maka diperlukan faktor koreksi .

Tabel 4.1 : Faktor-Faktor Koreksi Daya yang Akan Ditransmisikan (f_c)

Daya Yang Akan Ditransmisikan	f_c
Daya rata – rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

Sehingga besar momen torsi yang direncanakan :

$$M_{tr} = M_t \cdot f_c$$

dimana :

$$f_c = (0,8 - 1,2)$$

$$= 1,2 \text{ (ditentukan)}$$

$$M_{tr} = 194,88 \times 1,2$$

$$= 233,86 \text{ kg-cm}$$

Pompa yang direncanakan adalah dengan daya sebesar 8 HP. Untuk itu dipilih bahan poros dari baja krom molibdem tempa. JIS G. 3221. SFC.M 60 S, dengan kekuatan tarik τ (60 – 75) kg/mm², dengan komposisi kimia dan sifat mekanis (lihat pada lampiran).

Tegangan geser izin pada poros adalah :

$$g = \frac{\tau_t}{S_{st} - S_{sc}} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

S_{Ω} = Batas kekhalan puntir

= 6,0 (untuk bahan baja)

S_{fz} = Faktor alur pasak karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar
harganya (1,3 – 3,0)

= 2 (ditentukan)

τ_t = Tegangan tarik bahan poros (60 – 75) kg/mm²

= 65 kg/mm² (ditentukan)

maka :

$$g = \frac{65}{6,0 \cdot 2}$$

$$= 5,416 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 541,6 \text{ kg/cm}^2$$

Diameter poros berdasarkan beban terbesar yang diterima yaitu beban puntir. Puntiran ini menyebabkan tegangan geser pada poros yakni g .

Hubungan antara tegangan geser yang terjadi pada poros dengan tegangan geser yang di izinkan :

$$g > g$$

Berdasarkan hubungan $g > g$, maka di dapat diameter yang dibutuhkan untuk mencriama beban puntir adalah :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{g} \cdot K_t \cdot C_t \cdot M_t \right]^{1/3}$$

dimana :

d_p = Diameter poros

UNIVERSITAS MEDAN AREA yang di izinkan

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang 2
= 541,6 kg/cm²

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

K_t = Faktor koreksi untuk keadaan momen puntir, (1,0 – 1,5), jika terjadi sedikit kejutan.

= 1,4 (ditentukan)

C_t = Faktor adanya beban lentur yang terjadi (1,2 – 2,3)

= 1,5 (ditentukan)

M_t = 233,86 kg-cm

maka :

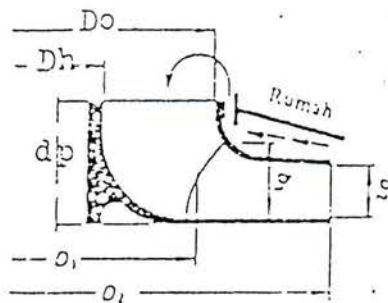
$$d_p = \left[\frac{5,1}{541,6} \cdot 1,4 \cdot 1,5 \cdot 233,86 \right]^{1/3}$$

maka direncanakan diameter poros sebesar 18 mm.

4.2. Ukuran-Ukuran Impeller

Untuk menentukan ukuran impeller tidak terlepas dari bagaimana aliran yang terjadi di dalam impeller tersebut, sebab analisa perhitungan impeller berhubungan dengan kecepatan aliran pada impeller tersebut.

Bentuk dari penampang impeller dapat di lihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.1 Penampang Bagian Masuk, Notasi Pada Roda jalan

Keterangan gambar :

- d_p = Diameter poros
- D_h = Diameter hub.
- D_o = Diameter mulut hisap atau eye diameter
- D_i = Diameter sisi masuk
- D_2 = Diameter sisi keluar
- b_1 = Lebar impeller pada sisi masuk
- b_2 = Lebar impeller pada sisi keluar.

4.2.1. Diameter Hub (D_h)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 D_h &= (1,2 - 1,4) \cdot d_p \dots\dots\dots 1) \\
 &= (1,2 - 1,4) \cdot 18 \\
 &= (21,6 - 25,2) \\
 &= 25 \text{ mm (direncanakan)}
 \end{aligned}$$

4.2.2. Diameter Mulut Hisap atau Eye Diameter

Dapat dihitung dengan rumus :

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_o}} + D_h^2 \dots\dots\dots 2)$$

dimana :

- Q' = Kapasitas aliran dengan memperhatikan karena arus balik (kebocoran) pada celah roda jalan.
- $= (1,02 - 1,05) \cdot Q \dots\dots\dots 3)$
- $= (1,02 - 1,05) \cdot 0,0153 \text{ m}^3/\text{det}$

$$\begin{aligned}
 &= (0,0156 - 0,016) \text{ m}^3/\text{det} \\
 &= 0,016 \text{ m}^3/\text{det} \\
 C_o &= \text{Kcccpatan aliran impeller} \\
 &= (10 - 15) \Omega/\text{det} \dots\dots\dots 4) \\
 &= (3,048 - 4,37) \text{ m/det} \\
 &= 3,5 \text{ m/det} \\
 D_h &= 25 \text{ mm} = 2,5 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 D_o &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,016}{\pi \cdot 3,5} + (0,025)^2} \\
 &= 0,08 \text{ m} \\
 &= 80 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.2.3. Diameter Sisi Masuk (D_i)

Dimaeter ujung sudu sisi masuk D_i biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeller (D_o) untuk memsukkan terjadinya aliran yang mulus tanpa terjadinya turbulasi yang berlebihan.

maka : $D_i = D_o = 80 \text{ mm}$

4.2.4. Lebar Impeller Pada Sisi Masuk (b₁)

Lebar impeller Pada sisi masuk dapat ditentukan dari persamaan :

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1} \cdot \Sigma_1} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

b_1 = Lebar impeller pada sisi masuk

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

$$Q' = \text{Kapasitas} = 0,016 \text{ m}^3/\text{det}$$

$$D_1 = \text{Diameter sisi masuk} = 80 \text{ mm}$$

$$V_{r1} = \text{Kecepatan radial pada sisi masuk}$$

$$= (1,05 - 1,1) \cdot C_0$$

$$= (1,05 - 1,1) \cdot 3,5$$

$$= (3,67 - 3,85) \text{ m/det}$$

$$= 3,8 \text{ m/det}$$

$$\Sigma_1 = \text{Faktor koreksi, karena pengurangan laluan air oleh tebal sisi masuk}$$

$$= (0,8 - 0,9)$$

$$= 0,8 \text{ (direncanakan)}$$

maka :

$$b_1 = \frac{0,016}{\Pi \cdot 0,08 \cdot 3,8 \cdot 0,8}$$

$$= 0,021 \text{ m}$$

$$= 21 \text{ mm}$$

4.2.5. Kecepatan Masuk Keliling (Tangensial) Sisi Masuk

$$U_1 = \frac{\Pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

$$D_1 = \text{Diameter inlet} = 80 \text{ mm} = 0,080 \text{ m}$$

$$n = \text{Putaran pompa} = 2940 \text{ rpm}$$

maka :

$$U_1 = \frac{\Pi \cdot 0,08 \cdot 2940}{60}$$

$$= 12,3 \text{ m/det}$$

4.2.6. Sudut Relatif Sisi Masuk (β_1)

Untuk sudut aliran sisi masuk pompa untuk radial type impeller, umumnya $\alpha_1 = 90^\circ$ (biasanya air dianggap masuk ke sudu-sudu secara radial).

Sudut relatif β_1 dapat diperoleh persamaan :

$$\begin{aligned}\tan \beta_1 &= \frac{v_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{3,8}{12,3} = 0,30 \\ &= 16,6 = 17^\circ \\ &= 17^\circ\end{aligned}$$

Sehingga segitiga kecepatan pada saat masuk impeller dapat digambarkan sebagai berikut :

Skala 1: 2



Gambar 4.2. Segitiga Kecepatan

Batas sudut relatif sisi masuk adalah (10° s/d 25°), sehingga harga β_1 dari perhitungan di atas memenuhi harga yang di tentukan.

4.2.7. Kecepatan Relatif Masuk Impeller (W_1)

Dengan persamaan :

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{12,3}{\cos 17^\circ} \\ &= 12,8 \text{ m/det} \end{aligned}$$

4.2.8. Diameter Luar Impeller

Pada perencanaan pemilihan type impeller telah ditentukan bahwa type impeller dari pompa yang direncanakan adalah low speed impeller dengan

$$D_2/D_0 = 2,5$$

Jadi :

$$\begin{aligned} D_2 &= 2,5 \cdot D_0 \\ &= 2,5 \cdot 80 \\ &= 200 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.9. Lebar Impeller Pada Sisi Keluar (b_2)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{r2} \cdot \Sigma^2}$$

dimana :

$$\begin{aligned} Q' &= \text{Kapasitas yang direncanakan} \\ &= 0,016 \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

Diperoleh diameter impeller = 200 mm

V_{r2} = Kecepatan radial keluar yang diambil sama besarnya dengan kecepatan Radial pada sisi masuk (V_{r1}) atau di bawah sedikit dari pada V_{r1} ini digunakannya menghindari perubahan kecepatan yang tiba-tiba.

$$V_{r2} = (0,85 - 1,0) \cdot V_{r1} \dots\dots\dots 3)$$

$$= (0,85 - 1,5) \cdot 3,8$$

$$V_{r2} = (3,32 - 3,8) \text{ m/det}$$

$$= 3,5 \text{ (direncanakan)}$$

$$\Sigma_2 = \text{Faktor kontraksi (0,90 - 0,95) } ^*)$$

$$= 0,87 \text{ (direncanakan)}$$

maka :

$$b_2 = \frac{0,016}{11 \cdot 0,2 \cdot 3,5 \cdot 0,87}$$

$$= 0,0086 \text{ m}$$

$$= 3,36 \text{ mm}$$

4.2.10. Kecepatan Keliling Sisi Keluar (U_2)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$U_2 = \frac{11 \cdot D_2 \cdot n}{11 \cdot 0,2 \cdot 3,5 \cdot 0,87}$$

$$= \frac{11 \cdot 0,2 \cdot 2940}{60}$$

$$= 30,8 \text{ m/det}$$

4.2.11. Komponen Tangensial Teoritis (V_{u2}) dari Kecepatan Absolut Outlet (V_2)

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \dots\dots\dots 2)$$

dimana :

U_2 = Kecepatan keliling sisi keluar
 = 30,8 m/det

V_{r2} = Kecepatan radial keluar = 3,5 m/det

β_2 = Biasanya sudut relatif sisi keluar ini besarnya antara ($15^\circ - 40^\circ$) dan biasanya sedikit lebih besar dari pada sudut β_1 . Ini gunanya untuk mendapatkan aliran yang lembut.

= 22° (direncanakan)

maka :

$$V_{u2}' = 30,8 - \frac{3,5}{\tan 22}$$

$$= 22,1 \text{ m/det}$$

4.2.12. Komponen Tangensial Akibat Adanya Circulating Flow (V_{u2}')

Aliran yang bersirkulasi akan mengakibatkan berkurangnya kecepatan absolut (V_{u2}) yang juga mengurangi head teoritis dan komponen tangensial teoritis.

Efek aliran sirkulasi dinyatakan dalam :

$$V_{u2}' = V_{u2} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

V_{u2} = 22,1 m/det
 = (0,7 - 0,85) 2)
 = 0,8 (direncanakan)

maka :

$$\begin{aligned} V_{u2}' &= 0,8 \cdot 22,1 \text{ m/det} \\ &= 17,68 \text{ m/det} \end{aligned}$$

4.2.13. Sudut Keluar Absolut (α_2')

Dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2' &= \frac{V_{r2}}{V_{u2}'} \\ &= \frac{3,5}{17,68} \\ \alpha_2' &= 11,2^\circ \end{aligned}$$

4.2.14. Sudut Keluar Teoritis (α_2)

Dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2' &= \frac{V_{r2}}{V_{u2}} \\ &= \frac{3,5}{22,1} \\ &= 0,16 \end{aligned}$$

maka :

$$\alpha_2 = 9,1^\circ$$

4.2.15. Kecepatan Keluar Absolut (V_2')

UNIVERSITAS MEDAN AREA
Dengan persamaan :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (V_2)^2} \\
 &= 22,4 \text{ m/det.}
 \end{aligned}$$

4.2.16. Kecepatan Keluar Teoritis (V_2)

Dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \frac{V_{r2}}{\sin 2} \\
 &= \frac{3,5}{\sin 22} \\
 &= 9,4 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

4.2.18. Segitiga Kecepatan

Pada bagian sisi keluar impeller ini akan terjadi sliaran sirkulasi yang di akibatkan oleh gerak impeller dan bentuk sudu sedemikian rupa. Di dalam hal ini akan mempengaruhi komponen-komponen kecepatan aliran V_2 dan W_2 , dimana untuk sudut α_2 lebih besar, maka aliran sirkulasi ini selalu cenderung untuk memperkecil aliran V_2 menjadi V_2' dan W_2 menjadi W_2' dengan β_2 menjadi lebih kecil.

Disini besarnya V_{r2} tidak berubah karena kapasitas dan luas penampang pada sisi keluar tidak berubah selanjutnya aliran sirkulasi.

Diketahui :

$$\alpha_2 = 9,1^\circ$$

$$\alpha_2' = 11,2^\circ$$

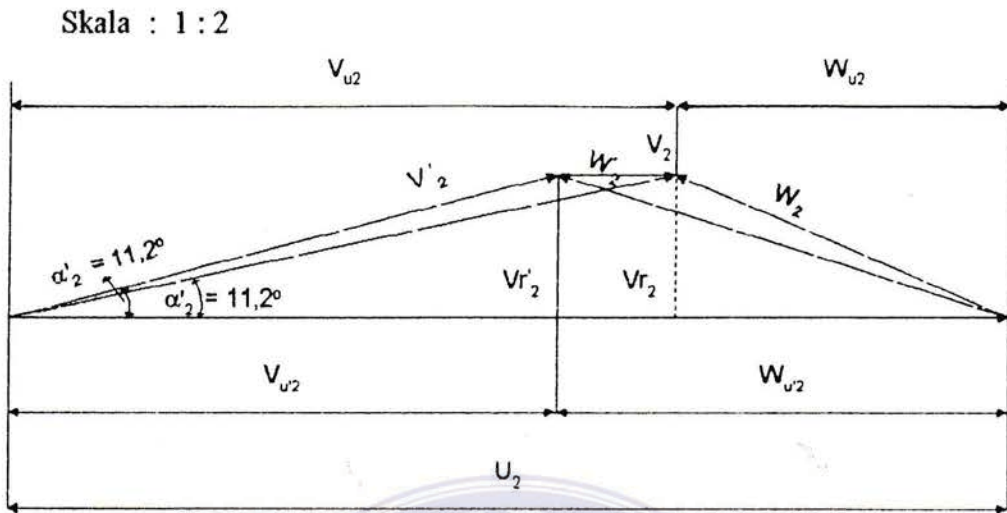
UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24



4.3. Melukis Bentuk Sudu

Untuk menggambarkan/melukiskan sudu-sudu (vane), ada 2 (dua) cara yang umum digunakan, yaitu :

1. Tangen Arc Methode
2. Polar Koordinate Methode

Dari kedua methode diatas, maka dalam perencanaan ini digunakan metode “Tangen Arc Methode”. Disini caranya, impeller tersebut dimisalkan terbagi atas sejumlah ring yang berkonsentrasi antara R_1 dan R_2 , misalkan masing-masing lingkaran 1, b, c, d, 2.

♦ Jarak masing-masing lingkaran konsentrasi diambil sama :

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{i}$$

dimana :

R_1 = Jari-jari sudu lingkaran yang melalui tepi sudu pada bagian dalam

UNIVERSITAS MEDAN AREA
 $R_2 = 80$ mm

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang mengutip seluruh atau sebagian isi dari publikasi ini untuk tujuan komersial tanpa izin Universitas Medan Area

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ mm}$$

i = Jumlah lingkaran yang konsentris
= 4 bagian

maka :
$$\Delta R = \frac{100 - 40}{4} = 15 \text{ mm}$$

Perubahan besar kelengkungan sudu, yaitu :

$$\begin{aligned} \Delta\beta &= \frac{\beta_2 - \beta_1}{i} \\ &= \frac{22^\circ - 17^\circ}{4} \\ &= 1,25^\circ \end{aligned}$$

• Jari-jari kelengkungan busur sudu adalah :

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cdot \cos \beta_b - R_a \cdot \cos \beta_a)} \dots\dots 1)$$

dimana :

Indeks a = Menyatakan lingkaran tersebut dengan pusat poros pada bahagian lingkaran tersebut.

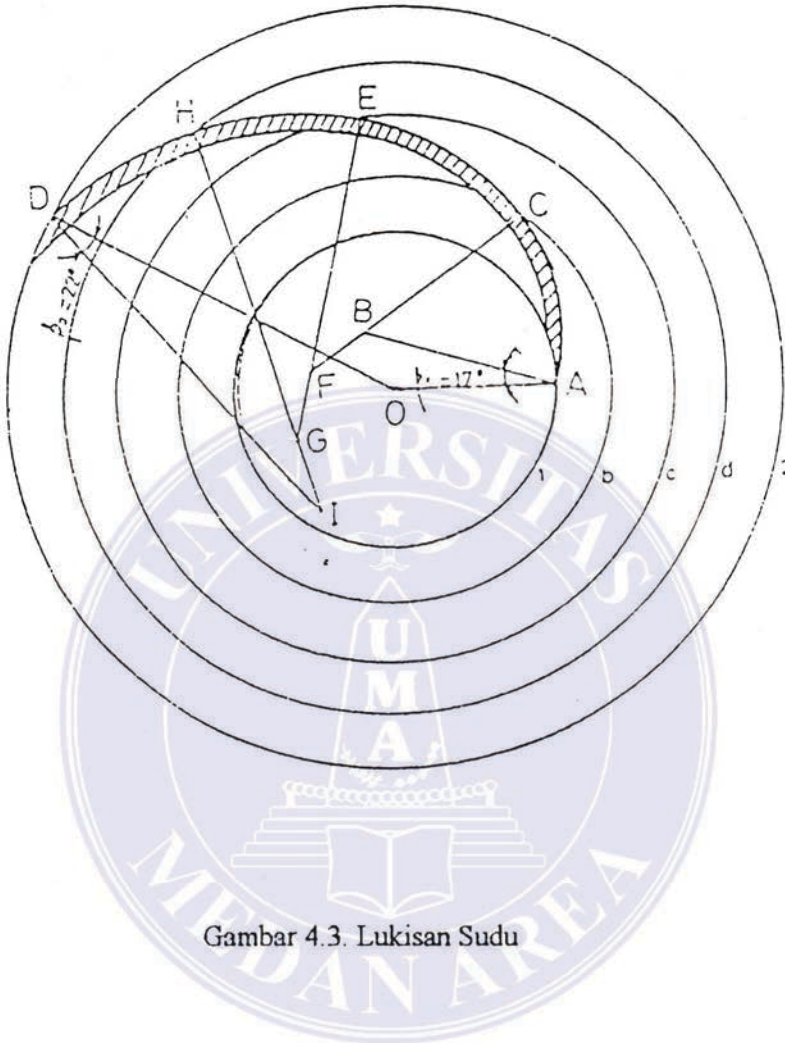
Indeks b = Menyatakan lingkaran terjauh dengan pusat poros pada bagian lingkaran tersebut.

Selanjutnya dari rumus-rumus di atas dapat dibuat suatu tabel perhitungan untuk mendapatkan jari-jari kelengkungan sudu-sudu untuk menggambarkan bentuk dari impeller pompa tersebut.

Ring	R (mm)	R ² (mm ²)	β	cos β	R cos β	$R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ (mm)
1	40	1600	17	0,956	38,24	-	-	-
b	55	3025	18,25	0,949	52,195	13,955	1425	51,1
c	70	4900	19,50	0,943	66,01	13,82	1875	67,84
d	85	7255	20,75	0,935	79,574	13,475	2323	86,2
2	100	10000	22	0,927	92,7	13,23	2775	104,87

Prosedur melukis sudu :

- Pertama-tama lukislah dahulu lingkaran yang konsentris dengan jari-jari R_1 , R_b , R_c , R_d , R_2 , dengan titik pusat di 0, dimana jarak antara lingkaran-lingkaran tersebut sebesar $R = 15$ cm.
- Tarik garis dari pusat perputaran O ke A hingga memotong jari-jari R_1 . Pada garis OA memuat sudut $17^\circ (= \beta_1)$, dengan garis OA pada titik A sebagai sudut.
- Setelah itu tarik garis sejauh $\rho_b = 51,1$ dari sudut β_1 sehingga memberentuk garis AB. Ini sebagai titik pusat busur pertama.
- Titik B sebagai pusat busur, lukiskan busur lingkaran yang berjari-jari ρ_b sehingga memotong lingkaran b di titik C.
- Buat garis $CF = \rho_c = 67,84$ dan titik F sebagai pusat lingkaran. Selanjutnya buat busur lingkaran dari titik C ke titik E pada lingkaran C dengan jari-jari F tersebut.
- Dan begitu juga buat garis EG atau perpanjangan dari $EF = \rho_d = 86,2$ dan titik G sebagai pusat lingkaran d dengan jari-jari pada G.
- Begitu seterusnya, sebagai akhirnya dimana sudut IDO, dimana I adalah titik pusat busur yang terakhir, sama dengan $\beta_2 = 22^\circ$.



Gambar 4.3. Lukisan Sudu

4.4. Perencanaan Sudu

Disini bentuk sudu sangat penting karena bentuk sudu yang dibuat terlalu panjang akan menambah atau memperbesar kerugian gesekan. Faktor utama yang mempengaruhi pemilihan sudu adalah sudu keluarnya.

4.4.1. Bentuk-Bentuk Sudu

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Bentuk-bentuk sudu yang umum dipergunakan adalah sebagai berikut :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

- a. Sudu-Sudu Membengkok Ke Belakang (Backward Carve Vanes), dimana $\beta_2 < 90^\circ$

Sudu ini mempunyai kecepatan absolut yang paling kecil tetapi dapat memberikan aliran merata pada celah-celah impeller dimana hal ini akan mengurangi kerugian hidrolik pada impeller.

- b. Sudu Radial (Radial Vanes), dimana $\beta_2 = 90^\circ$

Sudu ini mempunyai kecepatan absolut yang cukup tinggi tetapi efisiensinya lebih tinggi dari bentuk forward. Theoretical head terdiri dari 50 % energi kinetik dan 50 % energi potensial. Bentuk alirannya terlalu pendek dan kelengkungannya terlalu besar. Untuk tipe ini jarang digunakan.

- c. Sudu Membengkok Ke Depan (Forward Carved Vanes), dimana $\beta_2 > 90^\circ$

Bentuk sudu ini mempunyai kecepatan absolut yang sangat tinggi sehingga mengakibatkan energi kinetik yang tinggi dan energi ini dirubah menjadi energi potensial dan jalan aliran terlalu pendek. Sangat baik untuk kompressor sentrifugal karena tahanan gesekan tidak begitu kuat dan yang di inginkan adalah tinggi kenaikan yang besar supaya dapat memenuhi tekanan akhir yang di inginkan. Dimana dengan kelengkungan jenis ini tidak sesuai untuk pompa sentrifugal.

Dari ketiga keterangan di atas, maka penulis merencanakan sesuai kriteria di atas yaitu jenis sudu yang membengkok ke belakang, dimana $\beta_2 < 90^\circ$.

4.4.2. Menentukan Jumlah Sudu (z)

Untuk mendapatkan jumlah sudu yang di inginkan, maka dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$z = 6,5 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \sin \beta m \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

$$D_1 = \text{Diameter inlet} = 80 \text{ m}$$

$$D_2 = \text{Diameter outlet} = 200 \text{ m}$$

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

$$= 19,5$$

maka :

$$z = 6,5 \left(\frac{200 + 80}{200 - 80} \right) \sin 19,5$$

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

Untuk perencanaan ini diambil jumlah sudu = 6 buah. Dimana dari Lit. 1, hal 106. Jumlah sudu yang umum untuk pompa sentrifugal adalah berkisar 5 – 12 sudu.

4.4.3. Menentukan Jarak Setiap Sudu (t)

Untuk menentukan jarak antara sudu dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$t = \pi \times D / z \dots\dots\dots 1)$$

maka :

a. Jarak tiap sudu pada sisi masuk impeller (t_1)

$$\begin{aligned} t_1 &= l \times D_1 / z \\ &= l \times 80 / 6 \\ &= 41,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Jarak tiap sudu pada sisi keluar impeller (t_2)

$$\begin{aligned} t_2 &= l \times D_2 / z \\ &= l \times 200 / 6 \\ &= 104,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.4.3. Menentukan Tebal Sudu (S)

Untuk menentukan tebal sudu dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$S = \frac{t(f-1)}{f} \dots\dots\dots 2)$$

dimana :

f = Faktor gesekan

maka :

a. Tebal sudu pada sisi masuk impeller (S_1)

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{t_1(f_1-1)}{f_1} \\ &= \frac{41,9(1,1-1)}{1,1} \\ &= 3,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned} f_1 &= \text{Faktor gesekan pada sisi masuk impeller (1,1 - 1,2)} \\ &= 1,1 \text{ (direncanakan).} \end{aligned}$$

Proyeksi sisi sudu masuk pada arah keliling roda (τ_1)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$\tau_1 = S_1 / \sin \beta_1 \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

$$S_1 = \text{tebal sudu} = 3,8 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 17^\circ$$

maka :

$$\tau_1 = 3,8 \sin 17^\circ = 12,9 \text{ mm}$$

b. Tebal sudu pada sisi keluar impeller (S_2)

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{t_2 (f_2 - 1)}{f_2} \\ &= \frac{104,7 (1,05 - 1)}{1,05} \\ &= 5 \text{ mm} \end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned} f_2 &= \text{Faktor gesekan pada sisi keluar impeller (1,03 - 1,08) \dots\dots\dots 2)} \\ &= 1,05 \text{ (direncanakan).} \end{aligned}$$

Proyeksi sisi sudu masuk pada arah keliling roda (τ_2)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$\tau_2 = S_2 / \sin \beta_2$$

dimana :

$$S_2 = \text{tebal sudu} = 5 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 22^\circ$$

maka :

$$\tau_2 = 5 \sin 22^\circ = 13,4 \text{ mm}$$

4.5. Rumah Pompa

Untuk mengurangi kerugian-kerugian sekecil mungkin yang terjadi di dalam rumah pompa, maka rumah pompa harus direncanakan sedemikian rupa.

Pada impeller, fluida mengalir meninggalkan impeller mempunyai kecepatan yang besar dimana akan dapat menyebabkan losses yang tinggi. Untuk itu, maka bentuk rumah pompa direncanakan sedemikian rupa sehingga kecepatan aliran yang tinggi dapat direduksi dengan merubahnya menjadi energi tekanan. Sehingga kegunaan rumah pompa adalah untuk mengumpulkan fluida yang meninggalkan impeller dan disamping itu rumah pompa diagi ata 3 (tiga) tipe, yaitu :

- a. Diffusion casing
- b. Volute casing
- c. Vortex casing

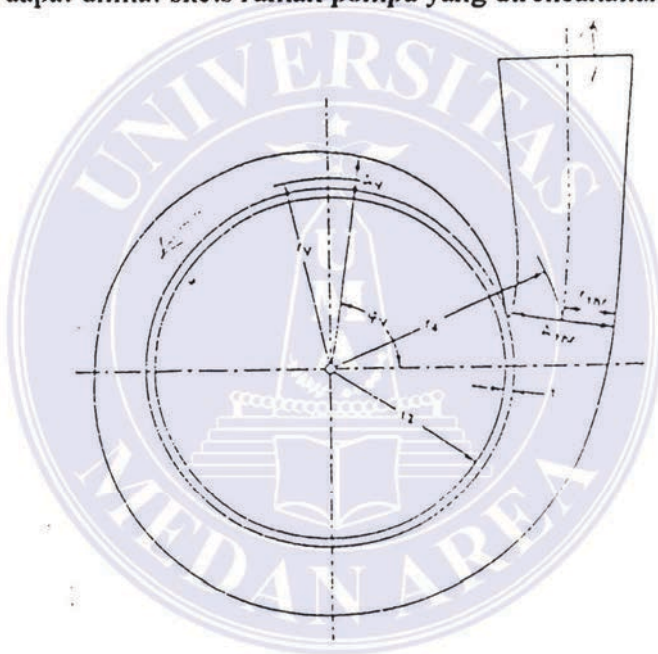
Dimana pompa-pompa sentrifugal yang digunakan adalah rumah pompa jenis

Dalam merencanakan rumah pompa tipe volute, maka ada 2 (dua) hal yang harus dirancang, yaitu :

1. Dimensi rumah keong
2. Tebal rumah keong

4.5.1. Perhitungan Dimensi Volute (Rumah Keong)

Berikut ini dapat dilihat skets rumah pompa yang direncanakan :



Gambar 4.4. Dimensi Volute (Rumah Keong)

Untuk menghitung dimensi dari volute rumah pompa, maka harus diketahui kecepatan aliran pada Throat casing (leher rumah pompa, C_{th}), juga kecepatan aliran pada leher rumah pompa, tergantung dari putaran spesifik pompa (N_s). Throat Velocity (C_{th}) dan keliling keluar impeller (U_2)

Hubungan antara C_{th} / U_2 dengan N_s dapat dilihat pada grafik

dibawah ini:
UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

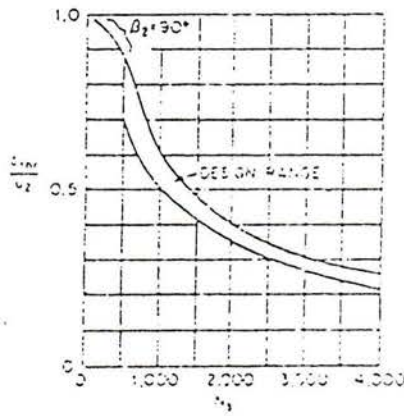
Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24



Dari grafik : C_{th} / U_2 dengan N_s , didapat :

Dimana :

$$N_s = 1428,33 \text{ (British)}$$

$$= 27,68 \text{ (metrik)}$$

maka :

$$C_{th} / U_2 = 0,44$$

$$U_2 = 30,8 \text{ m/det}$$

Sehingga :

$$C_{th} = U_2 \times 0,44$$

$$= 30,8 \times 0,44$$

$$= 13,55 \text{ m/det}$$

- ◆ Luas penampang leher volute casing (A_{th})

Dapat ditentukan dengan persamaan :

$$A_{th} = \frac{Q'}{C_{th}} \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

$$Q' = 0,016 \text{ m}^3/\text{det}$$

Maka :

$$\begin{aligned} A_{th} &= \frac{0,016}{13,55} \\ &= 0,00118 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

♦ Jari-jari lingkaran Throat (r_{th})

Dapat dihitung dengan rumus :

$$\begin{aligned} r_{th} &= \frac{A_{th}}{\Pi} \\ &= \sqrt{\frac{1180}{\Pi}} \\ &= 19,38 \text{ m} \end{aligned}$$

♦ Lebar volute terbuka dari impeller (b_3)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$b_3 = b_2 + 0,025 R_2$$

dimana :

$$b_2 = \text{Lebar laluan pada impeller} = 8,36 \text{ mm}$$

$$R_2 = \text{Jari-jari impeller} = 100 \text{ mm}$$

maka :

$$\begin{aligned} b_3 &= 8,36 + 0,025 \cdot 100 \\ &= 10,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

- ◆ Celah antara sudu dengan casing (t)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 t &= (5 - 10) \% \cdot R_2 \dots\dots\dots 1) \\
 &= (0,05 - 0,1) \cdot 100 \\
 &= (5 - 10) \text{ mm} \\
 &= 6 \text{ mm (direncanakan)}
 \end{aligned}$$

- ◆ Jarak antara Throat center ke sumbu pompa (r₄)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 r_4 &= R_2 + t + r_{th} \dots\dots\dots 2) \\
 &= 100 + 6 + 19,38 \\
 &= 125,38 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

- ◆ Volute Area pada tiap-tiap sudut (A_v)

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$A_v = A_{th} \frac{\varphi_v}{360} \dots\dots\dots 3)$$

dimana :

$$\varphi_v = \text{Posisi sudut volute (}^\circ\text{)}$$

Dan selanjutnya harga-harga : r_v, A_v dan x dapat ditentukan dari persamaan :

$$\Delta r_v = \frac{A_v}{\parallel}$$

dimana :

$$\begin{aligned}
 r_v &= R_2 + t \\
 &= 100 + 6 \\
 &= 106 \text{ mm} \\
 x &= r_v + \Delta r_v
 \end{aligned}$$

Untuk menggunakan pernhitungan-perhitungan seperti di atas dapat disusun secara tabel perhitungan yang digunakan untuk menggambarkan kamar volute dan v dibagi atas 12 penampang, yaitu 0° – 360°

φ_v (°)	r_v (mm)	A_v (mm) ²	Δr_v (mm)	x (mm)
0	106	0	0	106
30	106	98,33	5,59	111,59
60	106	196,67	7,91	113,91
90	106	295,0	9,69	115,69
120	106	393,33	11,19	117,19
150	106	491,67	12,51	118,51
180	106	590,0	13,7	119,7
210	106	688,33	14,8	120,8
240	106	786,67	15,82	121,82
270	106	885,0	16,78	122,78
300	106	980,0	17,66	123,66
330	106	1081,67	18,56	124,56
360	106	1180,0	19,38	125,38

4.6.2. Tebal Rumah Pompa

Dapat dihitung dengan persamaan :

$$S_v = X \cdot Y \cdot \frac{D \cdot P}{200 \cdot t} + z \dots\dots\dots 1)$$

dimana :

$$X = \text{Faktor keamanan} = 4$$

$$Y = \text{Koefisien yang tergantung dari bentuk} \\ = 1,6 \text{ (untuk penampang lingkaran)}$$

$$D = \text{Diameter volute yang terbesar}$$

$$= r_{\text{maks}} \times 2 \\ = 125,38 \times 2 = 250,76$$

$$z = \text{Toleransi untuk ketelitian dalam penuangan (2 - 3) mm} \\ = 3 \text{ mm (direncanakan)}$$

$$P = \text{Tekanan yang ditimbulkan oleh dinding pompa}$$

Tekanan ini ditimbulkan akibat head dari pompa dengan persamaan :

$$P = \delta \cdot H$$

$$\text{dimana : } \delta = \text{Berat zat cair} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$H = \text{Head pompa} = 31 \text{ m}$$

maka :

$$P = 1000 \cdot 31 \\ = 31.000 \\ = 3,1 \text{ kg/m}^2$$

$$\tau_1 = \text{Untuk bahan rumah pompa direncanakan dari besi cor kelabu}$$

$$f. C 20, 9 \text{ Jis G 5501, } \tau_1 = 24 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Faktor keamanan} = 4$$

$$\tau_1 = 24 / 4 = 6 \text{ kg/mm}^2$$

sehingga :

$$S_v = 4 \times 1,6 \frac{250,76 \times 0,031}{200 \times 6} + 3 \text{ (mm)} \\ = 3,4 \text{ mm} \\ = 6 \text{ mm (direncanakan)}$$

4.6. Pasak Untuk Impeller

Untuk memindahkan daya dan putaran dari poros pompa ke impeller dipakai pasak benam. Ukuran-ukuran pasak didapat dari diameter poros dudukan impeller yang direncanakan.

Standard pasak dengan diameter 18 adalah :

$$b = 6 \text{ mm} \quad l = 30 \text{ mm}$$

$$h = 6 \text{ mm} \quad t_2 = 2,2 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,5 \text{ mm} \quad r_2 = 0,16 \text{ mm}$$

Bahan pasak dipilih lebih lunak dari bahan poros dan dipilih Jis G. 3210 SF 45 dengan tegangan tarik $(45 - 65) \text{ kg/mm}^2$

Pemeriksaan kekuatan pasak :

Tegangan geser yang di izinkan (g)

$$g = \frac{\tau_1}{S_{f1} \cdot S_{f2}}$$

dimana :

$$S_{f1} = \text{Faktor koreksi}$$

$$= 6,0 \text{ (bahan baja)}$$

$$S_{f2} = \text{Dikenakan kejutan dan beban besar (1,3 - 3,0)}$$

$$= 2 \text{ (direncanakan)}$$

$$\tau_1 = 50 \text{ kg/mm}^2 \text{ (direncanakan)}$$

maka :

$$g = \frac{50}{6,0 \cdot 2}$$

Gaya geser yang timbul pada pasak :

$$\begin{aligned} F_g &= \frac{2 \cdot M}{d_p} \\ &= \frac{2 \cdot 2338,6}{18} \\ &= 259,84 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi (timbul)

$$\begin{aligned} g &= \frac{F_g}{l \cdot b} \\ &= \frac{258,84}{30 \cdot 6} \\ &= 1,44 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas diperoleh g g , maka aman terhadap tegangan geser yang terjadi pada saat beroperasinya pompa.

Tegangan tumbuk yang di izinkan (p)

$$\begin{aligned} p &= 2 \cdot g \\ &= 2 \cdot 4,17 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 8,34 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan tumbuk yang terjadi :

$$\begin{aligned} p &= \frac{F_g}{l \cdot t_1} \\ &= \frac{259,84}{30 \cdot 3,5} \\ &= 2,47 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

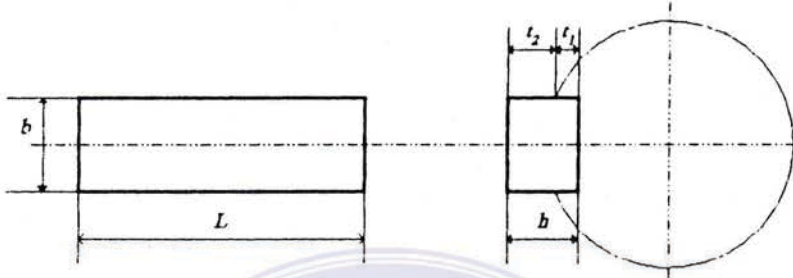
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

Maka perhitungan di atas diperoleh $p > p$, maka pasak aman terhadap tegangan tumbuk yang terjadi pada saat beroperasinya pompa.



Gambar 4.5. Penampang Dimensi Pasak

KESIMPULAN

Dalam perencanaan “Raw Water Pump” untuk penyuplai kebutuhan air pada Pabrik Kelapa Sawit (PKS) dengan kapasitas olah 40 Ton TBS/jam, disini penulis menarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Dalam merencanakan head pompa, maka kita harus meninjau kondisi instalasi persiapan di lapangan dan lokasi dimana pompa yang akan dipasang.
2. Untuk perencanaan ini pengambilan bentuk sudu yang membengkok ke belakang (Back Ward Curved Vanes), dimana $\beta_2 < 90^\circ$, untuk bentuk sudu ini dapat memberikan distribusi aliran yang merata pada celah-celah impeller dan mengurangi kerugian hidrolik pada impeller.
3. Dalam menentukan kapasitas pompa, kita harus memperkirakan untuk apa saja air tersebut diperlukan.
4. Dalam merencanakan “Raw Water Pump” dengan kapasitas 110 m³/jam dan head 31 m, digunakan pompa sentrifugal single stage dengan jenis impller low speed impeller.
5. Untuk pemilihan motor penggerak yang digunakan untuk menggerakkan pompa, maka kita harus meninjau fasilitas yang ada di pabrik (sumber listrik yang ada).

DAFTAR KEPUSTAKAAN

1. Churc. Austin H. "Pompa dan Blower Sentrifugal", alih Bahasa Ir. Zulkifli Harahap, Erlangga, Jakarta, 1986.
2. Dietezel, Fritz, "Turbin, Pompa dan Kompresor", alih Bahasa Ir. Dakso Sriyono, Erlangga, Jakarta, 1988.
3. Karrassik, Igor, J. "Pump Hand Book", Mc. Graw Hill Book Company, 1976
4. Banga, TR, and Sharma, Sc., "Hydrolic Machine", Third Khana Bombay, India, Khasa, 1982.
5. Ramarutham, S. "Hydrolic Fluida Mechanic and Fluida Machine", Bombay, India, Khana, 1982.
6. Giles. V. Ranal, "Mekanika Fluida & Hidraulika", alih Bahasa Ir. Herman W.S., Erlangga, 1984.
7. Stepanoff, A.J., "Centrifugal and Axial Flow Pump", Jhon Willey & Sons, Inc, New York, 1976.
8. Chemical Engineering Magazine, "Fluid Movers", Mc. Graw Hill, New York, 1984.
9. Kenneth Mc. Noughton, "The Chemical Engineering Guide to Pump", Mc. Graw Hill, New York, 1984.
10. Khetagurov. M., "Marine Auxiliary Machinery and System", Peace Publisher, Moskow, 1972.
11. Sularso & Haruo, "Pompa Kompresor, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan", Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.

12. Victor. L. Streeter & Benyamin Wyle, B., "Mekanika Fluida I dan II", Alih Bahasa Arko. P. MSE, Erlangga, Jakarta, 1985
13. Sularso dan Suga, Kiyokatsu., "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" Pradnya paramita, Jakarta, 1985.
14. Holmant, J.P., "perpindahan Kalor", alih Bahasa Ir. E. Jasjfi, Erlangga, Jakarta, 1984.
15. Khurmi, R.S., "Text Book of Machine Design", Eurasia, Publish, Ltd. New Delhi, India, 1980
16. Thimoshenko. S., "Streght of Materials, Part 1", Publish, Company Huntington, New York, 1976.
17. Garylamit, Lowis, "Piping System Drafting and Dcsign", Prentice Hall Inc. New york, 06632, 1981.
18. Kentish, D.N.W., "Pipework Dcsign Data". Mc Graw Hill, Company, Ltd. England, 1982.
19. Kent'. S., "Mechanical Engineering Iland Book", Two Volume Willet, USA, 1950.
20. Sachito Haita, "Design Criterion for Water Facilities", Tokyo, Japan, 1978.