

MESIN FLUIDA

POMPA PENDISTRIBUSIAN AIR BERSIH

DARI RESERVOIR KE KAPAL

SKRIPSI

*Diajukan Untuk Memenuhi Tugas – Tugas
Dan Syarat – syarat Untuk Mencapai
Gelar Sarjana Teknik*

Oleh:

ANWAR MANURUNG

No.Stb : 99 813 0051



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

M E D A N

2 0 0 3

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

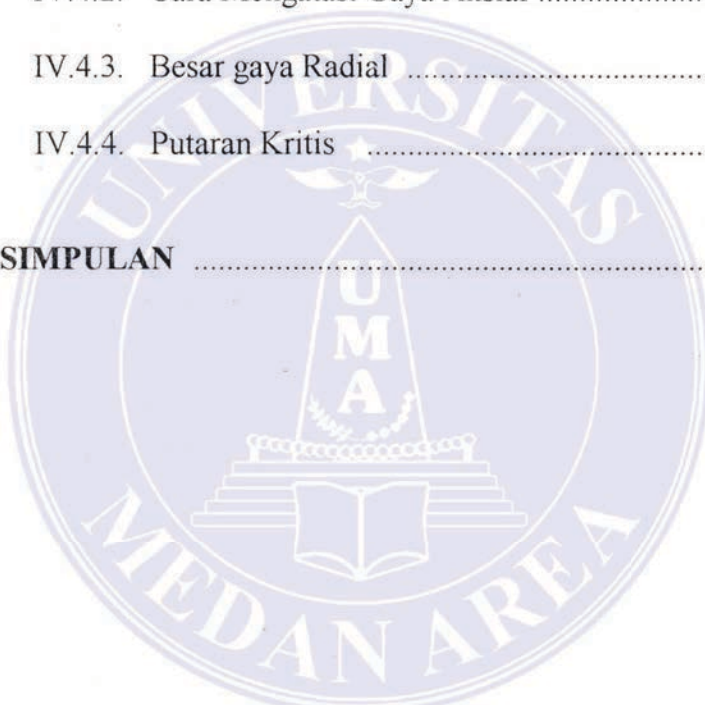
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
- Access From (repository.uma.ac.id)11/12/23

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
BAB I : PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang Masalah	1
I.2. Perumusan Masalah	2
I.3. Pembatasan Masalah	2
I.4. Tujuan Perencanaan	2
I.5. Sistematika Penulisan	3
BAB II : DASAR – DASAR TEORI	4
I.1. Mesin – mesin Fluida	4
II.2. Klasifikasi Pompa	5
II.2.1. Klasifikasi Pompa Di Tinjau Dari Sudut Tekan Yang Menghasilkan Energi Fluida	5
II.2.2. Klasifikasi Pompa Menurut Bentuk Rumah	8
II.3. Pompa Sentrifugal	9
II.3.1. Kerja Pompa Sentrifugal	9
II.3.2. Jenis - Jenis Impeller Pompa Sentrifugal	10
II.3.3. Keuntungan Dan Kerugian Pemakaian Pompa Sentrifugal Dan Pompa Torak	14

BAB III : ANALISA DAN PERHITUNGAN	16
III.1. Kapasitas Pompa	16
III.2. Head Pompa	18
III.2.1. Head Pompa Pada Pipa Isap.....	18
III.2.2. Head Losses Pada Pipa Tekan.....	21
III.2.3. Statis Head Pompa	24
III.3. Perhitungan Daya	24
III.3.1. Daya Pompa	24
III.3.2. Daya Motor Penggerak	25
III.4. Perhitungan Kecepatan Spesifik	26
BAB IV : PERHITUNGAN UKURAN – UKURAN UTAMA POMPA	30
IV.1. Diameter Poros Dan Pasak	30
IV.1.1. Diameter Poros	30
IV.1.2. Pasak	32
IV.2. Impeller Pompa	36
IV.2.1. Perhitungan Ukuran – Ukuran Impeller Pada Sisi Masuk	37
IV.2.2. Perhitungan Ukuran – Ukuran Pada Sisi Keluar	41
IV.2.3. Perencanaan Poros	47

IV.3. Diffuser	50
IV.3.1. Pada Sisi Masuk Diffuser	50
IV.3.2. Pada Sisi keluar Diffuser	52
IV.4. Perhitungan Gaya – Gaya Yang Terjadi Pada Pompa ..	54
IV.4.1. Gaya – Gaya Aksial	55
IV.4.2. Cara Mengatasi Gaya Aksial	58
IV.4.3. Besar gaya Radial	59
IV.4.4. Putaran Kritis	63
BAB IV : KESIMPULAN	66
LITERATUR	



BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang Masalah

Indonesia merupakan negara kepulauan yang terbentang luas mulai dari Sabang sampai Marauke, dan mempunyai sumber minyak bumi dan gas alam maupun hasil bumi lainnya. Dengan kekayaan akan sumber daya alam tersebut baru bisa kita manfaatkan apabila mempunyai sumber daya manusia yaitu harus menguasai ilmu pengetahuan dan teknologi.

Dengan kemajuan ilmu pengetahuan dan teknologi di masa sekarang ini, pelabuhan-pelabuhan di Indonesia mempunyai peranan penting dalam melancarkan system perdagangan, baik itu antar daerah maupun antar negara. Karena itulah kita perlu mengembangkan sarana dan prasarana pelabuhan untuk memenuhi kebutuhan konsumen akan jasa pelabuhan.

Dengan adanya fasilitas pompa pada pelabuhan yang mempunyai peranan penting yang digunakan untuk memenuhi kebutuhan air bersih bagi perkantoran, pergudangan, perbengkelan dan juga digunakan untuk komersil yaitu untuk pendistribusian air bersih dari reservoir ke kapal guna memperlancar sistem operasional pelabuhan dan saling mempunyai keterkaitan satu dengan yang lainnya.

I.2. Perumusan Masalah

Untuk memenuhi kebutuhan air bersih bagi kapal-kapal yang berlabuh, maka diperlukan sebuah pompa untuk pendistribusian air bersih dari reservoir ke kapal, yang direncanakan, berdasarkan, jumlah kapal masuk, jumlah debit air yang diperlukan setiap kapal dan batas waktu pengisiannya, kemudian kapasitas maksimum yang diperlukan.

I.3. Pembatasan Masalah

Pompa yang direncanakan di sini akan digunakan untuk pendistribusian air bersih dari reservoir ke kapal. Pada perencanaan tersebut hanya dilakukan perhitungan pada bagian-bagian utama pompa yang dipilih dan dihitung, diteliti kerugian-kerugian head sepanjang pipa tekan dan pipa hisap serta kerugian-kerugian kecil lainnya seperti : elbow, gate valve, check valve, T. Standards, katup dan kecepatan dalam pipa.

I.4. Tujuan Perencanaan

Adapun tujuan perencanaan antara lain sebagai berikut :

- a. Agar mahasiswa dapat mengaplikasikan ilmu yang diperoleh di bangku kuliah baik secara teoritis maupun dalam praktek.
- b. Agar mahasiswa dapat ikut berpartisipasi dalam pengembangan teknologi melalui perancangan maupun modifikasi.
- c. Untuk memenuhi kewajiban tugas akhir di jurusan Mesin Fakultas Teknik

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Universitas Medan Area

Document Accepted 11/12/23

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

I.5. Sistematika Penulisan

Penjelasan untuk masing-masing bab dalam penulisan ini sebagai berikut :

- a. Bab I. Sebagai pendahuluan, di sini diuraikan mengenai masalah latar belakang masalah, perumusan masalah, pembatasan masalah sampai pada sistematis penulisan.
- b. Bab II. Dijelaskan dasar-dasar teori yang berhubungan dengan pompa.
- c. Bab III. Dilakukan analisa perhitungan diameter pipa hisap dan tekan, kapasitas, kecepatan fluida dalam pipa, dan kerugian-kerugian sepanjang pipa isap dan pipa tekan.
- d. Bab IV. Perhitungan-perhitungngan bagian utama dari pompa seperti : poros dan pasak, impeller, diffuser.
- e. Bab V. Kesimpulan dan Saran

BAB II

DASAR-DASAR TEORI

II.1. Mesin-Mesin Fluida

Defenisi fluida dalah zat-zat yang mampu mengalir dan menyesuaikan diri dengan bentuk wadah tempatnya. Dalam aliran fluida ada juga konsep penting sebagai pedoman penerapan energi fluida yaitu : prinsip kekekalan massa, prinsip energi kinetik dan prinsip momentum.

Mesin fluida adalah mesin yang dapat merubah energi mekanis dari poros menjadi energi fluida, atau sebaliknya yaitu mengubah energi fluida (energi potensial dan kinetik) menjadi energi poros. Berdasarkan perubahan energi fluida, mesin-mesin fluida dapat dibagi 2 yaitu :

a. Mesin Kerja

Mesin kerja merupakan mesin yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida dalam bentuk energi tekanan, kinetik, potensial. Misalkan : pompa, blower, kompresor, fan, dan lain-lain.

b. Mesin Tenaga

Mesin tenaga merupakan mesin yang mengubah energi fluida menjadi energi mekanik. Misalkan : kincir angin, turbin air, dan lain-lain.

II.2. Klasifikasi Pompa

Dalam memilih sebuah pompa untuk maksud tertentu, terlebih dahulu harus diketahui kapasitas aliran dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang dipompa.

II.2.1. Klasifikasi Pompa Ditinjau dari Sudut Tekanan yang Menghasilkan Energi Fluida

Maka pompa ini dapat diklasifikasikan atas dua yaitu :

A. Pompa Tekanan Statis

Pompa ini disebut juga dengan “Positive Displacement Pump “ dimana head yang terjadi adalah akibat tekanan yang diberikan terhadap fluida, dengan cara energi mekanik yang diberikan kepada tekanan untuk menekan fluida secara langsung. Pompa ini mempunyai kapasitas yang konstan sehingga mengakibatkan getaran yang relatif besar dan biasanya dipakai untuk kapasitas kecil dan head yang tinggi.

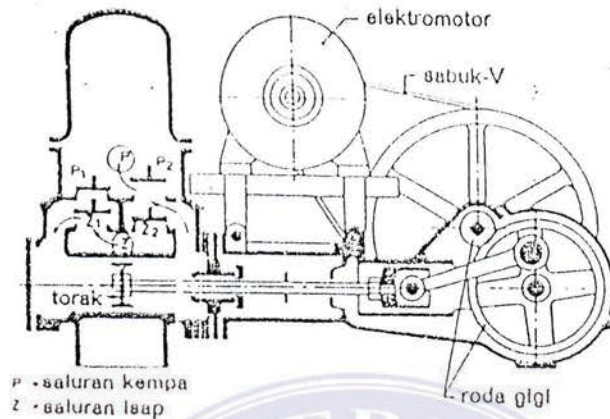
Adapun jenis pompa yang termasuk dalam golongan ini adalah :

a. Pompa Torak (Reciprocating Pump)

Pompa ini mempunyai bagian utama berupa kotak yang bergerak bolak-balik didalam silinder. Untuk dapat mengalirkan fluida secara kontiniu kesuatu arah maka pompa ini dilengkapi dengan katup-katup pada sisi isap dan tekan.

Fluida yang bertekanan rendah diisap ke dalam ruangan silinder dan kemudian ditekan oleh torak sehingga tekanannya naik dan sanggup mengeluarkan

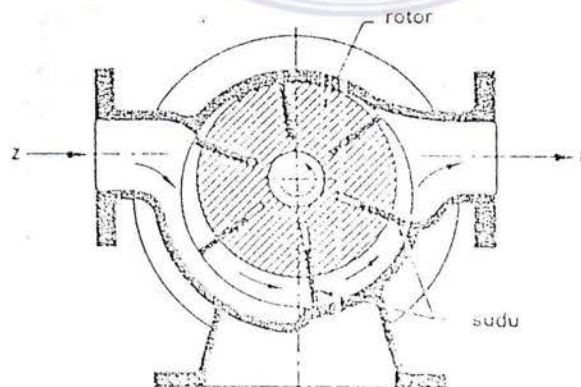
fluida keluar melalui katup tekan. Pompa torak tersebut dapat dilihat pada gambar 2.1 di bawah ini.



Gambar 2.1. Pompa Torak Kerja Ganda

b. Pompa Putar (Rotary Pump)

Pada pompa putar bagian utamanya adalah : Rotor yang berputar dalam rumah pompa, fluida diisap melalui katup isap kemudian dikurung dalam ruangan antara rotor dan rumah, sehingga fluida tersebut tertekan kesisi dengan gerakan rotasi yang menyebabkan fluida mengalir keluar melalui sisi tekan. Pompa putar (rotary pump) dapat dilihat pada gambar 2.2 dibawah ini.



Gambar 2.2. Pompa Putar

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© 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



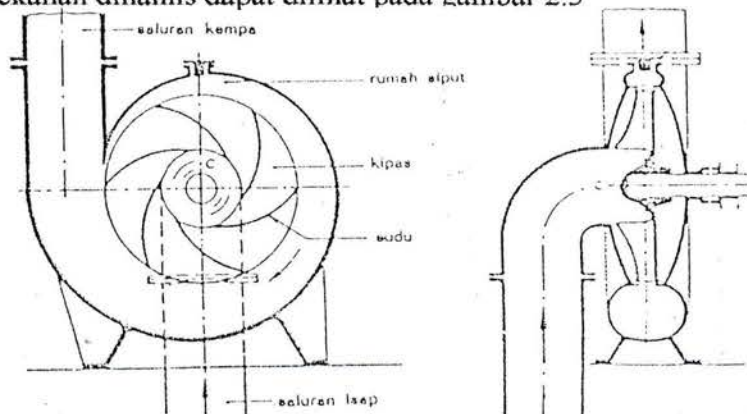
c. Pompa tekan Dinamis

Pompa tekan dinamis disebut juga dengan “Dynamic Pump” atau (Impeller Pump) dimana energi fluida diperoleh secara kontiniu dengan kata lain energi terjadi akibat perubahan momentum dari gaya-gaya yang secara kontiniu. Pompa ini mempunyai ciri-ciri sebagai berikut :

- 1) Mempunyai bagian utama berupa poros, sudu-sudu impeller, rumah spiral (valute) dan nosel.
- 2) Melalui sudu-sudu tersebut mengalir cairan secara kontiniu dimana antar sudu dan cairan terjadi pertukaran momentum.
- 3) Energi mekanis diberikan pada poros pompa untuk memutar impeller, maka fluida yang ada di dalam impeller juga ikut berputar.

Karena timbulnya gaya sentrifugal maka fluida mengalir dari tengah impeller melalui saluran di antara sudu-sudu. Di sini head kecepatannya bertambah tinggi karena mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk spiral disekeliling impeller dan disalurkan keluar melalui nosel.

Pompa tekanan dinamis dapat dilihat pada gambar 2.3



Gambar 2.3. Pompa Tekanan Dinamis Jenis Pompa Sentrifugal

Bila ditinjau dari arah aliran fluida mengalir melalui sudu-sudu gerak, maka pompa tekanan dinamis dapat digolongkan atas 2 bagian utama yaitu :

a. Pompa Radial

Pompa jenis radial : dimana aliran fluida dalam sudu gerak terletak pada bidang yang tegak lurus pada sumbu poros dan head yang timbul diakibatkan oleh besarnya gaya sentrifugal.

b. Pompa Aksial

Pompa jenis aksial : Dimana aliran fluida dalam sudu gerak terletak pada yang sejajar sumbu poros dan head yang timbul diakibatkan oleh besarnya gaya angkat dari sudu geraknya.

II.2.2. Klasifikasi Pompa Menurut Bentuk Rumah

a. Pompa Volut

Pompa volut adalah sebuah pompa sentrifugal, dimana zat cair dari impeller secara langsung dibawa kerumah volut.

b. Pompa Diffuser

Pompa diffuser adalah sebuah pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu diffuser dikelilingi luar impellernya. Karena sudu-sudu diffuser disamping memperbaiki efisiensi pompa juga menambah kokoh rumah. Konstruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head yang tinggi.

Pompa ini juga sering dipakai sebagai pompa bertingkat banyak karena aliran

satu tingkat lainnya dapat dilakukan tanpa menggunakan rumah volut.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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)11/12/23

c. Pompa Aliran Campur Jenis Volut

Pompa ini mempunyai impeller jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Di sini tidak digunakan sudu-sudu diffuser melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair. Pompa ini tidak mudah tersumbat sehingga cocok untuk air limbah.

II.3. Pompa Sentrifugal

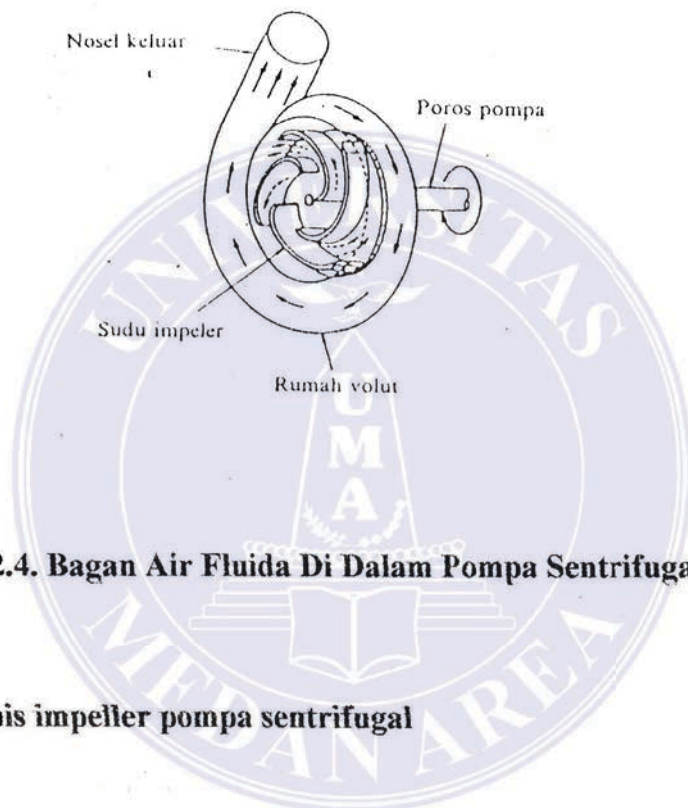
II.3.1. Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai sebuah impeller (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller di dalam zat cair, maka zat cair yang ada didalam impeller oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair dari tengah impeller keluar melalui saluran diantara sudu-sudu. Di sini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran yang berbentuk spiral (volut) dikelilingi impeller dan disalurkan keluar pompa melalui nozel.

Di dalam nozel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan. dari kerja pompa sentrifugal tersebut, maka pompa sentrifugal dapat didefinisikan sebagai berikut. Yaitu mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi fluida inilah yang mengakibatkan pertambahan

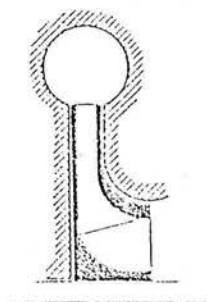
head tekanan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara

kontiniu. Untuk bagan aliran fluida di dalam pompa sentrifugal diperlihatkan pada gambar 2.4. dibawah ini.



Gambar 2.4. Bagan Air Fluida Di Dalam Pompa Sentrifugal

II.3.2. Jenis – jenis impeller pompa sentrifugal



a. Impeller Jenis Radial

Jenis impeller ini, aliran pada sudu gerakannya terletak pada bidang tegak lurus pada sumbu atau bidang poros pompa. Impeller radial tersebut dipakai untuk tinggi tekan yang tinggi dan juga banyak dipakai untuk pompa bertingkat banyak.

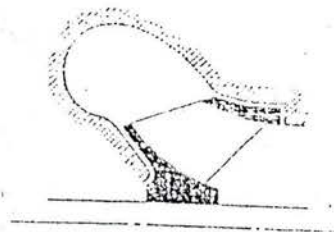
Perbandingan diameter buang (discharge) dan diameter mata sisi masuk (inlet eye diameter) adalah sekitar 2. Impeller jenis radial dapat dilihat pada gambar 2.5.

b. Impeller Jenis Francis

Impeller jenis francis digunakan untuk pompa dengan head yang dihasilkan lebih rendah dari jenis impeller radial, akan tetapi kapasitasnya lebih besar.

$$N_s = (1500 \div 4500) \text{ rpm } \text{ lit.2 hal 53}$$

Perbandingan diameter buang (dischanger) dengan diameter mata sisi masuk (inlet eye diameter) lebih kecil dari jenis radial ($D_2/D_0 = 1,4 \div 1,8$). Untuk impeller jenis francis dapat dilihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Impeller Jenis Francis

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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

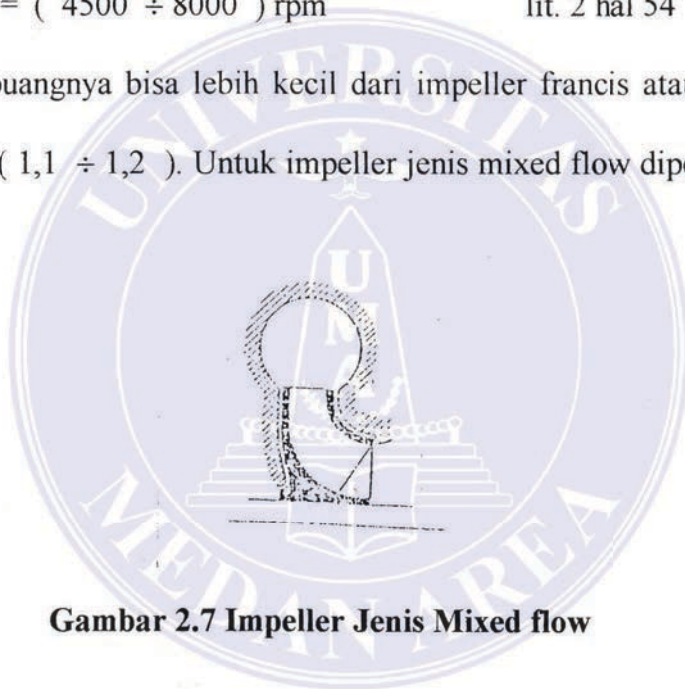
Access From (repository.uma.ac.id)11/12/23

c. Impeller Jenis Mixed Flow

Tinggi tekan yang dihasilkan pada impeller jenis ini sebagian adalah oleh gaya sentrifugal dan sebagian lagi oleh tekanan impeller (dorongan sudu). Aliran buangnya sebagian radial atau sebagian lagi aksial atau merupakan gabungan keduanya.

$$N_s = (4500 \div 8000) \text{ rpm} \quad \text{lit. 2 hal 54}$$

Diameter buangnya bisa lebih kecil dari impeller francis atau sama dengan yaitu : $D_2/D_0 = (1,1 \div 1,2)$. Untuk impeller jenis mixed flow diperlihatkan pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Impeller Jenis Mixed flow

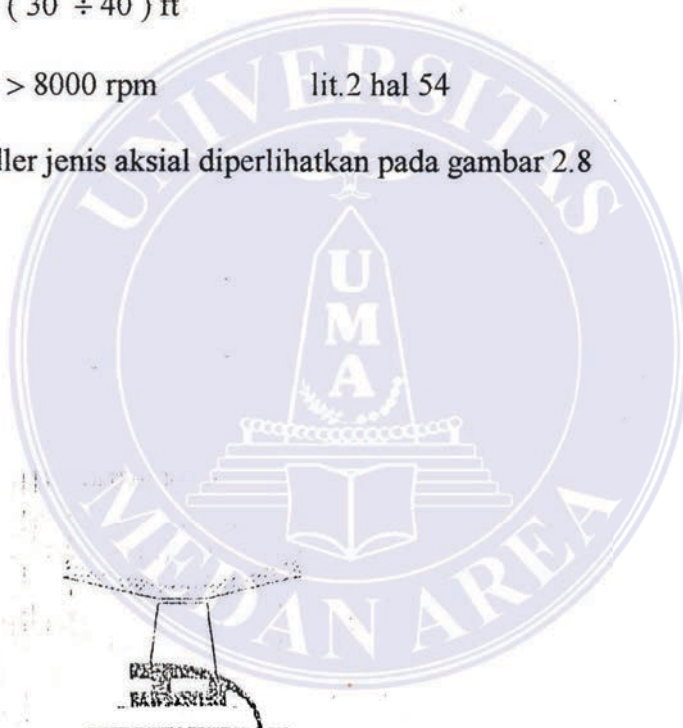
d. Impeller Jenis Aksial

Impeller jenis aksial ini tak ada gaya sentrifugal yang bekerja sehingga semua head yang timbul akibat dorongan sudu (impeller). Aliran hampir sama semuanya aksial. Impeller ini hanya digunakan untuk head yang rendah tetapi kapasitasnya besar.

$$H = (30 \div 40) \text{ ft}$$

$$Ns = > 8000 \text{ rpm} \quad \text{lit.2 hal 54}$$

Untuk jenis impeller jenis aksial diperlihatkan pada gambar 2.8



Gambar 2.8 Impeller Jenis Aksial

II.3.3 Keuntungan dan Kerugian Pemakaian Pompa Sentrifugal dan Pompa Torak

Pompa Centrifugal :

- a) Aliran mengalir secara kontiniu.
- b) Ruangannya yang digunakan lebih kecil.
- c) Biaya pemeliharaan rendah.
- d) Instalasi sederhana dan murah.
- e) Dapat beroperasi pada putaran tinggi dan langsung dikopel dengan motor penggerak.
- f) Getaran kecil.
- g) Konstruksi ringan dan sederhana.
- h) Pondasi lebih ringan.
- i) Dapat digunakan pada kapasitas kecil, sedang, dan besar dengan head yang kecil dan sedang.
- j) Dapat memompakan air limbah.
- k) Efisiensi kecil.

Pompa Torak :

- a) Aliran mengalir tidak kontiniu.
- b) Pada kapasitas yang sama membutuhkan ruangan yang lebih besar.
- c) Biaya pemeliharaan lebih tinggi.

d) Instalasi sulit dan mahal.

- e) Beroperasi pada putaran rendah, dikopel dengan perantaraan sabuk atau roda gigi terhadap roda penggeraknya
- f) Getaran lebih besar.
- g) Konstruksi lebih berat dan sulit.
- h) Dibutuhkan pondasi yang berat.
- i) Digunakan pada kapasitas kecil dengan head yang tinggi.
- j) Hanya untuk air bersih.
- k) Efisiensi lebih tinggi.



BAB III

ANALISA DAN PERHITUNGAN

III.1. Kapasitas Pompa

Perencanaan kapasitas pompa di sini didasarkan pada :

- a. Jumlah debit air bersih yang diperlukan kapal selama 24 jam.
- b. Jumlah kapal yang masuk di pelabuhan selama selama 24 jam.

Karena jumlah kapal yang masuk di pelabuhan tidak pasti jumlahnya maka di dalam perencanaan ini diambil beberapa batasan sebagai dasar penentuan kapasitas yaitu :

- a. Batas waktu pengisian air bersih setiap kapal yaitu antara (1-2) jam lamanya.
- b. Jumlah permintaan air bersih yang diperlukan untuk setiap kapal yaitu antara (50 – 400) ton per kapal.

Didasarkan pada batas waktu pengisian air bersih ke kapal dalam jumlah permintaan dari masing-masing kapal, maka akan direncanakan sebuah pompa sentrifugal dengan kapasitas 350 ton/jam.

$$Q_p = 350 \text{ ton/jam} = 350.000 \text{ kg/jam}$$

$$Q_v = \frac{350.000 \text{ kg/jam}}{1.000 \text{ kg/m}^3} = 350 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$Q_v = 0,09722 \text{ m}^3/\text{dt}$$

Untuk menghitung diameter pipa hisap dan tekan digunakan persamaan kontinuitas berikut ini :

$$Q = V \cdot A$$

Dimana :

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

$$V = \text{kecepatan aliran (m/detik)}$$

$$= (2 - 3) \text{ m/detik diambil } 3 \text{ m/detik}$$

$$A = \text{Luas penampang dalam pipa}$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \text{ (m}^2 \text{)}$$

Maka :

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$D^2 = \frac{4 \times 0,09722 \text{ m}^3 / dt}{3,14 \times 3 \text{ m/dt}}$$

$$d^2 = \frac{0,389}{9,42} = 0,0413 \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{0,0413 \text{ m}^2} = 0,20318 \text{ m}$$

$$d = 203,18 \text{ mm} = 7,999 \text{ inchi}$$

$$d = 8 \text{ " diambil atau } (0,2032) \text{ m}$$

Untuk diameter 8 " merupakan ukuran standart, banyak terdapat dipasaran.

Dalam perencanaan ini diameter pipa hisap sama dengan pipa tekan.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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)11/12/23

Pemeriksaan terhadap kecepatan aliran :

$$V = \frac{4.Q}{\pi.d^2} = \frac{0,389 \text{ m}^3 / dt}{3,14.(0,2032)^2 / m^2} = \frac{0,389}{0,129} = 2,99 \text{ m/dt}$$

Berarti baik

III.2. Head Pompa

Head pompa adalah kemampuan pompa untuk memberikan kerja mekanik persatuan berat pada fluida sehingga dapat memindahkan fluida dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi. Pada pompa yang beroperasi perlu dihitung kerugian-kerugian mulai dari pipa hisap sampai sepanjang pipa tekan dan kerugian-kerugian lainnya.

III.2.1. Head Pompa Pada Pipa Isap (hfi)

- a. Kerugian gesekan dalam pipa isap (hfi)

$$h_{fi} = f \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

$$L = 10 \text{ M (direncanakan)}$$

$$d = 8 \text{ " } = 0,2032 \text{ m}$$

$$v = 3 \text{ m/dt diambil}$$

Karena (f) koefisien kerugian gesek belum diketahui, maka perlu dicari angka reynoldnya (Re).

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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)11/12/23

Dimana : $V =$ pada suhu $25^{\circ}\text{C} = 0,897 \times 10^6$

Jadi :

$$\text{Re} = \frac{3\text{m/dt} \cdot 0,2032 \text{ m}}{0,8975 \times 10^{-6}}$$

$$= \frac{0,6096}{0,8975 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 68 \times 10^5$$

Aliran yang terjadi turbulen $\text{Re} > 4000,00$

Beban pipa yang dipilih adalah besi tuang dengan harga kekerasan $\varepsilon = 0,25 \text{ mm}$.

Jadi kekerasan relatif ε/d adalah :

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,25\text{mm}}{203,2\text{mm}}$$

$$= 0,00123$$

dengan kekesaran relatif 0,00123 dan $\text{Re} > 6,8 \times 10^5$, maka dari diagram moddy dapat dilihat harga koefisien kekasaran gesek : jadi f didapat $= 0,0209$ maka :

$$hf = 0,0209 \frac{10\text{m}}{0,2032\text{m}} \cdot \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2,9,81 \text{ m/dt}^2}$$

$$hfi = 0,472 \text{ m}$$

b. kerugian gesekan pada elbow (hel)

Pada pipa tekan elbow direncanakan 5 buah

$$\text{Hel} = 5 \cdot 0,275 \text{ m} = 1,375 \text{ m}$$

c. Kerugian pada gate valve (hGV)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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)11/12/23

Gate Valve adalah untuk mengatur kapasitas pemompaan dan mengatur kondisi kerja pompa agar sesuai dengan efisiensi optimum pompa.

$$\begin{aligned} \text{HGV} &= \text{KGV} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Dimana KGV} = 0,19 \\ &= 0,19 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/dt}^2} \\ &= 0,087 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Kerugian pada saat memasuki pipa isap (mulut lonceng) (hen)

$$\begin{aligned} \text{Hen} &= \text{ken} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Dimana KGV} = 0,4 \\ &= 0,4 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/dt}^2} \\ &= 0,183 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Kerugian kecepatan (hv)

$$\begin{aligned} \text{Hv} &= \frac{v^2}{2 \cdot g} \\ &= \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/dt}^2} \\ &= 0,459 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi total kerugian head pada pipa isap adalah :

$$\begin{aligned} h_i &= h_{fi} + h_{el} + h_{ev} + h_{en} + h_v \\ &= 0,472 \text{ m} + 0,275 \text{ m} + 0,087 \text{ m} + 0,183 \text{ m} + 0,459 \text{ m} \end{aligned}$$

III.2.2. Head Losses Pada Pipa Tekan (ht)

a. Kerugian gesekan sepanjang pipa tekan (ht)

$$H_{ft} = f \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

F = koefisien kerugian gesek

$$= 0,0209$$

L = panjang pipa (m)

$$= 1.500 \text{ m (direncanakan)}$$

d = diameter dalam pipa

$$= 0,2032 \text{ m}$$

Jadi :

$$h_{ft} = 0,0209 \frac{1.500 \text{ m}}{0,2032 \text{ m}} \cdot \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/dt}^2}$$

$$h_{ft} = 70,72 \text{ m}$$

b. Kerugian pada gate valve (hGV)

$$h_{GV} = K_{GV} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Dimana : } K_{GV} = 0,19$$

$$= 0,19 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/dt}^2}$$

$$= 0,087 \text{ m}$$

Pada pipa tekan gate valve direncanakan 2 buah yaitu : yang satu untuk mengatur kapasitas keseluruhan air bersih yang dipompakan dan yang satu lagi untuk mengatur kapasitas pengisian ke kapal.

$$\text{Jadi : } h_{Gv} = 2 \cdot 0,087 = 0,174 \text{ m}$$

c. Kerugian pada check valve

Fungsi check valve adalah untuk menjaga agar tekanan pada awal pemompaan tidak terlalu rendah sehingga daya motor dapat mengatasi pemompaan guna lainnya.

Untuk menjaga agar air tidak masuk ke pompa saat pompa tidak bekerja :

$$\begin{aligned} h_{cv} &= K_{cv} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Dimana : } K_{cv} = 2,5 \\ &= 2,5 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{dt}^2} \\ &= 1,15 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Kerugian gesekan pada elbow (hel)

$$\begin{aligned} \text{Hel} &= k_{el} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Dimana : } k_{el} = 0,6 \\ &= 0,6 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{dt}^2} \\ &= 0,275 \text{ m} \end{aligned}$$

Pada pipa tekan elbow direncanakan 5 buah

$$\text{Hel} = 5 \cdot 0,275 \text{ m} = 1,375 \text{ m}$$

e. Kerugian gesek pada T standart (h_T)

$$\begin{aligned}
 h_T &= K_T \frac{V^2}{2 \cdot g} && \text{Dimana : } K_T = 1,8 \\
 &= 1,8 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2,9,81 \text{ m} / \text{dt}^2} \\
 &= 0,826 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Pada pipa tekanan direncanakan T standart 7 buah

$$h_T = 7 \times 0,826 = 5,782 \text{ m}$$

f. Kerugian gesekan pada katup putar pipa tekan (h_K)

$$\begin{aligned}
 h_K &= K_K \frac{V^2}{2 \cdot g} && \text{Dimana : } K_K = 0,083 \\
 &= 0,083 \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2,9,81 \text{ m} / \text{dt}^2} \\
 &= 0,038 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Pada pipa tekan direncanakan 9 buah katup putar :

$$= 9 \times 0,038 \text{ m} = 0,342 \text{ m}$$

g. Akibat gesek akibat kecepatan pada pipa tekan (H_v)

$$\begin{aligned}
 h_v &= \frac{v^2}{2 \cdot g} \\
 &= \frac{(3^2) \text{ m}^2 / \text{dt}^2}{2,9,81 \text{ m} / \text{dt}^2} \\
 &= 0,459 \text{ m}
 \end{aligned}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Jadi kerugian head pada pipa tekan seluruhnya adalah :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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)11/12/23

$$\begin{aligned}
 H_t &= h_{tf} + h_{cv} + h_{cl} + h_T + h_K + h_v \\
 &= 70,77 \text{ m} + 0,178 \text{ m} + 1,15 \text{ m} + 1,375 \text{ m} + 5,782 \text{ m} + 0,342 + 0,0459 \text{ m} \\
 &= 80,0,56 \text{ m}
 \end{aligned}$$

III.2.3. Statis Head Pompa

Head statis adalah perbedaan tinggi antara muka air disisi keluar dan disisi masuk.

Untuk head statis pompa disini direncanakan (h_a) = 2 m

Jadi head total pompa adalah :

$$\begin{aligned}
 H_{\text{total}} &= h_a + h_i + h_t \\
 &= 2 \text{ m} + 1,476 \text{ m} + 79,933 \text{ m} \\
 &= 83,409 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Untuk menjaga keamanan instalansi, maka head pompa direncanakan lebih tinggi dari perhitungan yang didapatkan. Faktor keamanan 10% lebih besar dari hasil yang diperoleh. Jadi head pompa yang direncanakan menjadi :

$$\begin{aligned}
 H_p &= 83,409 + (10\% \cdot 83,409) \\
 H_p &= 83,409 + 8,3409 \\
 &= 91,7499 \text{ m} = 92 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini diperhitungkan head pompa sebesar 92 m sesuai standarts.

III.3. Perhitungan Daya

III.3.1. Daya Pompa (Np)

Daya pompa adalah daya yang diberikan pada zat cair. Daya pompa tergantung pada besarnya kapasitas dan headnya.

$$N_p = \frac{\gamma \cdot H_p \cdot Q}{\eta_p}$$

Dimana :

$$\gamma = P.g \text{ pada suhu } 25^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 996,3 \text{ kg/m}^3 \text{ pada suhu } 25^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0,09722 \text{ m}^3/\text{dt}$$

$$\eta_p = (53\% - 78\%) \text{ diambil } 78\%$$

Jadi :

$$N_p = \frac{996,3 \text{ kg/m}^2 \cdot 9,8 \text{ m/dt}^2 \cdot 92 \text{ m} \cdot 0,09722 \text{ m}^3 / \text{dt}}{0,78}$$

$$= 112074,8 \text{ W}$$

$$= 112,0748 \text{ Kw}$$

$$N_p = \frac{112,0748 \text{ Kw}}{0,735}$$

$$= 152,48 \text{ Ps}$$

III.3.2. Daya Motor Penggerak (Nm)

Elektro motor merupakan jenis penggerak yang banyak digunakan. Motor penggerak ini dapat digunakan untuk menggerakkan pompa dengan kapasitas kecil, sedang dan besar. Dalam perencanaan ini perpindahan puntiran daya dari motor penggerak ke poros pompa dilakukan dengan cara mengkopel langsung kedua poros dengan tujuan untuk mendapatkan harga efisiensi mekanik sebesar mungkin.

$$Nm = e \cdot Np$$

Dimana :

$$Np = \text{Daya Pompa} = 112,0748 \text{ Kw}$$

$$e = (1,1 - 1,2) \text{ diambil } 1,2$$

Jadi :

$$Nm = 112,748 \text{ Kw} \cdot 1,2$$

$$= 134,49 \text{ Kw}$$

$$Nm = \frac{134,49 \text{ kw}}{0,735}$$

$$= 182,98 \text{ Ps}$$

Elektro motor dipilih sesuai dengan yang ada di pasaran yaitu elektro motor dengan spesifikasi sebagai berikut :

$$\text{Daya} = 190 \text{ Ps} = 139,65 \text{ Kw}$$

$$\text{Putaran} = 1.500 \text{ rpm}$$

$$\text{Voltage} = 380 - 420 \text{ Volt}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Frekwensi = 50 Hz

© 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 (repository.uma.ac.id)11/12/23

III.4. Perhitungan Kecepatan Spesifik (ns)

Kecepatan spesifik (putaran spesifik) adalah kecepatan putar suatu pompa yang sebangun dengan pompa yang menghasilkan kapasitas m^3/dt dan head mH_2O , pada efisiensi maksimum.

Dalam menentukan jenis impeller (roda jalan) ini tergantung pada besar kecil putaran spesifik pompa.

$$N_s = \frac{n(Q)^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Dimana :

$Q = 0,09722 m^3/dt = 5,833 m^3/menit$ untuk mendapatkan hasil yang sesuai dari ns, maka satuan tersebut harus diubah (konvers satuan)

$$Q = 5,8333 m^3/menit = 1541 gpm$$

$n =$ putaran pompa 1500 rpm karena terjadi slip maka diambil 1 – 2% lebih kecil jadi $n = 1450$ diambil

$H =$ untuk pompa bertingkat banyak dihitung head pertingkat

$$H_i = \frac{92 m}{3 \text{ tingkat}} = 30,67 m = 100,623 ft$$

Jadi :

$$\begin{aligned} n_{s_i} &= 1450 \text{ rpm} \cdot \frac{\sqrt{1541}}{(100,63 ft)^{3/4}} \\ &= 1450 \text{ rpm} \cdot \frac{39,26}{31,77} \end{aligned}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

ns_i = 1791,85 rpm
© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

Berdasarkan putaran spesifik yang dihasilkan dari perhitungan, maka impeller dapat kita lihat pada tabel di bawah ini :

No.	Putaran	Spesifik	Type Impeller
1.	500 rpm	3.000 rpm	Impeller Jenis Radial
2.	1.500 rpm	4.500 rpm	Impeller Jenis Francis
3.	4.500 rpm	8.000 rpm	Impeller Jenis Mixed Flan
4.	8000 >	-	Impeller jenis Propeller

Tabel 2. Pemilihan Type Impeller

Untuk putaran spesifik $n_s = 1791,85$ rpm, sesuai dengan tabel 2, maka type impeller yang diperoleh adalah impeller jenis radial.

Spesifikasi hasil perencanaan dan perhitungan didasarkan pada jumlah kapasitas head pompa serta dengan tidak adanya kepastian permintaan air bersih dari kapal baik jumlah maupun waktu masuk kapal, maka di sini direncanakan 3 buah pompa yang disusun secara paralel, yang dua buah digunakan untuk beroperasi secara bergantian dan yang satu lagi sebagai cadangan.

Spesifikasi hasil perencanaan :

a. Kapasitas Pompa = $0,09772 \text{ m}^3/\text{dt}$

b. Head Pompa = 92 m

UNIVERSITAS MEDAN AREA

c. Jenis Pompa

= sentrifugal

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/12/23

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 (repository.uma.ac.id)11/12/23

- d. Jumlah Pompa = 3 buah
- e. Jumlah tingkat = 3 tingkat
- f. Putaran spesifik = 1791,85 rpm
- g. Type Impeller = radial
- h. Daya pompa = 112,0748 Kw
- i. Daya motor penggerak = 139,65 Kw
- j. Putaran motor = 1450 rpm



BAB V

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan perencanaan maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Pompa yang direncanakan digunakan untuk mendistribusikan air bersih dari reservoir ke kapal.
2. Data Spesifik pompa
 - a. Kapasitas pompa (Q_v) = $0,9722 \text{ m}^3/\text{dt}$
 - b. Head pompa (H_p) = 92 m
 - c. Putaran pompa (n_p) = 1450 rpm
 - d. Daya pompa (N_p) = $112074,8 \text{ W}$
 - e. Efisiensi pompa (ϵ_p) = 78%
3. Data Spesifik motor penggerak
 - a. Type motor = induksi
 - b. Daya motor (N_m) = 139650 W
 - c. Frekwensi (f) = 50 Hz
 - d. Jumlah kutup = 4
 - f. Voltase/tegangan (V) = $380 - 420$

4. Ukuran-ukuran utama poros

1. Poros dan pasak

- a. Diameter poros (d_s) = 65 mm
- b. Ukuran nominal pasak (f) = 20 x 12
- c. Panjang pasak (l) = 70,7 mm

2. Impeller pompa

- ❖ Diameter hub (d_h) = 78 mm
- ❖ Diameter mata impeller (d_o) = 202 mm
- ❖ Diameter sisi masuk (D_1) = 202 mm
- ❖ Lebar impeller pada sisi masuk (b_1) = 49 mm
- ❖ Kecepatan keliling pada sisi masuk (V_1) = 15,328 m/dt
- ❖ sudut relatif sisi masuk (β_1) = 14,70
- ❖ Kecepatan relatif masuk impeller (w_1) = 15,82 m/dt
- ❖ Diameter keluar impeller (D_2) = 335,7 mm
- ❖ Lebar impeller pada sisi masuk (b_2) = 29,3 mm
- ❖ Kecepatan keliling pada sisi keluar (V_2) = 25,47 m/dt
- ❖ Sudut tangensial keluar impeller (β_2) = 240
- ❖ Kecepatan relatif keluar impeller (W_2) = 8,39 m/dt
- ❖ Kecepatan tangensial teoritis keluar impeller (V_{v_2}) = 1,78 m/dt
- ❖ Kecepatan tangensial akibat aliran sirkulasi (V^1U_2) = 12,46 m/dt
- ❖ Sudut aliaran aliran keluar impeller (α_2) = 10,9⁰

❖ Sudut aliran keluar impeller absolut (α^1_2)	= 15,3
❖ Kecepatan keluar teoritis (V_{t2})	= 18,05 m/dt
❖ Kecepatan keluar absolut (V^1_{t2})	= 12,93 m/d
❖ Sudut tangensial keluar impeller (β^1_2)	= 14,8 ⁰
❖ Kecepatan relatif (W_2^1)	= 13,36 m/dt
❖ Jumlah sudu (Z)	= 9 buah
❖ tebal sudu impeller pada sisi masuk (t_1)	= 3,6 mm
❖ tebal sudu impeller pada sisi keluar (t_2)	= 4,8 mm
❖ jarak bagi sudu pada sisi masuk impeller (S_1)	= 70,48 mm
❖ jarak bagi sudu pada sisi keluar impeller (S_2)	= 117,12 mm

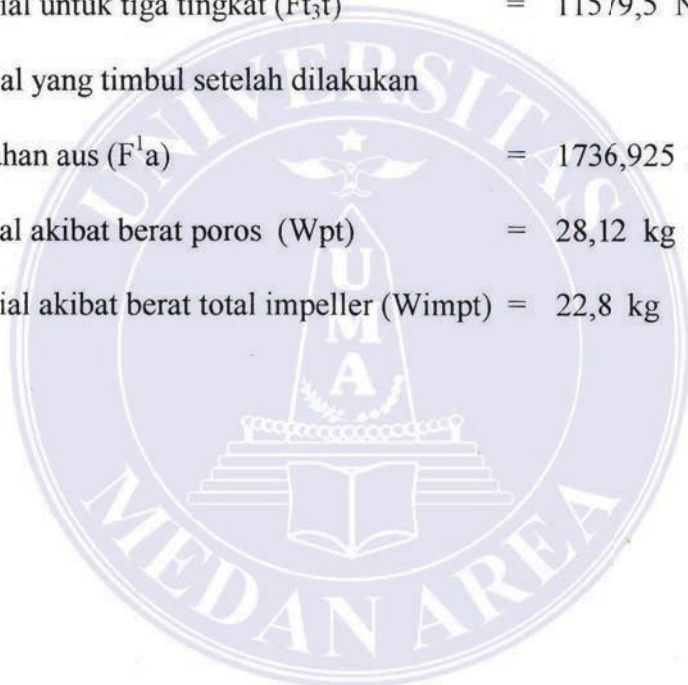
c. Diffuser

❖ Lebar lauan sisi masuk (b_3)	= 31,1 mm
❖ Diameter dalam sisimasuk diffuser (D_{30})	= 335,7 mm
❖ Diameter luar sisi masuk difuser (V_{r3})	= 398,3 mm
❖ Kecepatan radial sisi masuk (V_{u3})	= 2,732 m/dt
❖ Sudut aliran masuk fluida (α_3)	= 10,32 ⁰
❖ Kecepatan absolut sisi masuk (V_3)	= 15,25 mm
❖ Kecepatan radial keluar diffuser (V_{r4})	= 2,66 m/dt
❖ Sudut aliran keluar fluida (α_4)	= 20,4 ⁰
❖ Kecepatan keluar fluida (V_4)	= 7,62 m/dt
❖ Jumlah sudu pengarah (zd)	= 10 buah

- ❖ Jarak antara sudu diffuser pada sisi masuk = 125,1 mm
- ❖ Jarak antara sudu diffuser pada sisi keluar = 63,43 mm
- ❖ tebal sudu pengarah pada sisi masuk $(t_3) = 1,5$ mm
- ❖ tebal sudu pengarah pada sisi keluar $(t_4) = 1,45$ mm

d. Gaya-gaya pada pompa

- ❖ gaya aksial untuk tiga tingkat $(F_{t3t}) = 11579,5$ N
- ❖ gaya aksial yang timbul setelah dilakukan ring penahan aus $(F^1_a) = 1736,925$ N
- ❖ gaya radial akibat berat poros $(W_{pt}) = 28,12$ kg
- ❖ gaya radial akibat berat total impeller $(W_{impt}) = 22,8$ kg



LITERATUR

Austin H. Church, “Pompa dan Blower Sentrifugal”, Terjemahan Ir. Zulkifli Harahap, Penerbit Erlangga 1986, Jakarta.

Fritz Dietzel, Prof., Dipl. Ing. “Turbin, Pompa dan Kompresor”, Terjemahan Ir. Dakso Sriyono. Penerbit Erlangga 1998, Jakarta.

Igor J Karassik, “ Pompa Hand Book “, Second Edition, Mc. Graw - Hill Book, New York.

Sularso, Ir., MSME dan Tahara, Haruan. Prof., Dr., “Pompa Kompresor, Pemilihan, Pemakaian dan Pemiliharaan”, Penerbit PT. Pradnya Paramita, Jakarta.

Sularso. Ir., MSME dan Kiyokatsui, Suga. Prof., Dr., “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Penerbit PT. Pradnya Paramita 1983, Jakarta.

