

**PENELITIAN**  
**PENENTUAN HEAD dan DAYA POMPA SIRKULASI AIR**  
**(*Circulating Water Pump/CWP*) DALAM MENUNJANG**  
**EFEKTIFITAS KERJA KONDENSOR**



**Oleh :**

**ZEIN MUHAMAD**

**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS BANDAR LAMPUNG**

**2020**

**SURAT TUGAS**

No. 42/ST/FT-UBL/III/2020

Dekan Fakultas Teknik Universitas Bandar Lampung dengan ini memberi tugas kepada:

Nama ; Ir. Zein Muhamad, MT.

Jabatan : Dosen Fakultas Teknik Universitas Bandar Lampung

Untuk melaksanakan kegiatan di bidang penelitian “**Penentuan Head Dan Daya Pompa Sirkulasi Air (Circulating Water Pump/CWP) Dalam Menunjang Efektifitas Kerja Kondensor**”.

Demikian Surat Tugas ini dibuat untuk dilaksanakan sebagaimana mestinya dan setelah dilaksanakan kegiatan tersebut agar melaporkan kepada Dekan

Bandar Lampung, 09 Maret 2020

Dekan,


**Ir. Junardi, MT.**

## HALAMAN PENGESAHAN

1. a. Judul Penelitian : **“Penentuan Head Dan Daya Pompa Sirkulasi Air (Circulating Water Pump/CWP) Dalam Menunjang Efektifitas Kerja Kondensor ”.**
- b. Bidang Ilmu : Teknik Mesin
2. Pelaksana :
- a. Nama : Ir. Zein Muhamad, MT.
- b. Jenis Kelamin : Laki-laki
- c. NIP / NIDN : 0012096409
- d. Pangkat/Gol. : Penata / IIIc
- e. Jabatan Fungsional : Lektor
- f. Fakultas/Program Studi: Teknik/Teknik Mesin
- g. Perguruan Tinggi : Universitas Bandar Lampung
- h. Pusat Penelitian : LPPM Universitas Bandar Lampung
- i. Bidang Keahlian : Teknik Mesin
- j. Waktu Pelaksanaan : Maret 2020 s/d Juli 2020
- 3.
4. Biaya Penelitian : Rp. 8.000.000.-
5. Sumber Dana : Mandiri

Mengetahui,  
Dekan Fakultas Teknik



Ir. Jujardi, MT.

Bandar Lampung, 05 Agustus 2020  
Ketua Pelaksana,

Ir. Zein Muhamad, MT.

Mengetahui,  
Lembaga Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat  
Universitas Bandar Lampung (LPPM-UBL)



Kepala,  
Dr. Hundri Dunan, SE. MM.



**UNIVERSITAS BANDAR LAMPUNG**  
**LEMBAGA PENELITIAN DAN PENGABDIAN PADA MASYARAKAT**  
**( LPPM )**  
Jl. Z.A. Pagar Alam No : 26 Labuhan Ratu, Bandar Lampung Telp: 701979  
E-mail : lppm@ubl.ac.id

SURAT KETERANGAN

Nomor : 137 / S.Ket / LPPM-UBL / VII / 2020



Kepala Lembaga Penelitian dan Pengabdian pada Masyarakat ( LPPM ) Universitas Bandar Lampung dengan ini menerangkan bahwa :

- |                                 |  |
|---------------------------------|--|
| 1. Nama                         | : Ir. Zein Muhammad.,M.T                     |
| 2. NIDN                         | : 0012096409                                 |
| 3. Tempat, tanggal lahir        | : Bajawa, 12 September 1964                  |
| 4. Pangkat, golongan ruang, TMT | : Penata/ III.c                              |
| 5. Jabatan TMT                  | : Lektor                                     |
| 6. Bidang Ilmu / Mata Kuliah    | : Teknik                                     |
| 7. Jurusan / Program Studi      | : Teknik Mesin                               |
| 8. Unit Kerja                   | : Fakultas Teknik Universitas Bandar Lampung |

Telah Melaksanakan Penelitian dengan judul

**:"Penentuan Head Dan Daya Pompa Sirkulasi Air  
(Circulating Water Pump/CWP) Dalam Menunjang  
Efektifitas Kerja Kondensor".**

Demikian surat keterangan ini dibuat untuk dapat dipergunakan sebagaimana mestinya.

Bandar Lampung, 28 Juli 2020  
Kepala LPPM-UBL   
  
Dr. Hendri Dunan, SE.,M.M

Tembusan:

1. Rektor UBL ( sebagai laporan )
2. Yang bersangkutan
3. Arsip

## **PRAKATA**

Bismillahirrahmanirrahiim

Assalamualaikum wr.wb.

Segala puji dan syukur senantiasa kami panjatkan kehadirat ALLAH SWT, yang telah melimpahkan kekuatan dan ilmuNya kepada kami sehinggamenyelesaikan penelitian ini dengan baik. Namun dengan penuh kesadaran akan berbagai kekurangan dan belum sempurnanya hasil penelitiann ini, maka koreksi dan saran serta pendapat sangat kami harapkan dari semua pihak yang berkompeten demi lebih sempurna dan akuratnya hasil penelitian yang telah kami lakukan.

Pada kesempatan ini kami ingin menyampaikan rasa terimakasih kami kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan dan dukungan, sehingga kami dapat menyelesaikan penelitian ini dengan baik. Terutama rasa terimakasih kami kepada:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Yusuf S. Barusman, MBA; sebagai Rektor Universitas Bandar Lampung.
2. Pimpinan beserta Staf PT.PLN (Persero) Perusahaan Listrik Tenaga Uap Sibalang (2X110 MW) Sektor Pembangkit Tarahan.
3. Bapak Dekan Fakultas Teknik Universitas Bandar Lampung beserta seluruh stafnya, yang juga telah memberikan dukungan dan bantuan sepenuhnya kepada kami.
4. Semua pihak yang tidak sempat kami sebutkan satu persatu namanya, yang turut serta dalam membantu kegiatan penelitian ini, mulai dari awal hingga selesai.

Bandar Lampung, Juli 2020

**Penulis,**

## **ABSTRAK**

### **PENENTUAN HEAD dan DAYA POMPA SIRKULASI AIR (*CIRCULATING WATER PUMP/CWP*) DALAM MENUNJANG EFEKTIFITAS KERJA KONDENSOR**

**Oleh,  
ZEIN MUHAMAD**

Pompa merupakan salah satu mesin konversi energi dari jenis mesin fluida, yang dalam proses kerjanya memerlukan tenaga untuk memindahkan fluida kerja ke tingkat energi yang lebih tinggi. Namun ada juga mesin fluida yang menghasilkan energi seperti turbin uap dan turbin air. Berdasarkan tekanan uap bekasnya maka turbin uap digolongkan menjadi turbin kondensasi dan turbin nonkondensasi; Pada turbin nonkondensasi tekanan pada gas bekas sama atau sedikit di atas tekanan atmosfer; sehingga system bisa beroperasi dengan atau tanpa kondensor, sehingga membutuhkan penambahan air yang kontinu. Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi. Pada pompa daya pada poros digunakan untuk menaikkan fluida ke tingkat energi, tekanan atau tinggi kenaikan (*head*) yang lebih besar. Dalam system kerja turbin terpasang pada perusahaan listrik tenaga uap (PLTU) Sebalang, pompa berfungsi memompakan air laut yang akan di gunakan untuk mendinginkan kondensor yang menerima uap bekas dari turbin.

Peralatan utama yang berfungsi untuk mengalirkan air laut (yang berfungsi sebagai pendingin) dari intake ke kondensor adalah sebuah pompa *circulating water pump* (CWP). Pompa ini bentuknya vertical dengan penghisapan berada pada kedalaman laut yang agak dalam, sehingga bisa dihasilkan air pendingin yang maksimal. Dari CWP, selain di pompakan ke kondensor air dipompakan menuju dua alat pendingin lainnya yakni Clorin dan Heat Exchanger.

Dari hasil perhitungan diperoleh bahwa untuk mendapatkan *head total* pompa sebesar 61,76 m dan dengan kecepatan aliran sebesar 6,25 m/s; maka dibutuhkan daya pompa minimal sebesar 19,41 KW. Dengan *head total* sebesar 61,76 m dan kecepatan 6,25 m/s tersebut maka pompa mampu mensuplai air laut guna mensupport kinerja kondensor sehingga dapat bekerja secara maksimal.

**Kata Kunci : Pompa, daya pompa dan head CWP (*Circulating Water Pump*)**

# DAFTAR ISI

Halaman

## ABTRAK

DAFTAR ISI .....	i
DAFTAR TABEL .....	iii
DAFTAR GAMBAR .....	iv

## BAB I. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Tujuan Penelitian .....	3
1.3. Ruang Lingkup .....	3
1.4. Waktu dan Tempat .....	3

## BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Pengantar .....	4
2.2. Pompa Perpindahan Positif ( <i>positive displacement pump</i> ) .....	4
2.3. Pompa Dinamik ( <i>Dynamik Pump</i> ) .....	5
2.4. Jenis Pompa Menurut Jumlah Tingkat .....	7
2.5. Pompa Jenis Diffuser Dan Jenis Turbin .....	7
2.6. Pompa Jenis Aliran Campur dan Aliran Aksial .....	8
2.6.1 Kecepatan Spesifik .....	8
2.6.2 Kecepatan Variabel .....	9
2.6.3 Kurva Karakteristik .....	9
2.6.4 Kurva Sistem Tinggi Tekan .....	10

2.7. Kavitasi .....	11
2.8. Perhitungan Parameter Dasar Pompa .....	11
2.8.1 Kecepatan Spesifik .....	11
2.8.2 Perhitungan NPSH ( <i>Net Positive Suction Head</i> ) .....	12
2.8.3 Perhitungan Head Total Pompa .....	12
2.8.4 Perhitungan Kerugian Head .....	13
2.8.5 Perhitungan Daya Pompa .....	20

### **BAB III. PERHITUNGAN DAN ANALISA**

3.1. Pendahuluan .....	21
3.2. Spesifikasi Pompa CWP ( <i>Circulating Water Pump</i> ) .....	21
3.3. Diagram Alir Proses .....	23
3.4. Penentuan Kecepatan Aliran .....	24
3.5. Menghitung Kerugian Head Yang Terjadi .....	24
3.6. Head Total Pompa .....	26
3.7. Kecepatan Spesifik .....	26
3.8. Perhitungan Daya Pompa .....	27

### **BAB IV. PENUTUP**

4.1. Kesimpulan .....	28
4.2. Saran .....	28

### **DAFTAR PUSTAKA**



## DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
1.1. Gambar Grafik karakteristik pompa .....	2
1.2. Gambar Instalasi System Pompa .....	3
2.1a. Gambar Rumah keong pompa tunggal .....	6
2.1b. Gambar Rumah keong pompa ganda .....	6
2.2. Gambar Pompa diffuser pengubah arah .....	7
2.3. Gambar Pompa aliran campur memakai gaya sentrifugal .....	8
2.4. Gambar Pompa propeler tinggi-tekannya oleh aksi pada cairan .....	8
2.5. Gambar Hubungan antara kecepatan spesifik. ....	9
2.6. Gambar Kurva karakteristik pompa sentrifugal .....	10
2.7. Gambar Kurva sistem tinggi-tekan .....	10
2.8. Gambar Kerugian gesek pada pipa lurus .....	13
2.9. Gambar Kerugian gesek pada pipa lurus .....	14
2.10. Gambar Berbagai bentuk ujung masuk pipa .....	15
2.11. Gambar Koefisien kerugian mulut lonceng atau corong pada pipa isap .....	16
2.12. Gambar Koefisien kerugian pada belokan .....	16
2.13. Gambar Koefisien kerugian pada pembesaran garudal ( <i>bentuk difuser</i> ) .....	17

## DAFTAR TABEL

Tabel	Halaman
2.1. Tabel Kondisi pipa dalam harga C (formula Hazen-William) .....	14
2.2. Tabel Koefisien kerugian belokan pipa .....	16
2.3. Tabel Koefisien kerugian belokan pipa potongan banyak .....	17
2.4. Tabel Koefisien kerugian head dengan pengecilan penampang secara mendadak.....	18
2.5. Tabel Koefisien kerugian untuk percabangan dan pertemuan.....	19
2.6. Tabel Koefisien kerugian dari berbagai katup .....	20

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

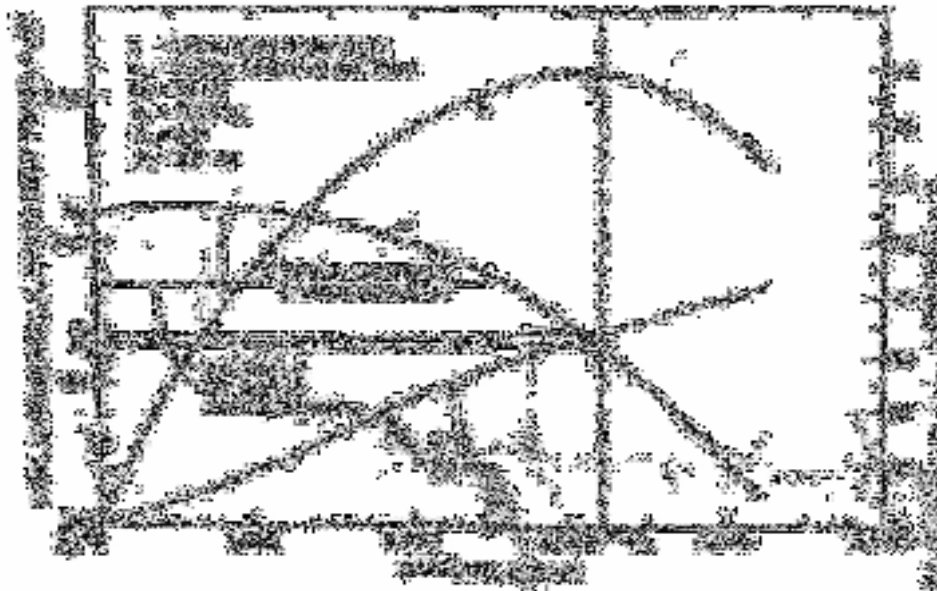
Mesin konversi energi dari jenis mesin fluida seperti pompa dan kompresor, memerlukan tenaga untuk memindahkan fluida kerja ke tingkat energi yang lebih tinggi. Namun ada juga mesin fluida yang menghasilkan energi seperti turbin uap dan turbin air. Turbin uap adalah pesawat yang mengubah energi mekanis yang disimpan di dalam fluida menjadi energi mekanis rotasional. Turbin uap mendapat energi uap yang bertemperatur dan bertekanan tinggi melalui nozel yang kemudian diekspansikan ke sudu sudu turbin sehingga menjadi energi kinetik. Berdasarkan tekanan uap bekasnya maka turbin uap digolongkan menjadi turbin kondensasi dan turbin nonkondensasi. Pada turbin nonkondensasi tekanan pada gas bekas sama atau sedikit di atas tekanan atmosfer; sehingga system bisa beroperasi dengan atau tanpa kondensor, sehingga membutuhkan penambahan air yang kontinu. Sedangkan turbin kondensasi biasanya membuang uap ke kondensor yang memiliki vakum yang sangat tinggi sehingga mampu meningkatkan efisiensi panas, disamping itu penambahan air tidak perlu dilakukan secara kontinu.

Turbin kondensasi dapat dibedakan antara lain turbin kondensasi langsung (*straight condensing turbine*), turbin tekanan lawan (*back pressure turbine*), turbin ekstraksi dengan tekanan lawan (*extraction back pressure turbine*), turbin ekstraksi dengan kondensasi (*extraction and condensing turbin*) dan turbin kondensasi dengan ekstraksi ganda (*double extraction condensing turbin*).

Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dengan melewati fluida tersebut pada system perpipaan. Pada pompa daya pada poros digunakan untuk menaikkan fluida ke tingkat energi, tekanan atau tinggi kenaikan (*head*) yang lebih besar; sehingga fluida tersebut memiliki kecepatan mengalir keluar yang meningkatkan tinggi kenaikan (*head*) dalam sudu-sudu pengarah atau

di dalam rumah keong. Di dalam saluran pipa keluar, ketika fluida mengalir akan bergesekan dengan dinding pipa dan menimbulkan kerugian head sehingga tinggi kenaikan yang diinginkan akan berkurang. Unjuk kerja sebuah pompa umumnya dinyatakan oleh beberapa parameter diantaranya adalah:

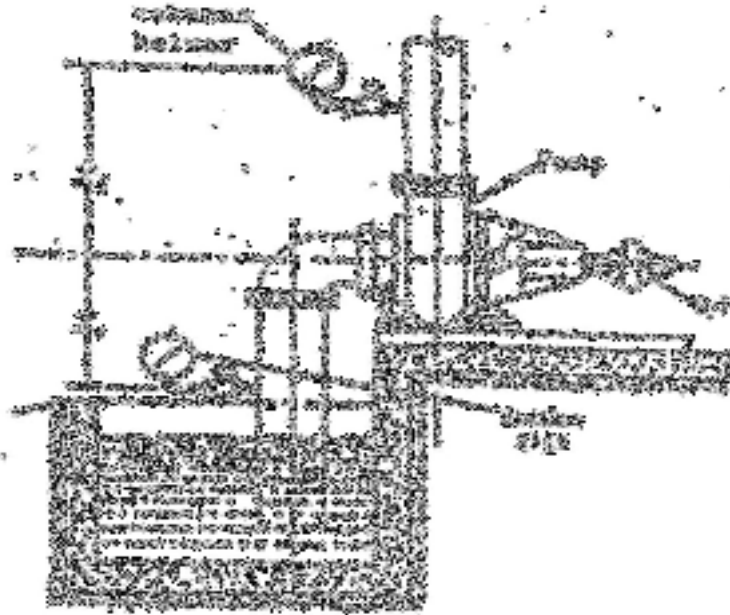
1. Kapasitas pompa
2. Efisiensi valumetrik
3. Head total (efektif)
4. Daya fluida (water horse power, WHP)
5. Daya pompa
6. Kecepatan spesifik
7. Efisiensi pompa



Gambar 1.1. Grafik karakteristik pompa

Dalam system kerja turbin terpasang pada perusahaan listrik tenaga uap (PLTU) Sebalang, pompa berfungsi memompakan air laut yang akan di gunakan untuk mendinginkan kondensor yang menerima uap bekas dari turbin. Selanjutnya sisa-sisa uap yang di gunakan untuk memutar turbin akan di kondensasikan di dalam kondensor dan kemudian untuk membantu mempercepat terjadinya proses kondensasi dalam hal ini di perlukan sistem pendingin yang berupa air laut.

Peralatan utama yang berfungsi untuk mengalirkan air laut dari intake ke kondensor adalah sebuah pompa *circulating water pump* (CWP). CWP adalah Pompa yang bertugas untuk mengambil air pendingin dari laut. Pompa ini biasanya terletak pada areal Water Intake. Pada PLTU Sebalang terdapat 4 buah pompa CWP. Pompa ini bentuknya vertical dengan penghisapan berada pada kedalaman laut yang agak dalam, sehingga bisa dihasilkan air pendingin yang maksimal. Dari CWP, selain di pompakan ke kondensor air dipompakan menuju dua alat pendingin lainnya yakni Clorin dan Heat Exchanger. Dalam proses kerja seperti ini pompa tersebut sering mengalami hal-hal seperti terbawanya sampah dalam aliran pompa atau pompa mengalami trip dan lain-lain.



Gambar 1.2. Instalasi system pompa

## 1.2. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui permasalahan apa saja yang sering terjadi pada *auxiliary circulating water pump*(CWP) dan penentuan head efektif pompa air pendingin serta mengetahui sejauh mana *performance circulating water pump* yang terdapat pada sebuah system pembangkit listrik tenaga uap.

### **1.3. Ruang Lingkup**

Penelitian dilakukan terhadap pompa sirkulasi air pendingin jenis *auxiliary circulating water pump (CWP)* yang bekerja memompa air laut guna mendinginkan konsendor yang terpasang pada system pembangkit listrik tenaga uap (PLTU).

### **1.4. Waktu dan Tempat**

Kegiatan penelitian dilakukan mulai dari bulan Maret 2020 sampai dengan bulan Juli 2020, di PT. PLN (Persero) Perusahaan Listrik Tenaga Uap Sibalang (2X110 MW) Sektor Pembangkit Tarahan Propinsi Lampung dan di Laboratorium Teknik Mesin Universitas Bandar Lampung.

## **BAB II**

### **LANDASAN TEORI**

#### **2.1. Pengantar**

Pompa adalah suatu alat atau mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus.

Pompa beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian masuk (*suction*) dengan bagian keluar (*discharge*). Dengan kata lain, pompa berfungsi mengubah tenaga mekanis dari suatu sumber tenaga (penggerak) menjadi tenaga kinetis (kecepatan), dimana tenaga ini berguna untuk mengalirkan cairan dan mengatasi hambatan yang ada sepanjang pengaliran. Performansi sebuah pompa dapat berubah-ubah tergantung pada karakteristik zat cair yang di alirkan. Pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua yaitu :

1. Pompa perpindahan positif (*positive displacement pump*).
2. Pompa dinamik (*dynamic pump*)

#### **2.2. Pompa Perpindahan Positif (*positive displacement pump*).**

Pada pompa perpindahan positif energi ditambahkan ke fluida kerja secara periodik oleh suatu gaya yang dikenakan pada satu atau lebih batas (*boundary*) sistem yang dapat bergerak. Pompa perpindahan positif terbagi menjadi :

1. Pompa Torak (*Reciprocating Pump*); yakni jenis pompa dimana energi mekanis penggerak pompa di rubah menjadi energi aliran fluida yang di pindahkan dengan menggunakan elemen yang bergerak bolak balik dalam sebuah silinder.
2. Pompa Putar (*Rotary Pump*); adalah pompa yang mentransfer energi dari penggerak ke cairan melalui batang penggerak yang bergerak berputar di dalam rumah (*Casing*).

3. Pompa Diafragma (*Diaphragm Pump*); merupakan jenis pompa yang mentransfer energi dari penggerak ke cairan melalui batang penggerak yang bergerak bolak-balik untuk menggerakkan diafragma sehingga timbul hisapan dan penekanan secara bergantian antara katup isap dan katup tekan.

### 2.3. Pompa Dinamik (*Dynamik Pump*)

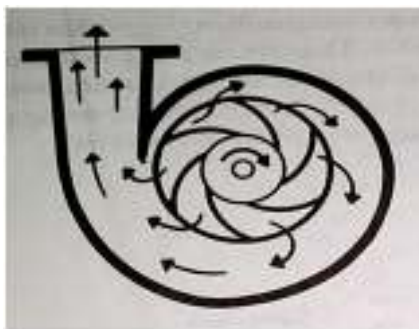
Pompa dinamik terdiri dari satu impeler atau lebih yang di lengkapi dengan sudu-sudu, yang dipasang pada poros-poros yang berputar dan menerima energi dari motor penggerak pompa serta diselubungi dengan sebuah rumah (Casing), fluida berenergi memasuki impeler secara aksial, kemudian fluida meninggalkan impeler pada kecepatan yang relatif tinggi dan di kumpulkan di dalam volute atau suatu seri haluan diffuser, disini terjadi perubahan dari head kecepatan menjadi head tekan, yang di ikuti penurunan kecepatan. Sesudah proses konversi ini selesai kemudian fluida keluar dari pompa melalui katup discharge.

Beberapa jenis pompa dinamik, diantaranya adalah:

1. Pompa Efek Khusus (*special effect pump*)
  - a. Pompa Jet (*jet pump*)
  - b. Pompa Gas Lift (*gas lift pump*)
  - c. Hidraulik Ram
2. Pompa Sentrifugal (*centrifugal pump*)

Berdasarkan arah aliran di dalam impeler pompa sentrifugal di bagi menjadi :

- a. Aliran Radial (Radial Flow)
- b. Aliran Aksial (Axial Flow)
- c. Aliran Campur (mixed Flow)



Gambar 2.1a. Rumah keong pompa tunggal



Gambar 2.1b. Rumah keong pompa ganda



## 2.4. Jenis Pompa Menurut Jumlah Tingkat

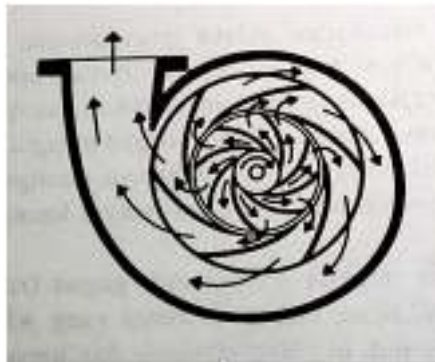
Berdasarkan jumlah tingkatan, maka pompa dapat dibagi atas;

1. Pompa satu tingkat (*single stage*); Pompa ini hanya mempunyai satu impeler, head total yang di timbulkan hanya berasal dari satu impeler, headnya relative rendah.
2. Pompa bertingkat (*multi stage*); Pompa ini merupakan beberapa impeler yang di pasang satu poros. Zat cair yang keluar dari impeler pertama di masukan ke impeler berikutnya dan seterusnya sampai kepada impeler yang terakhir.

Head total pompa ini merupakan jumlah dari head yang di timbulkan oleh masing-masing impeler sehingga relative tinggi. Pompa bertingkat pada umumnya memakai difuser namun ada pula beberapa yang hanya memakai volute. Dalam hal ini sering di pakai rumah volut untuk mengurangi gaya radial.

## 2.5. Pompa Jenis Diffuser Dan Jenis Turbin

Pompa difuser memiliki baling-baling pengarah yang tetap (Gambar 2.2.). Lualan-lualan yang berangsur-angsur mengembang ini akan mengubah arah aliran cairan dan mengkonversikannya menjadi tekanan tinggi (*pressure head*).

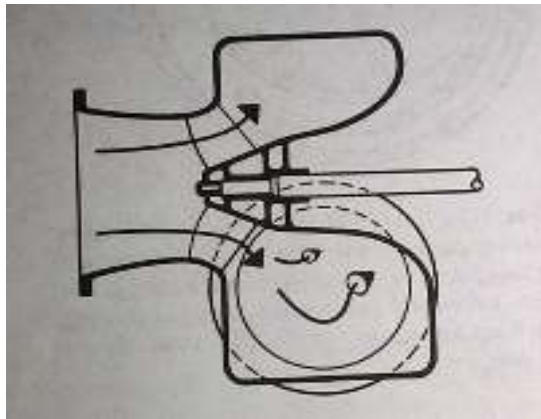


Gambar 2.2. Pompa diffuser pengubah arah

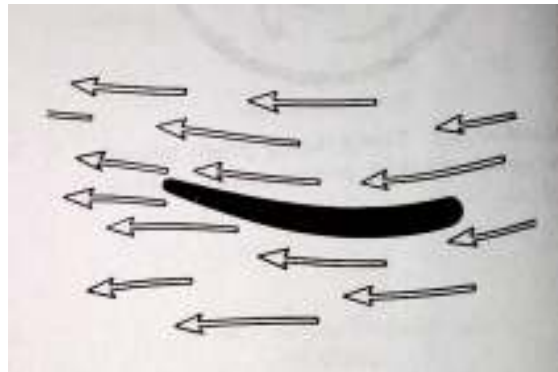
Sedangkan pompa jenis turbin di kenal juga dengan nama pompa vorteks (*vortex*), periperi (*periphery*), dan regeneratif, cairan pada jenis pompa ini di putar oleh baling-baling impeler dengan kecepatan yang tinggi selama hampir satu putaran di dalam saluran yang berbentuk cincin (*annular*), tempat impeler tadi berputar. Energi di tambahkan ke cairan sejumlah implus. Pompa sumur jenis difuser sering di sebut pompa turbin. Akan tetapi pompa difuser tidak sama dengan pompa turbin regeneratif dari segi apapun.

## 2.6. Pompa Jenis Aliran Campur dan Aliran Aksial

Pompa aliran campur menghasilkan tekanan tinggi (head) sebagian oleh pengangkatan (lift) baling-baling pada cairan (Gambar 2.3). Diameter sisi buang baling-baling ini lebih besar dari diameter sisi masuknya. Sedangkan pompa aliran aksial menghasilkan tekanan tinggi oleh propeler atau oleh aksi pengangkatan (lift) baling-baling pada cairan (Gambar 2.4). Diameter pada sisi hisap sama dengan sisi buang.



Gambar 2.3. Pompa aliran campur memakai gaya sentrifugal

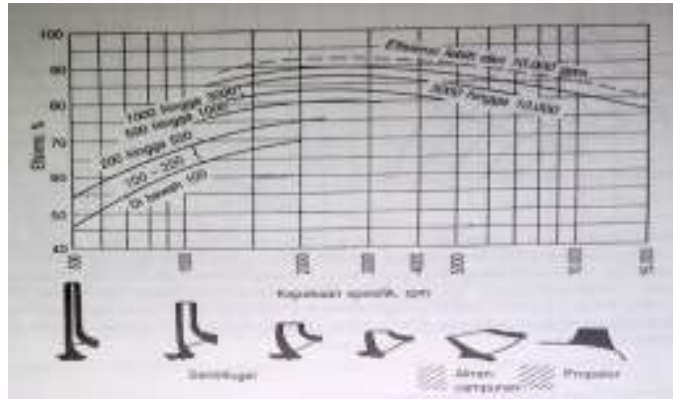


Gambar 2.4. Pompa propeler tinggi-tekannya oleh aksi pada cairan

### 2.6.1 Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik (*specific speed*) merupakan indeks jenis pompa, yang memakai kapasitas dan tekanan tinggi yang di peroleh pada titik efisiensi maksimum, yang menentukan profil atau bentuk umum impeler. Dalam angka, kecepatan spesifik merupakan kecepatan dalam putaran per menit yang impelernya akan berputar bila ukurannya di perkecil untuk dapat mengalirkan 1 gpm terkadap tinggi tekanan 1 ft.

Impeler untuk tinggi tekanan yang besar biasanya memiliki kecepatan spesifik yang rendah, impeler untuk tinggi tekanan yang rendah biasanya memiliki tekanan spesifik yang tinggi. (Gambar 2.5.) memberikan hubungan umum antara bentuk impeler, efisiensi dan kapasitas.



Gambar 2.5. Hubungan antara kecepatan spesifik.

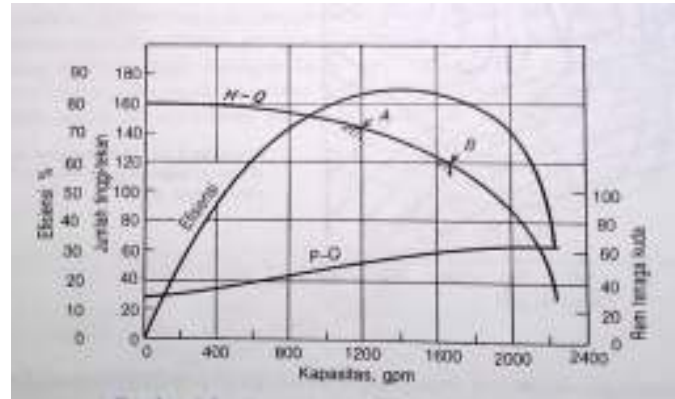
### 2.6.2 Kecepatan Variabel

Bila kita mengoperasikan sebuah pompa pada kecepatan tertentu, dapat kita gambarkan tabel untuk menunjukkan kinerja lengkap pada tinggi hisap tertentu. Untuk menggambarkan bagan jenis ini, kurva H-Q digambarkan pada masing-masing kecepatan yang di perhatikan. Kemudian kurva titik ini yang mempunyai efisiensi yang sama di tindihkan (*superimpose*). Kurva efisiensi konstan ini di sebut kurva isoe efisiensi yang memungkinkan kita untuk mencari kecepatan dan efisiensi yang di butuhkan untuk kondisi tekan tinggi.

### 2.6.3 Kurva Karakteristik

Kurva karakteristik tidak seperti pompa perpindahan positif (rotari dan torak), pompa sentrifugal yang di operasikan pada kecepatan konstan akan mengalirkan kapasitas yang besarnya mulai dari nol hingga maksimum, dan tergantung pada tinggi tekan, desain dan kondisi hisapan. Kurva karakteristik (Gambar 2.6) menunjukkan hubungan antara tinggi tekanan, kapasitas, daya dan efisiensi pompa untuk diameter impeler dan ukuran rumah pompa itu sendiri.

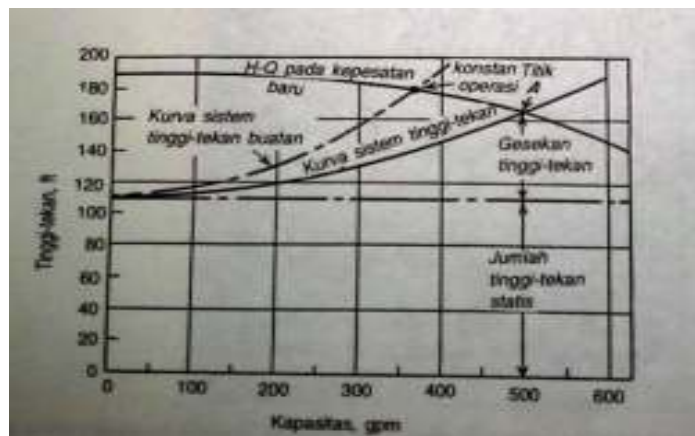
Kurva karakteristik menunjukkan hubungan antara kapasitas dan tinggi tekanan total, dan dapat saja bentuknya makin lama makin tinggi (*rising*), makin lama makin rendah (*drooping*), curam atau rata, tergantung pada jenis dan desain impellernya.



Gambar 2.6 Kurva karakteristik pompa sentrifugal

#### 2.6.4 Kurva Sistem Tinggi Tekan

Kurva ini (Gambar 8) di peroleh dengan menggabungkan kurva tinggi tekan gesekan sistem dengan tinggi tekan statis system dan setiap perbedaan tekanan yang ada. Kurva tinggi tekan gesekan adalah gambaran hubungan antara aliran dan gesekan di dalam pemipaan, katup, dan piting (*fitting*) pada jaringan hisap dan buang. Oleh karena tinggi tekan gesekan bervariasi terhadap kuadrat aliran, gambaran itu biasanya berbentuk parabolis. Tinggi tekan statis merupakan perbedaan ketinggian antara paras (*level*) cairan di sisi hisap dan di sisi buang.



Gambar 2.7. Kurva sistem tinggi-tekan

## 2.7. Kavitasi

Kavitasi adalah gejala menguapnya fluida yang sedang mengalir karena tekanannya berkurang sampai di bawah tekanan uap jenuhnya. Apa bila zat cair mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair pada pompa yang mudah mengalami kavitasi pada sisi hisapnya. Kavitasi akan timbul bila tekanan hisap terlalu rendah. Pompa yang akan di jalankan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus dan dalam jangka waktu yang lama akan mengakibatkan kerusakan pada permukaan dinding saluran di sekitar aliran yang mengalami kavitasi. Permukaan dinding akan termakan sehingga dapat terjadi berlubang, peristiwa ini di sebut erosi kavitasi yaitu akibat dari penumpukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara terus menerus.

Karena kavitasi sangat merugikan, yaitu mengakibatkan turunnya performasi, timbulnya suara dan getaran serta merusak pompa, maka gejala ini harus di cegah. Untuk mencegahnya maka persyaratannya adalah NPSH yang tersedia > NPSH yang di perlukan.

## 2.8. Perhitungan Parameter Dasar Pompa

### 2.8.1. Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik merupakan parameter dalam menentukan jenis pompa. Dengan di ketahui jenis pompa yang di gunakan maka impeller pompa tersebut dapat di ketahui pula. Dan dihitung dengan persamaan :

$$v_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{4 \cdot \sqrt{H^3}}$$

dimana,

- $v_s$  = Kecepatan spesifik (rpm)
- $n$  = Putaran pompa (rpm)
- $Q$  = Kapasitas aliran ( $m^3/det$ )
- $H$  = Head total pompa (m)
- $A$  = Luas penampang ( $m^2$ )
- $v$  = Kecepatan aliran (m/det)

Sedangkan kapasitas aliran fluida dihitung dengan persamaan kontinuitas:

$$Q = A \cdot v$$

### 2.8.2. Perhitungan NPSH (*Net Positive Suction Head*)

Perhitungan NPSH dilakukan terhadap NPSH tersedia dan NPSH yang diperlukan. NPSH yang tersedia adalah head yang dimiliki oleh fluida pada sisi hisap pompa, dikurangi dengan tekanan uap jenuh fluida di tempat tersebut dihitung dengan persamaan:

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - H_s - H_{sl}$$

Sedangkan NPSH yang diperlukan adalah tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan di dalam pompa akibat kerugian head pada nozel atau kenaikan kecepatan aliran karena luas penampang yang menyempit dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu setempat, dan dihitung dengan persamaan:

$$\sigma = \frac{H_{sv} \cdot n}{H \cdot n} \quad \text{atau} \quad H_{sv} \cdot n = \sigma \cdot H \cdot n$$

dimana;

$P_a$  = Tekanan atmosfer yang bekerja pada tekanan air

$P_v$  = Tekanan uap jenuh pada temperatur 30°

$\gamma$  = Berat jenis air pada temperatur 30°

$H_s$  = - 8 m (di atas permukaan air)

$H_{sl}$  = Kerugian head dalam pipa hisap

$H$  = Head total

$n$  = Putaran pompa

### 2.8.3. Perhitungan Head Total Pompa

Head total pompa merupakan head yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah fluida sesuai yang direncanakan dan dihitung dengan persamaan :

$$H = H_a + \Delta H_p + H_l + (v^2 \cdot d / 2g)$$

dimana;

$H$  = Head total pompa (m)

$H_a$  = Head statis total (m) (*Head ini merupakan perbedaan tinggi antara sisi keluar dan sisi hisap*)

$\Delta H_p$  = Perbedaan head tekan yang terjadi pada kedua permukaan air (m)

$v^2 \cdot d / 2g$  = Merupakan head kecepatan keluar (m)

#### 2.8.4. Perhitungan Kerugian Head

Kerugian head terdiri atas kerugian akibat gesekan di dalam pipa-pipa, kerugian head di dalam belokan-belokan, reduser, katup-katup, dan lain sebagainya.

##### a). Kerugian head dalam pipa

Untuk menghitung kerugian head akibat gesekan di dalam dipakai persamaan :

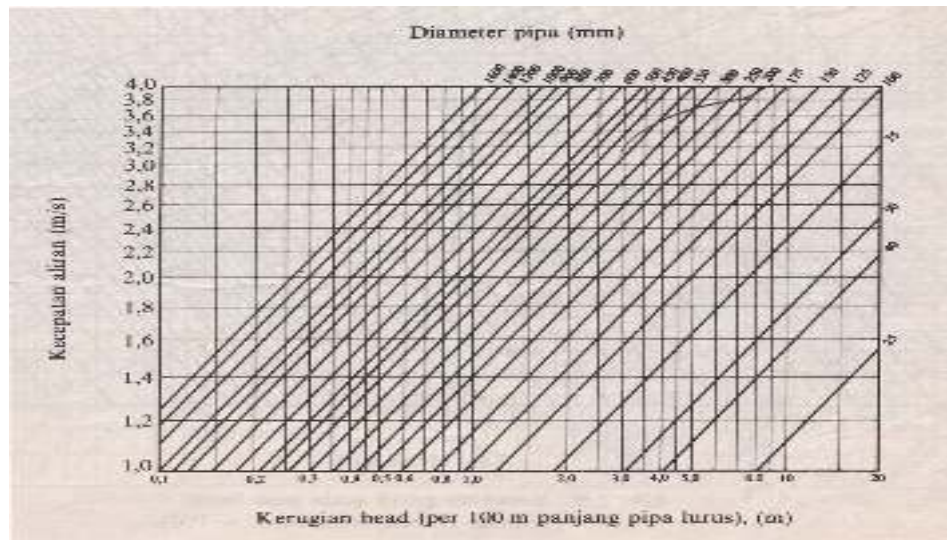
$$v = C \cdot R^p \cdot S^q$$

Atau

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

dimana;

- v = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)
- C,p,q = Koefisien-koefisien
- R = Jari-jari hidrolik (m)  
=  $\frac{\text{Luas penampang pipa tegak lurus aliran (m}^2\text{)}}{\text{Keliling pipa atau saluran yang di basahi (m)}}$
- S = Gradien hidrolik
- $S = \frac{h_f}{L}$  =
- h<sub>f</sub> = Head kerugian gesek dalam pipa (m)
- λ = Koefisien kerugian gesek
- g = Percepatan gravitasi (9,8 m/s<sup>2</sup>)
- L = Panjang pipa (m)
- D = Deameter dalam pipa (m)

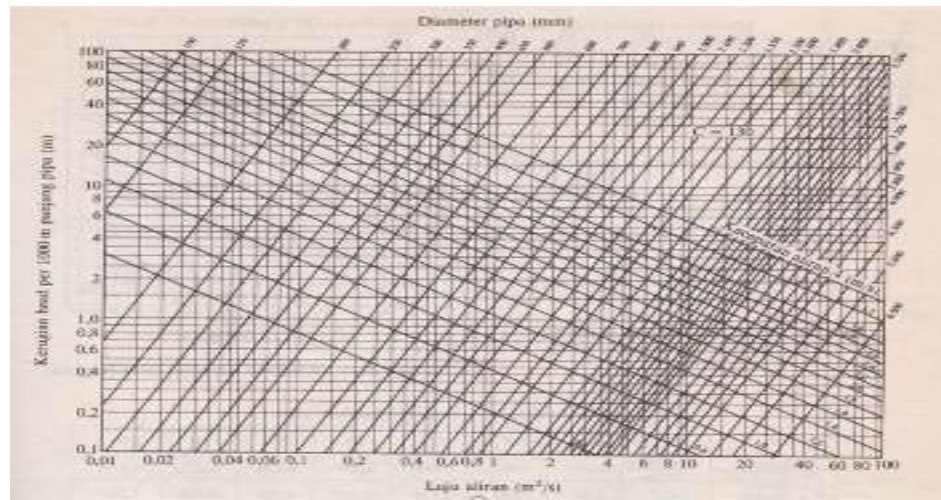


Gambar 2.8. Kerugian gesek pada pipa lurus

Tabel 2.1. Kondisi pipa dalam harga C (formula Hazen-William)

Jenis pipa	C
Pipa besi cor baru	130
Pipa besi cor tua	100
Pipa baja baru	120-130
Pipa baja tua	80-100
Pipa dengan isolasi terasemen	120-130
Pipa dengan isolasi terasemen batu	140

Atas dasar rumus ini kerugian head untuk setiap 100 meter pipa lurus, dapat di hitung dari diagram gambar 2.10 di bawah ini.



Gambar 2.9. Kerugian gesek pada pipa lurus

b). Kerugian head dalam jalur pipa

Dalam aliran melalui jalur pipa, kerugian juga akan terjadi apabila ukuran pipa, bentuk penampang, atau arah aliran berubah dan dapat dihitung dengan persamaan:

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



dimana;

$v$  = Kecepatan rata-rata di dalam pipa (m/s)

$f$  = Koefisien kerugian

$g$  = Percepatan grafitasi ( $9,8 \text{ m/s}^2$ )

$h_f$  = Kerugian head (m)

cara menentukan harga “  $f$  ” untuk berbagai bentuk transisi pipa akan di perinci seperti di bawah :

(a) Ujung masuk pipa

Jika “  $v$  ” dinyatakan sebagai kecepatan aliran setelah masuk pipa, maka harga koefisien kerugian “  $f$  ” dari rumus diatas, untuk berbagai bentuk ujung masuk pipa seperti terlihat pada gambar menurut Weisbach adalah sebagai berikut :

( i )  $f = 0,5$

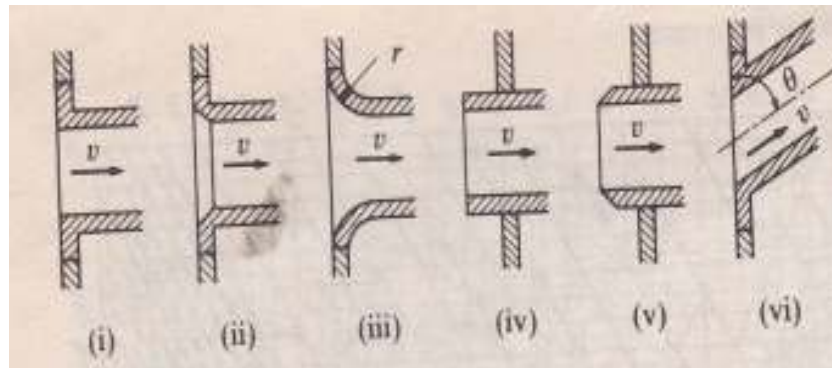
( ii )  $f = 0,25$

( iii )  $f = 0,06$  (untuk  $r$  kecil) sampai  $0,005$  (untuk  $r$  besar)

( iv )  $f = 0,56$

( v )  $f = 3,0$  (untuk sudut tajam) sampai  $1,3$  (untuk sudut  $45^\circ$ )

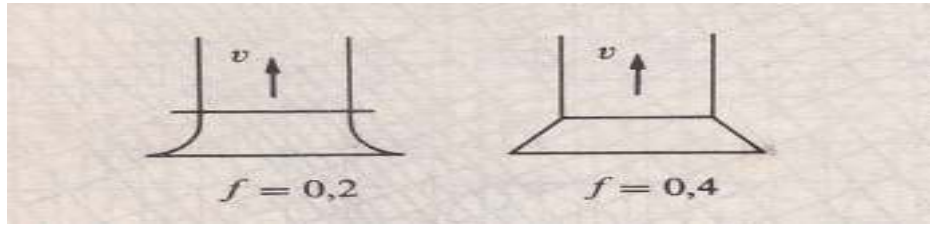
( vi )  $f = f_1 + 0,3 \cdot \cos \theta + 0,2 \cdot \cos^2 \theta$



Gambar 2.10. Berbagai bentuk ujung masuk pipa

Dimana  $f_1$  adalah koefisien bentuk dari ujung masuk dan mengambil harga ( i ) sampai ( v ) sesuai dengan bentuk yang di pakai.

Bila ujung pipa hisap memakai mulut lonceng yang tercelup di bawah permukaan air maka harga  $f$  seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.12.



Gambar 2.11. Koefisien kerugian mulut lonceng atau corong padapipa isap.

(b) Koefisien kerugian pada belokan pipa

Ada dua macam belokan pipa, yaitu belokan lengkung dan belokan patah (*miter* atau *multipiece bend*).

Untuk belokan lengkung sering di pakai rumus **Fuller** di mana “ f “ dari rumus di atas dinyatakan sebagai berikut :

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

dimana;

- D = Diameter dalam pipa (m)
- R = Jari-jari lengkung sumbu belokan (m)
- $\theta$  = Sudut belokan (derajat)
- f = Koefisien kerugian

Dari percobaan Weisbach di hasilkan rumus yang umum di pakai untuk belokan patah sebagai berikut :

$$f = 0,946 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\theta}{2}$$

**Tabel 2.2. Koefisien kerugian belokan pipa**

$\theta$	5	10	15	22,5	30	45	60	90
<b>Halus</b>	0,016	0,032	0,042	0,066	0,130	0,236	0,471	1,129
<b>Kasar</b>	0,021	0,042	0,062	0,104	0,165	0,320	0,684	1,265



Gambar 2.12. Koefisien kerugian pada belokan

Tabel 2.3. Koefisien kerugian belokan pipa potongan banyak

a	f	<i>l/D</i>	0,71	0,943	1,174	1,42	1,86	2,56	3,72	4,89	6,28	
		Halus	0,507	0,350	0,333	0,261	0,289	0,356	0,356	0,389	0,399	
		Kasar	0,510	0,415	0,384	0,377	0,390	0,429	0,460	0,455	0,444	
b	f	<i>l/D</i>	1,23	1,67	2,37	4,11	6,10					
		Halus	0,195	0,150	0,167	0,190	0,201					
		Kasar	0,347	0,300	0,337	0,354	0,360					
c	f	<i>l/D</i>	1,186	1,40	1,63	1,86	2,325	2,91	3,49	4,65	6,05	
		Halus	1,120	0,125	0,124	0,117	0,096	0,108	0,130	0,148	0,142	
		Kasar	0,294	0,252	0,266	0,272	0,317	0,317	0,318	0,310	0,313	
d	f	<i>l/D</i>	1,23	1,67	2,37	3,77						
		Halus	0,157	0,156	0,143	0,160						
		Kasar	0,300	0,378	0,264	0,242						

(c). Kerugian karena pembesaran penampang secara gradual

Dalam hal ini kerugian head dinyatakan sebagai :

$$h_f = f \frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g}$$

dimana;

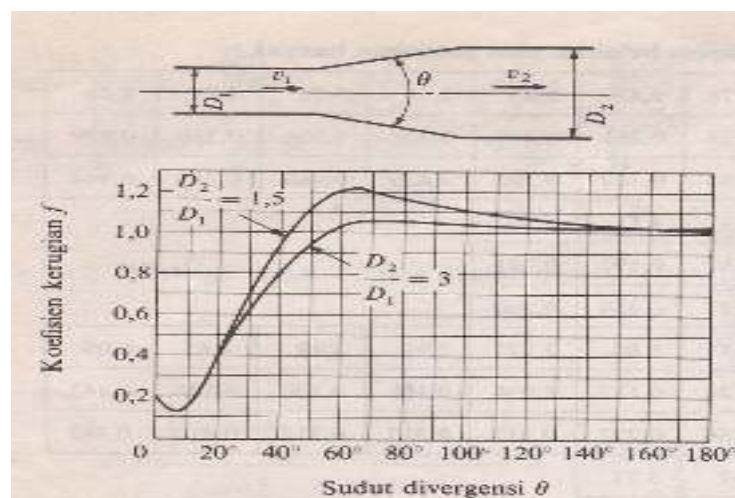
$v_1$  = Kecepatan rata-rata di penampang yang kecil (m/s)

$v_2$  = Kecepatan rata-rata di penampang yang besar (m/s)

$f$  = Koefisien kerugian

$g$  = Percepatan gravitasi (9,8 m/s<sup>2</sup>)

$h_f$  = Kerugian head (m)



Gambar 2.13. Koefisien kerugian pada pembesaran gradual (bentuk difuser).

(d). Pembesaran penampang pipa secara mendadak

Kerugian head dapat pada kondisi ini dapat dicari dengan persamaan :

$$h_f = f \frac{(v_1 - v_2)^2}{2.g} \quad \text{dimana } f = 1$$

(e). Pengecilan penampang pipa secara mendadak

Headnya dapat diperoleh melalui persamaan :

$$h_f = f \frac{v_2^2}{2.g}$$

Harga f dapat diperoleh dari table 2.5.

**Tabel 2.4. Koefisien kerugian head dengan pengecilan penampang secara mendadak.**

$(D_1/D_2)^2$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
f	0,5	0,48	0,45	0,41	0,36	0,29	0,21	0,13	0,07	0,01	0

(f). Percabangan dan pertemuan pipa

Kerugian headnya dapat dihitung melalui persamaan :

$$h_{f\ 1-3} = f_1 \frac{v_1^2}{2.g}$$

$$h_{f\ 1-2} = f_2 \frac{v_1^2}{2.g}$$

dimana;

$h_{f\ 1-3}$  = Kerugian head cabang 1 ke 3 (m)

$h_{f\ 1-2}$  = Kerugian head cabang 1 ke 2 (m)

$v_1$  = Kecepatan ke 1 sebelum percabangan (m/s)

$f_1, f_2$  = Koefisien kerugian

Kerugian head untuk pertemuan dicari dengan persamaan :

$$h_{f\ 1-3} = f_1 \frac{v_3^2}{2.g}$$

$$h_{f\ 1-3} = f_2 \frac{v_3^2}{2.g}$$

dimana;

$h_{f\ 1-3}$  = Kerugian head cabang 1 ke 2 (m)

$h_{f\ 1-2}$  = Kerugian head cabang 2 ke 3 (m)

$v_1$  = Kecepatan ke 3 sebelum pertemuan (m)

$f_1, f_2$  = Koefisien kerugian

**Tabel 2.5. Koefisien kerugian untuk percabangan dan pertemuan**

$f_1$ dan $f_2$ untuk permukaan dalam yang halus dari pipa dan sudut antara pipa $R = 0$		Rumus percabangan (2.23)						Rumus pertemuan (2.24)						
		$Q_2/Q_1$						$Q_2/Q_1$						
		0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
$D_1 = D_2$ (percobaan untuk 43 mm), $D_3 = D_2$	50	$f_1$	0,05	-0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35	0,04	0,18	0,30	0,40	0,50	0,60
		$f_2$	0,96	0,88	0,89	0,96	1,10	1,29	-1,01	-0,41	0,08	0,46	0,72	0,91
	60	$f_1$	0,05	-0,05	-0,02	0,07	0,20	0,34	0,04	0,24	0,31	0,34	0,10	-0,18
		$f_2$	0,98	0,80	0,64	0,57	0,60	0,75	-0,93	-0,30	0,13	0,40	0,57	0,66
	45	$f_1$	0,04	-0,07	-0,04	0,06	0,20	0,33	0,04	0,17	0,18	0,06	-0,17	-0,54
		$f_2$	0,89	0,67	0,50	0,37	0,33	0,47	-0,91	-0,37	0	0,22	0,37	0,37
$D_1 = D_2$ (percobaan untuk $D_3 = 25$ mm), $(D_1/D_2)^2 \approx 3$	90	$f_1$	0,20	-0,15	-0,05	0,05	0,20	0,30	0,20	0,50	0,77	1,00	1,25	1,50
		$f_2$	1,30	1,50	2,35	4,30	—	—	-0,70	0,20	1,25	2,75	4,75	7,30
	60	$f_1$	0,03	-0,03	0,02	0,11	0,24	0,39	0	-0,20	0,10	-0,30	-0,80	-1,70
		$f_2$	0,90	0,70	0,80	1,50	2,70	4,60	-0,30	0	1,00	2,50	4,40	6,65
	40	$f_1$	0	-0,05	-0,05	0,07	0,20	0,35	0	0,10	-0,20	-0,70	-1,50	-2,89
		$f_2$	0,92	0,50	0,60	1,30	2,80	5,00	-1,00	-0,10	0,75	2,10	3,70	5,53

$D_1, D_2, D_3$ : Diameter dari pipa ①, ② dan ③.  
 $Q_1, Q_2, Q_3$ : Kapasitas aliran pipa ①, ② dan ③.

(g). Kerugian head di ujung keluar pipa dan di katup

Kerugian pada ujung pipa keluar dihitung dengan persamaan :

$$h_f = f \frac{v^2}{2.g}$$

Dan kerugian head di katup dihitung dengan persamaan :

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

dimana;

$f = 1,0$

$v$  = Kecepatan rata-rata di pipa keluar

$v$  = Kecepatan rata-rata di penampang masuk katup (m/s)

$f_v$  = Koefisien kerugian katup

$h_v$  = Kerugian head katup (m)

**Tabel 2.6. Koefisien kerugian dari berbagai katup**

a	<i>l/D</i>	0,71	0,943	1,174	1,42	1,86	2,56	3,72	4,89	6,28
	<i>f</i>									
	Halus	0,507	0,350	0,333	0,261	0,289	0,356	0,356	0,389	0,399
	Kasar	0,510	0,415	0,384	0,377	0,390	0,429	0,460	0,455	0,444
b	<i>l/D</i>	1,23	1,67	2,37	4,11	6,10				
	<i>f</i>									
	Halus	0,195	0,150	0,167	0,190	0,201				
	Kasar	0,347	0,300	0,337	0,354	0,360				
c	<i>l/D</i>	1,186	1,40	1,63	1,86	2,325	2,91	3,49	4,65	6,05
	<i>f</i>									
	Halus	1,120	0,125	0,124	0,117	0,096	0,108	0,130	0,148	0,142
	Kasar	0,294	0,252	0,266	0,272	0,317	0,317	0,318	0,310	0,313
d	<i>l/D</i>	1,23	1,67	2,37	3,77					
	<i>f</i>									
	Halus	0,157	0,156	0,143	0,160					
	Kasar	0,300	0,378	0,264	0,242					

### 2.8.5. Perhitungan Daya Pompa

Daya pompa ialah energy yang secara efektif di terima oleh air dari pompa per satatua waktu, yang dapat di tulis dengan persamaan :

$$P_w = \gamma \cdot Q \cdot H$$

dimana;

$P_w$  = Daya air (KW)

$\gamma$  = Berat jenis air ( $\text{kg/m}^3$ )

$Q$  = Kapasitas air ( $\text{m}^3/\text{det}$ )

$H$  = Head total pompa (m)

## BAB III

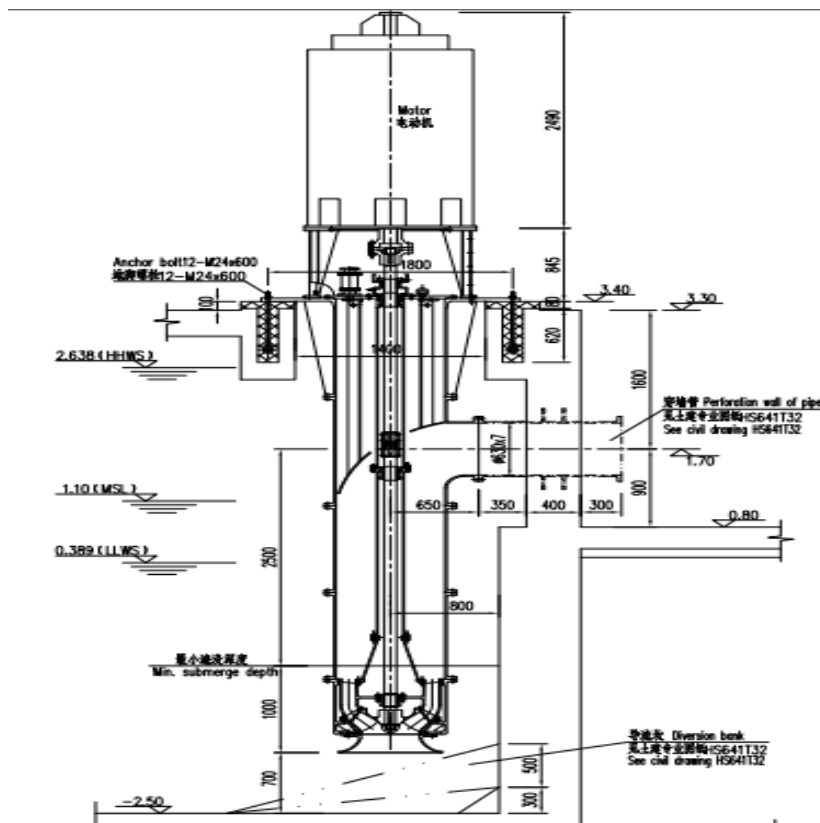
### PENGUJIAN DAN ANALISA

#### 3.1. Pendahuluan

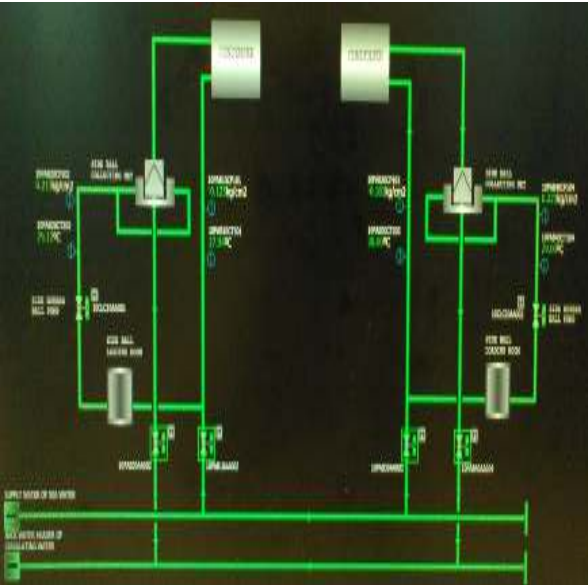
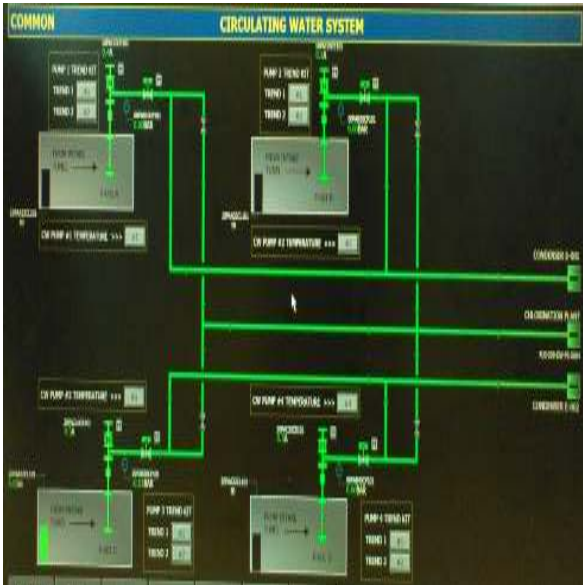
Penelitian dilakukan mulai dari bulan Maret 2019 sampai dengan bulan Juli 2019, di PT.PLN (Persero) Sektor Pembangkitan Tarahan Perusahaan Listrik Tenaga Uap Sibalang (2X110 MW). Objek penelitian yaitu pompa CWP (*Circulating Water Pump*) dan di Laboratorium Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Bandar Lampung. Pengujian dan Analisa dilakukan terhadap perhitungan NPSH (*Net Positive Suction Head*) yang di butuhkan pompa, menghitung kecepatan spesifik pompa, menghitung kerugian Head pada pompa, menghitung Head total pompa dan menghitung daya yang dibutuhkan oleh pompa CWP tersebut.

#### 3.2 Spesifikasi Pompa CWP (*Circulating Water Pump*)

Description	Specification
Pump SL. No	IBF – 8411
Type	Vertikal
Pump Model	1 – P 36 M
Speed	595 rpm
Disch	11262 m <sup>3</sup> /HR
Hend	19.30 MWC
Pump Input	733.10 KW



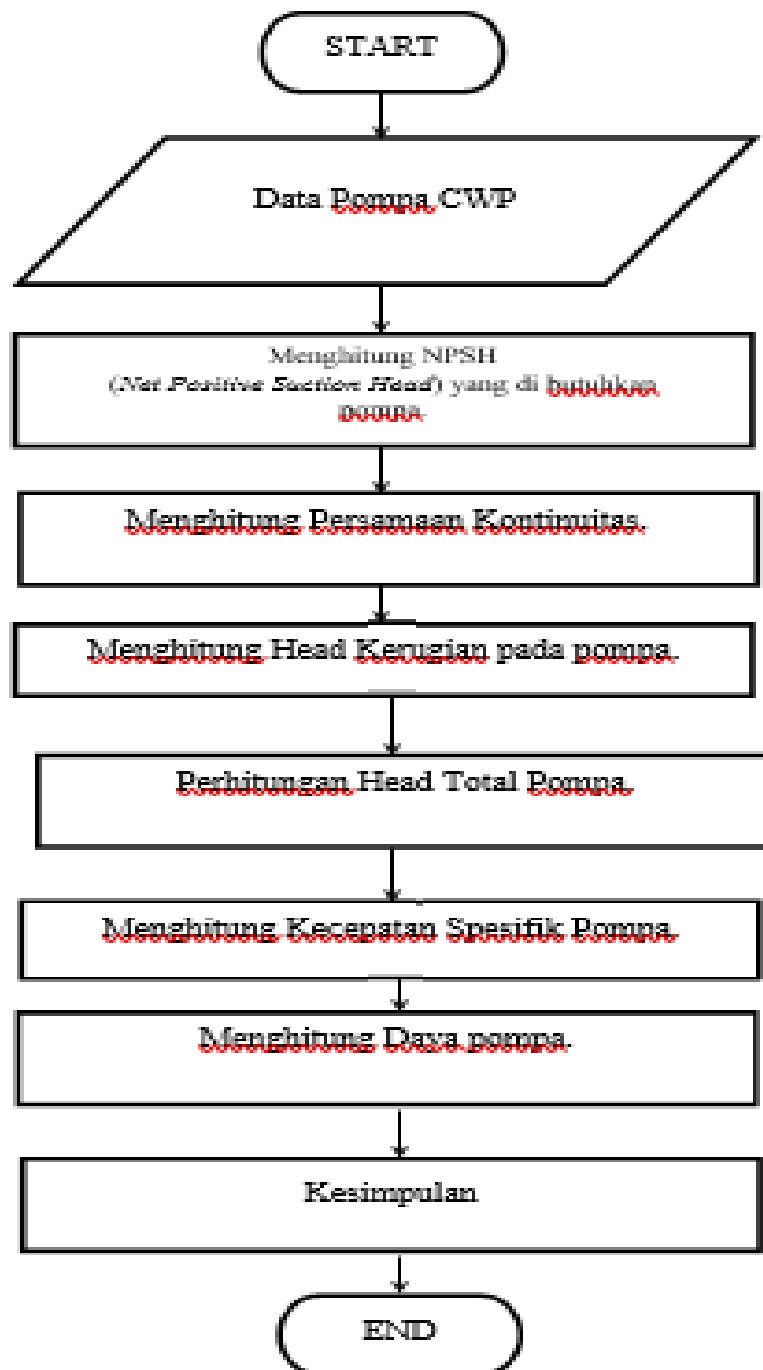
Gambar 3.1. Pompa poros vertikal CWP



Gambar 3.2. Jalur pipa pompa CWP



### 3.3. Diagram Alir Proses



Gambar 3.3 Diagram alir proses

### 3.4. Penentuan Kecepatan Aliran

Untuk menentukan kecepatan aliran fluida yang terjadi, digunakan persamaan kontinuitas;

$$v = Q/A$$

dimana;

$$\begin{aligned} Q &= \text{Kapasitas aliran fluida yang mengalir (m}^3/\text{Jam)} = 11262 \text{ m}^3/\text{jam} \\ A &= \text{Luas penampang} = 1.5 \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh kecepatan aliran fluida sebesar  $v = 7508 \text{ m/jam}$

### 3.5. Menghitung Kerugian Head Yang Terjadi

Head kerugian adalah kehilangan head yang terjadi selama proses system berlangsung. Terdiri atas kerugian head akibat gesekan yang terjadi di dalam pipa-pipa, kerugian head akibat adanya belokan pada pipa, reduser, katup-katup, dsb. Kerugian head dimaksud yang akan dihitung adalah :

a). Kerugian head akibat gesekan pada pipa yang lurus

$$H_f = \frac{10.666 \times Q^{1.85}}{C^{1.8} \times D^{4.85}}$$

$$H_f = \frac{10.666 \times Q^{1.85}}{C^{1.8} \times D^{4.85}} = \frac{31.28^{1.85} \times 10.666}{100^{1.85} \times 1.5^{4.85}} \times 150$$

$$H_f = 26,07 \text{ m}$$

dimana;

$$\begin{aligned} Q &= \text{Kapasitas aliran fluida yang mengalir} = 11262 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 31,28 \text{ m}^3/\text{jam} \\ C &= \text{Koefisien pada pipa yang di gunakan} = 100 \text{ (diambil dari tabel 2.2)} \\ D &= \text{Diameter dalam pipa} = 1.5 \text{ m} \end{aligned}$$

b). Kecepatan rata-rata di penampang masuk katup

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

Dengan  $\frac{D}{R} = 1$  maka diperoleh;

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D^2} = \frac{31.28}{\frac{\pi}{4} \times 1.5^2} = \frac{31.28}{1.76} = 17.77 \text{ m}$$

dan

$$f = 0.131 + 1.847 \times \left(\frac{1}{2}\right)^{3.5} \times \left(\frac{90}{90}\right)^{0.5} = 0.294$$

dimana;

D = Diameter dalam pipa : 1.5 m

f = koefisien kerugian

c). Kerugin pada katub isap jenis sorong

$$Hv = f_v \frac{v^2}{2g}$$

Dari Gambar 2.12 Untuk diameter 1200 maka di peroleh f = 0,4

Jadi 
$$Hv = f_v \frac{v^2}{2g} = 0.4 \frac{17.77^2}{2 \cdot (9.81)} = 6.47 \text{ m}$$

dimana;

v = kecepatan rata-rata di penampang masuk katup = 17.77 (m/s)

$f_v$  = koefisien kerugian katub = 0.4

$H_f$  = kerugian head pada katub = 6,47 m

d). Kerugian pada percabangan pipa

$$H_{f_{1-3}} = f_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{Dan} \quad H_{f_{1-2}} = f_2 \frac{v_1^2}{2g}$$

dimana;

$H_{f_{1-3}}$  = kerugian head cabang 1 ke 3 (m)

$H_{f_{1-2}}$  = kerugian head cabang 1 ke 2 (m)

$v_1$  = kecepatan di 1 sebelum percabangan (m/s)

$f_1, f_2$  = koefisien kerugian

$$H_{f_{1-3}} = f_1 \frac{v_1^2}{2g} = 0.35 \times \frac{7508^2}{2 \times (9.81)} \text{ m}^3/\text{Jam}$$

$$0.35 \times \frac{20.8^2}{2 \times (9.81)} \text{ m}^3/\text{det}$$

$$= 7.7 \text{ m}$$

$$H_{f1-2} = f_1 \frac{v_1^2}{2g} = 1.29 \times \frac{7508^2}{2 \times (9.81)} \text{ m}^3/\text{Jam}$$

$$1.29 \times \frac{20.8^2}{2 \times (9.81)} \text{ m}^3/\text{det}$$

$$H_{f1-2} = 28.4 \text{ m}$$

e). Head kecepatan keluar

$$\frac{v_d^2}{2g} = \frac{17.77^2}{2 \times 9.81} = 16.09 \text{ m}$$

### 3.6. Head total pompa

Head total pompa dihitung dengan persamaan :

$$H = H_a + \Delta H_p + H_l + \frac{v_d^2}{2g}$$

$$= 12 + 0 + 26,07 + 4 \times (0.294) + 16,09 + 6.47$$

$$= 61,76 \text{ m}$$

dimana;

H = Head total pompa (m)

H<sub>a</sub> = Head statis total (m)

“ Head ini merupakan perbedaan tinggi antara sisi keluar dan sisi hisap “

$\Delta H_p$  = Perbedaan head tekan yang terjadi pada kedua permukaan air (m)

$\frac{v^2 \cdot d}{2 \cdot g}$  = Head kecepatan keluar (m)

### 3.7. Kecepatan Spesifik

$$v_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{4 \cdot \sqrt{H^3}}$$

$$= 3.65 \times \frac{595 \times \sqrt{31.28}}{4 \times \sqrt{61.76^3}}$$

$$v_s = 6.25 \text{ m / s}$$

dimana;

v<sub>s</sub> = Kecepatan spesifik (m / s)

n = Putaran pompa = 595 (rpm)

Q = Kapasitas aliran = 11262 m<sup>3</sup>/Jam = 31.28(m<sup>3</sup>/det)

H = Head total pompa = 61.76(m)

### 3.8. Perhitungan Daya Pompa

Daya pompa adalah energi yang secara efektif di terima oleh air di pompa per satuan waktu, yang dapat di hitung dengan menggunakan persamaan :

$$\begin{aligned} P_w &= \gamma \cdot Q \cdot H \\ &= 1.025 \text{ kg/m}^3 \times 31.28 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 1980.14 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s} \\ &= \frac{1980.14 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s}}{102} \\ &= 19.41 \text{ KW} \end{aligned}$$

dimana;

$P_w$	=	Daya air (KW)	
$\gamma$	=	Berat jenis air	= 1.025 kg/m <sup>3</sup>
$Q$	=	Kapasitas air	= 31.28m <sup>3</sup> /det
$H$	=	Head total pompa	= 61.76 m

## BAB IV

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 1. Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan analisa yang dilakukan terhadap pompa *Circulating Water Pump* (CWP) yang terpasang pada system pembangkit listrik tenaga uap di PLTU sebalang, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. *Peran Circulating Water Pump* (CWP) sebagai peralatan yang mensuplai air laut ke kondensor sebagai media pendingin sangat penting dan akan mempengaruhi performa system pembangkit listrik secara keseluruhan.
2. Efektivitas kondensor sebagai alat penukar kalor sangat dipengaruhi oleh kebersihan tube kondensor dan kelancaran suplai air pendingin dari *Circulating Water Pump*.
3. Dari hasil perhitungan diperoleh bahwa untuk mendapatkan *head total* pompa sebesar 61,76 m dan dengan kecepatan aliran sebesar 6,25 m/s; maka dibutuhkan daya pompa minimal sebesar 19,41 KW.
4. Dengan head total sebesar 61,76 m dan kecepatan 6,25 m/s tersebut maka pompa mampu mensuplai air laut guna mensupport kinerja kondensor sehingga dapat bekerja secara maksimal.

#### 2. Saran

1. Lakukan perawatan rutin secara periodik terhadap pompa *Circulating Water Pump* (CWP) agar kinerja pompa tetap maksimal.
2. Memasang saringan pada ujung kanal serta membersihkan kanal, *intake*, saluran CWP, dan *tube-tube* kondensor secara rutin.
3. Memperbesar tekanan *spray traveling screen* agar sampah dapat dikeluarkan atau dilepaskan dari *bucket traveling screen*.

## DAFTAR PUSTAKA

1. ASSOCIATION FOR INTERNATIONAL TECHNICAL PROMOTION (1983), *Pompa Dan Kompresor*, Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
2. Austin H. Church Dan Zulkifli Harahap (1944), *Pompa Dan Blower Sentrifugal*, Jakarta : Erlangga.
3. Archie W.Culp, Jr., Ph.D; *Prinsip-prinsip Konversi Energi*, Jakarta ; Erlangga 1991.
4. Ir. Syamsir A. Muin; *Pesawat-pesawat Konversi Energi II*, Jakarta : Raja Grafindo Perdana 1993.
5. Ir. Astu Pudjanarsa, MT. dan Prof. Ir. Djati Nursuhud, MSME: *Mesin Konversi Energi*, Yogyakarta ; Andi 2006.
6. Tyler G. Hicks, P.E Dan T.W Edwards, P.E (1996), *Teknologi Pemakaian Pompa*, Jakarta : ERLANGGA.
7. <https://yefrichan.wordpress.com/2010/07/01/cara-menentukan-head-total-pompa/>
8. <http://www.slideshare.net/muhammaddiqi91/kavitasipadapompa>
9. <http://artikel-teknologi.com/istilah-istilah-dunia-pompa/>
10. <http://abang-sahar.blogspot.com/2013/02/makalah-pompa.html>
11. <https://helmidadang.wordpress.com/2012/11/22/penjelasan-singkat-pompa-kompresor-turbin/>
12. <http://tokopompaonline.blogspot.com/2011/10/total-head-friction-loss-npsh-kavitasi.html>
13. <https://pacotekindoservice.wordpress.com/2013/06/14/sejarah-dan-perkembangan-pompa-sentrifugal/>