

ANALISIS KAPASITAS POMPA SENTRIFUGAL ALIRAN CAMPURAN PADA INSTALASI *DESALT SUPPLY PUMP* PLTU DI PT.X

¹Erizal, Agil Rumi

Program Studi Teknik Mesin FTI - ISTN

E-mail : erizal_jambak@yahoo.com,

ABSTRAK

Desalt supply pump adalah mensupply air laut dari water intake menuju clarificarion tank, kemudian di lakukan proses pemurnian air (destilasi) pada siklus water treatment plant. Kemudian air yang telah dimurnikan atau sama dengan air yang terdapat dalam siklus, kemudian di transfer menuju tanki penampungan untuk keperluan make up water (air penambah). Sistem pemipaan adalah satu kesatuan yang tidak dapat dipisahkan dengan pompa. Keberadaan sistem pemipaan dan pompa ini mempunyai pengaruh pada kinerja suatu proses. Besar kecilnya kapasitas yang di dihasilkan oleh suatu pompa sangat berhubungan dengan sistem instalasi pemipaan. Pada tugas akhir ini penulis melakukan pengujian untuk mendapatkan karakteristik pompa kemudian menganalisis kapasitas pompa untuk mendapatkan kapasitas yang dihasilkan oleh sebuah pompa sentrifugal yang bekerja secara tunggal dengan instalasi 1 kemudian dengan pompa yang bekerja bersamaan dengan instalasi paralel 2. Untuk membantu perhitungan faktor kerugian gesek pada fitting instalasi dibantu dengan softwarwe pipe flow expert. Dari analisis didapat hasil kapasitas dan head melalui titik kerja pompa adalah sebagai berikut : Pompa yang bekerja secara tunggal didapat hasil kapasitas sebesar $Q = 597,6 \text{ m}^3/\text{jam}$ dengan head 19 m. Pompa yang bekerja secara bersamaan didapat hasil kapasitas sebesar $Q = 788,4 \text{ m}^3/\text{jam}$ dengan head 24,5 m

Kata Kunci : kapasitas, *pipe flow expert*, karakteristik pompa, *desalt supply pump*

I. PENDAHULUAN

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan Pembangkit listrik dengan memanfaatkan energi kalor dari batubara. Untuk mengkonversikan energi ini menjadi uap bertemperatur dan bertekanan tinggi, tentu saja proses mengubah air menjadi uap memerlukan kebutuhan air yang besar dan harus selalu tercukupi.

Bahan baku air yang digunakan adalah air laut yang sudah melewati proses pemurnian air (*water treatment plant*), agar pada saat air yang diubah menjadi uap panas bertekanan tinggi untuk menggerakkan turbin tidak akan merusak peralatan sistem kerja turbin itu sendiri. Namun sebelum air laut dapat melewati proses pemurnian, bahan baku air laut tidak dapat berpindah dengan sendirinya dari reservoir (*water intake*) ketempat penampungan (*Clarification tank*) tanpa adanya sistem pemipaan dan mesin bantu yaitu pompa.

Keberadaan sistem pemipaan dan pompa ini mempunyai pengaruh pada kinerja suatu proses. Besar kecilnya kapasitas yang di dihasilkan oleh suatu pompa sangat berhubungan dengan sistem instalasi perpipaan.

Pompa adalah suatu perangkat yang berfungsi mengalirkan, memindahkan bahkan dapat mesirkulasikan fluida (cair dan gas) umumnya yang mengalir, dengan cara menaikkan tekanan dan kecepatan melalui gerak impeller yang digerakkan oleh motor penggerak poros. Didalam impeller fluida mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar dari sudu-sudu impeller. Kecepatan keluar fluida itu selanjutnya akan berkurang dan berubah menjadi tinggi kenaikan (H) disudu-sudu pengarah atau dirumah spiral pompa (rumah keong). Besarnya tekanan

yang timbul tergantung kepada besarnya kecepatan fluida.

Kapasitas yang dihasilkan merupakan salah satu faktor penting yang mempengaruhi kebutuhan bahan baku produksi air dan begitupun sebaliknya instalasi sistem pemipaan sangat berpengaruh pada kapasitas yang dihasilkan. Kapasitas yang tidak dapat memenuhi kebutuhan produksi dapat mempengaruhi proses secara keseluruhan. Melatar belakangi uraian diatas, maka penulis mencoba untuk menganalisis hubungan antara kapasitas yang dihasilkan oleh pompa dengan sistem instalasi pemipaan secara paralel pada sistem *balance of plant* yang berada di PT.x pada pembangkit listrik tenaga uap.

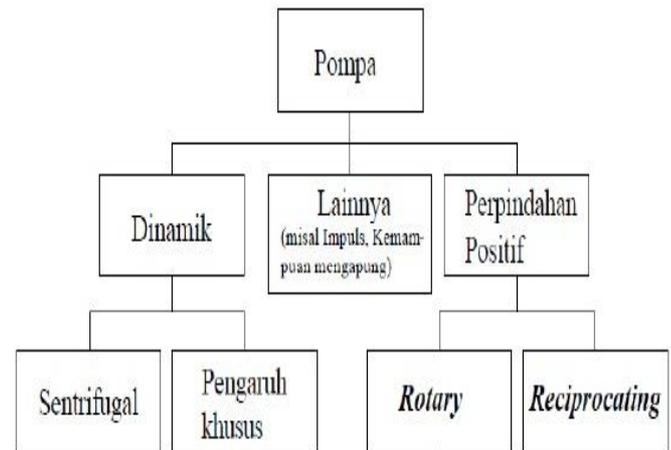
II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Pengertian Pompa

Pompa adalah suatu perangkat yang berfungsi mengalirkan, memindahkan bahkan dapat mesirkulasikan fluida (cair dan gas) umumnya yang mengalir, dengan cara menaikkan tekanan dan kecepatan melalui gerak impeller yang digerakkan oleh motor penggerak poros. Didalam impeller fluida mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar dari sudu-sudu impeller. Kecepatan keluar fluida itu selanjutnya akan berkurang dan berubah menjadi tinggi kenaikan (H) disudu-sudu pengarah atau dirumah spiral pompa (rumah keong). Besarnya tekanan yang timbul tergantung kepada besarnya kecepatan fluida. Pompa dapat diklasifikasikan menurut prinsip kerja, jenis aliran, kapasitas, tekanan, dll, yang sesuai dengan keinginan.

2.2. Klasifikasi Umum Pompa

Pompa hadir dalam berbagai ukuran untuk penggunaan yang luas. Pompa-pompa dapat digolongkan menurut prinsip operasi dasarnya seperti pompa dinamik atau pompa pemindahan positif. Klasifikasi pompa seperti tampak pada gambar 1



Gambar 1. Berbagai jenis pompa

(Sumber: <https://cimporong02.wordpress.com/dasar-dasar-pompa>)

2.2.1 Pompa Perpindahan Positif

pompa perpindahan positif dikenal dengan caranya beroperasi: cairan diambil dari suatu ujung dan pada ujung lainnya dialirkan secara positif untuk setiap putarannya.pompa perpindahan positif digunakan secara luas untuk pemopaan fluida bisa selain air, biasanya fluida kental. Pompa perpindahan positif selanjutnya digolongkan berdasarkan cara perpindahannya.

- a) Pompa Bolak Balik (*Reciprocating Pump*), terdiri dari :
 - 1) Pompa Plunger
 - 2) Pompa Piston
 - 3) Pompa Diaphragm (selaput)
- b) Pompa Putar (*rotary pump*), terdiri dari :
 - 1) Pompa baling-baling (*vane pump*)
 - 2) Pompa roda gigi (*gear pump*)
 - 3) Pompa sekrup (*secrew pump*)
 - 4) Pompa lobe (*cuping pump*)

2.2.2 Pompa Dinamik

Pompa dinamik juga dikarakteristikan oleh caranya beroperasi, yaitu; impeler yang berputar akan mengubah energi kinetik menjadi tekanan maupun kecepatan yang diperlukan untuk mengalirkan fluida.

- a) Pompa Putar (*rotary pump*), terdiri dari :
 - 1) Pompa Sentrifugal
 - 2) Aliran aksial
 - 3) Aliran campur
- b) Pompa Desain khusus
 - 1) *Jet pump* atau *ejector*
 - 2) *Electromagnetic pump for liquid metals*

3) Fluid Acuated as lift or hydraulic ram

2.3. Siklus PLTU

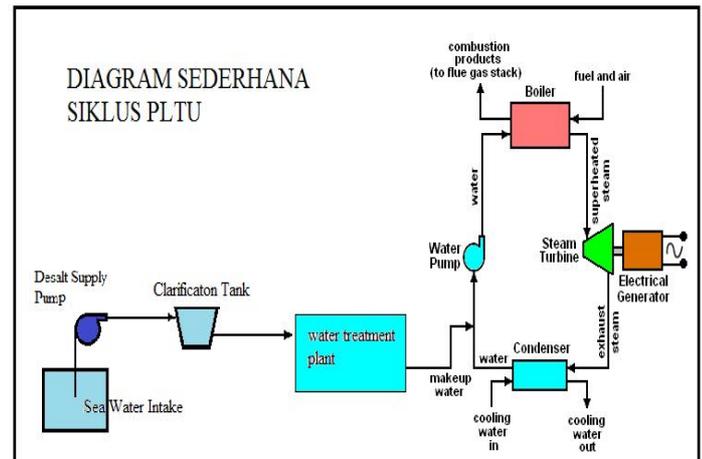
PLTU menggunakan fluida kerja air uap yang bersirkulasi secara tertutup. Siklus tertutup artinya menggunakan fluida yang sama secara berulang-ulang. Urutan sirkulasinya secara singkat adalah sebagai berikut :

- 1) Pertama air diisi ke boiler hingga mengisi penuh seluruh luas permukaan pemindah panas. Didalam boiler air ini dipanaskan dengan gas panas hasil pembakaran bahan bakar dengan udara sehingga berubah menjadi uap.
- 2) Kedua, uap hasil produksi boiler dengan tekanan dan temperatur tertentu diarahkan untuk memutar turbin sehingga menghasilkan daya mekanik berupa putaran.
- 3) Ketiga, generator yang dikopel langsung dengan turbin berputar menghasilkan energi listrik sebagai hasil dari perputaran medan magnet dalam kumparan, sehingga ketika turbin berputar dihasilkan energi listrik dari terminal output generator
- 4) Keempat, Uap bekas keluar turbin masuk ke kondensor untuk didinginkan dengan air pendingin agar berubah kembali menjadi air yang disebut air kondensat. Air kondensat hasil kondensasi uap kemudian digunakan lagi sebagai air pengisi boiler.
- 5) Demikian siklus ini berlangsung terus menerus dan berulang-ulang.

Sekalipun siklus fluida kerjanya merupakan siklus tertutup, namun jumlah air yang terdapat dalam siklus akan mengalami pengurangan. Pengurangan air ini disebabkan oleh kebocoran-kebocoran baik yang disengaja maupun yang tidak disengaja. Untuk mengganti air yang hilang, maka perlu adanya penambahan air kedalam siklus. Kriteria air penambah (*make up water*) ini harus sama dengan air yang terdapat dalam siklus.

Fungsi dari pompa *desalt supply pump* adalah mensupply air laut dari water intake menuju clarificarion tank, kemudian di lakukan proses pemurnian air (destilasi) pada siklus water treatment plant. Kemudian air yang telah dimurnikan atau sama dengan air yang terdapat dalam siklus, kemudian di transfer menuju tanki penampungan untuk keperluan *make up water* (air

penambah). Siklus fluida kerja sederhana pada PLTU seperti terlihat pada gambar 2



Gambar 2. Siklus fluida kerja sederhana pada PLTU

(Sumber : PT.X PLTU 2 Jabar)

2.4 Karakteristik Sistem Pemompaan

1. Tinggi Tekan (Head)

Head pompa adalah energi per satuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai dengan kondisi instalasi pompa, atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan tinggi kolom zat cair.

2. Teorema Bernoulli

Menurut persamaan Bernoulli, ada tiga macam head (energi) fluida dari sistem instalasi aliran, yaitu, energi tekanan, energi kinetik dan energi potensial. Hal ini dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

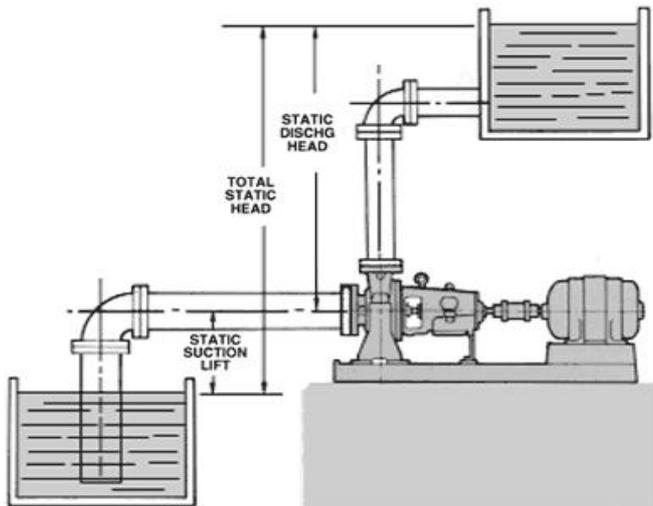
$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + Z \quad (1)$$

Dimana :

H : Head Total Z : Head Statis Total

$\frac{P}{\gamma}$: Head Tekanan $\frac{v^2}{2g}$: Head Kecepatan

Karena energi itu kekal, maka bentuk head (tinggi Tekan) dapat bervariasi pada penampang yang berbeda. Namun pada kenyataannya selalu ada rugi energi (losses). Sistem kerja pompa mendatar seperti terlihat pada gambar 3



Gambar 3. Sistem kerja pompa mendatar
(Sumber : <http://www.agussuwasono.com/e-book/e-book-umum>)

Pada kondisi seperti pada Gambar 3 diatas maka persamaan Bernoulli adalah sebagai berikut :

$$H = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + \text{Losses A ke B}$$

$$H = \left(\frac{P_B}{\gamma} - \frac{P_A}{\gamma}\right) + \left(\frac{V_B^2}{2g} - \frac{V_A^2}{2g}\right) + (Z_B - Z_A) + HL \quad (2)$$

Karena $\gamma_A = \gamma_B$ maka,

$$H = \left(\frac{P_B - P_A}{\gamma}\right) + \left(\frac{V_B^2 - V_A^2}{2g}\right) + (Z_B - Z_A) + HL$$

$$H = \left(\frac{\Delta P}{\gamma}\right) + \left(\frac{\Delta V^2}{2g}\right) + H_{ST} + HL \quad (3)$$

Dimana :

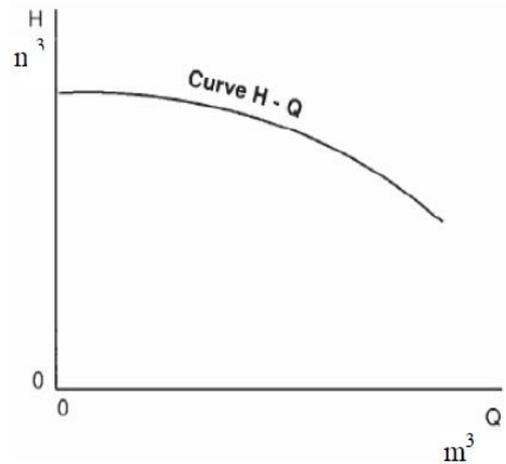
H : Head Total Pompa

$\frac{\Delta P}{\gamma}$: Head pompa karena perbedaan tekanan pada sisi isap dengan sisi tekan
: $\frac{P_B - P_A}{\gamma}$

$\frac{\Delta V^2}{2g}$: Head yang diakibatkan karena ada perbedaan kecepatan
: $\frac{V_B^2 - V_A^2}{2g}$

3. Kurva kinerja pompa

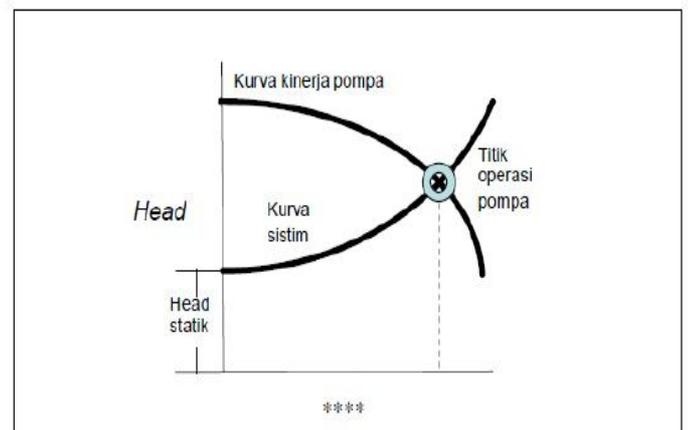
Head dan debit aliran menentukan kinerja sebuah pompa yang secara grafis ditunjukkan pada kurva kinerja atau kurva karakteristik pompa seperti pada gambar 4



Gambar 4. Kurva kinerja sebuah pompa

4. Titik operasi pompa

Debit aliran pada head tertentu disebut titik tugas. Kurva kinerja pompa terbuat dari banyak titik-titik tugas. Titik operasi pompa ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 5.



Gambar 5 Titik operasi pompa
(Sumber : <http://kimindustri.blogspot.co.id/2012>)

2.5 Perhitungan Kecepatan Rata-rata Aliran Didalam Pipa

Untuk dapat mengetahui head pompa, terlebih dahulu dicari kecepatan-kecepatan pada sisi masuk (isap) dan sisi keluar (tekan) impeller.

1. Pada Saluran Isap

Kecepatan aliran pada sisi isap dihitung dengan :

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{4.Q}{\pi. D_{d1}^2} \quad (4)$$

Dimana :

V_s = Kecepatan air pada sisi isap inlet (m/s)

Q = debit fluida (m³/s)

D_{d1} = diameter pipa isap (m)

g = gaya gravitasi (m/s²)

2. Pada Saluran Tekan

Kecepatan aliran pada saluran tekan dibagiat menjadi dua, karena pada saluran tekan terdapat diameter poros penggerak dihitung dengan rumus :

$$a) V_d = \frac{4.Q}{\pi.(Dd2^2 - d_3^2)} \quad (5)$$

Dimana :

V_{d1} = Kecepatan air pada sisi tekan 1

Q = debit fluida (m³/s)

Dd_2 = diameter pipa tekan (m)

d_3 = diameter poros (m)

g = gaya gravitasi (m/s²)

$$b) V_{d2} = \frac{4.Q}{\pi. D_{d2}^2} \quad (6)$$

Dimana :

V_{d2} = Kecepatan air pada sisi tekan 2

Q = debit fluida (m³/s)

Dd_2 = diameter pipa tekan (m)

G = gaya gravitasi (m/s²)

2.6. Perhitungan Kerugian Head (Head Major Losses)

Kerugian head merupakan head untuk mengatasi kerugian-kerugian atau dapat dikatakan bahwa pada saat fluida melewati saluran, energi total yang dipindahkan cenderung berkurang searah aliran. Energi yang ini secara umum dibagi menjadi kerugian gesek (kehilangan akibat gesekan) dan kerugian minor. Kerugian gesek merupakan pengurangan energi untuk dapat mengatasi hambatan pada aliran yang disebabkan karena pergerakan aliran itu sendiri. Kerugian ini disebabkan oleh hambatan antara partikel-partikel fluida ketika bergesekan, berguling, meluncur diantara aliran itu. Hal ini juga ditambah dengan kehilangan energi kinetis akibat adanya benturan aliran fluida yang bergerak dengan kecepatan yang tidak sama. Pada saluran tertutup kerugian head akibat gesekan berbanding langsung dengan panjang saluran dan kecepatan serta berbanding

terbalik dengan diameter saluran. Hal ini dapat dilihat pada persamaan Darcy,

$$hf = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2.g} \quad (7)$$

Dimana :

hf = Kerugian dalam pipa

D = Diameter pipa (m)

L = Panjang pipa (m)

λ = koefisien kerugian gesek

V = kecepatan air pada pipa (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

Bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{V.D}{\nu} \quad (8)$$

Dimana :

V = kecepatan fluida (m/s)

D = diameter pipa (m)

ν = viskositas kinematis zat cair (m²/s)

Dalam aliran laminar, koefisien kerugian gesek untuk pipa (λ) dalam dapat dinyatakan dengan :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (9)$$

Dimana :

λ = koefisien kerugian gesek

Re = Bilangan Reynolds

2.7. Head Kerugian Dalam Belokan Atau Alat (Head Minor Losses)

Kerugian yang disebabkan karena hilangnya sebagian energi karena adanya perubahan tiba-tiba pada bentuk aliran, seperti adanya penghalang pada garis aliran atau perubahan pada kecepatan dan arah fluida disebut sebagai kerugian minor. Kerugian ini biasanya diukur pada konstruksi pipa seperti pada :

1. Lubang masuk atau lubang keluar
2. Katup –katup
3. Sambungan –sambungan
4. Belokan
5. Tahanan pada saluran masuk
6. Penyusutan atau pemuaian tiba-tiba

Kerugian ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$h_f = f \cdot \frac{V^2}{2.g} \quad (10)$$

Dimana :

hf = Kerugian Head (m)

- f = Koefisien kerugian
 V = kecepatan rata-rata didalam pipa (m/s)
 g = Percepatan gravitasi (m/s²)

besarnya koefisien kerugian tergantung dari alat-alat yang digunakan, biasanya setiap alat memiliki koefisien kerugian sendiri. Untuk mencari koefisien kerugian (f) atau sama dengan K , dicari menggunakan bantuan software *pipe flow expert*.

2.8. Head Total Pompa

Head total pompa dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$H = h_a + h_l + \frac{VD^2}{2g} \quad (11)$$

Dimana :

- V_d = Kecepatan aliran pada pipa (m/s)
 h_a = Perbedaan tinggi antara muka air disisi keluar dan disisi hisap (m)
 h_l = berbagai kerugian head di pipa (m)
 g = percepatan gravitasi (m/s²)

2.9. Software Pipe Flow Expert

Pipe Flow Expert adalah aplikasi perangkat lunak berbasis Windows yang digunakan untuk merancang, mendokumentasikan dan menyelesaikan jaringan pipa. Ini membantu insinyur perpipaan menganalisis dan memecahkan berbagai masalah di mana aliran dan kehilangan tekanan di seluruh jaringan pipa harus ditentukan. Ini dapat memodelkan sistem loop terbuka dan tertutup, termasuk sistem dengan beberapa tangki pasokan, beberapa pompa secara seri atau paralel, dan beberapa titik keluar.

Pipe flow expert merupakan aplikasi yang di produksi dari www.pipeflow.co.uk (negara inggris), dibuat untuk membantu *engineer* dalam menganalisa dan menyelesaikan permasalahan aliran dalam pipa incompressible/ fluid flow baik mengenai kecepatan aliran, perubahan tekanan dan lain-lain pada seluruh jaringan pipa. Jaringan pipa dapat tertutup maupun jaringan terbuka tak jadi masalah. Pipe Flow Expert memungkinkan *engineer* menganalisis jaringan pipa yang kompleks sehingga diperoleh hasil perilaku aliran dalam pipa. Penggunaannya misalnya dalam masalah :

1. Jaringan pipa HVAC, atau
2. jaringan pemadam kebakaran dalam struktur bangunan,

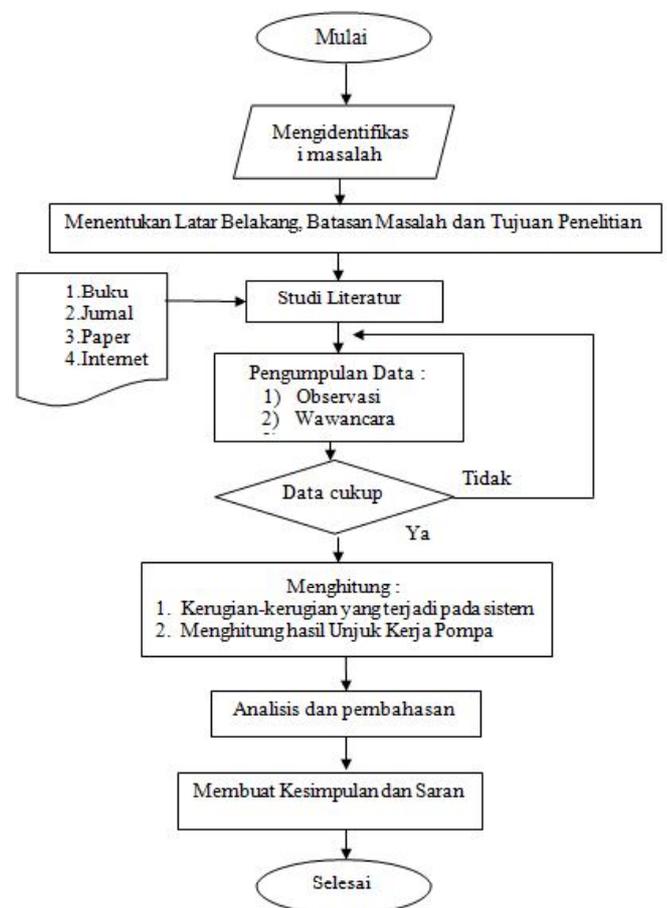
3. jaringan penyediaan air bersih dalam bangunan gedung bertingkat banyak,
4. jaringan pipa PDAM
5. jaringan pipa pertamnian
6. jaringan pemipaan dalam kontruksi bangunan pabrik yang berkaitan dengan fluida,dll.

Pipe Flow Expert menganalisis dengan metode *balanced steady-state flow and pressure conditions of the system*.

III. METODOLOGI

3.1. Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan tahap-tahap mengikuti diagram alir seperti pada Gambar 6.



Gambar 6. Diagram alir metode penelitian

3.2. Pengujian

Pengujian dilakukan untuk mengetahui unjuk kerja pompa dengan urutan sbb:

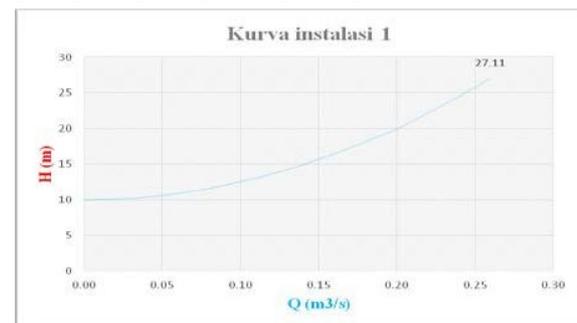
- Bersama-sama dengan petugas operator untuk mengatur jalannya operasi pompa yaitu dengan cara mengatur valve dengan cara seksama.
- Langkah pertama adalah dengan menjalankan pompa pada putaran normal.
- Mengatur valve dengan cara membuka dan menutup sehingga memperoleh kurva pompa.
- Data-data dari hasil unjuk kerja pompa tadi dimasukkan kedalam tabel untuk dapat mendapatkan koordinat (Q dan H) seperti yang terlihat pada tabel 1.

Tabel 1. Hasil pengujian unjuk kerja pompa dengan satu unit beroperasi

$H_{\text{man}} \text{ (m)}$	$Q_{\text{man}} \text{ (m}^3\text{/s)}$
30,045	0
29,032	0,042
27,051	0,081
24,023	0,122
22,413	0,143
20,441	0,162
19,812	0,174
18,019	0,181
15,095	0,201

$H_{\text{man}} \text{ (m)}$	$Q_{\text{man}} \text{ (m}^3\text{/s)}$
30,045	0
29,032	0,042
27,051	0,081
24,023	0,122
22,413	0,143
20,441	0,162
19,812	0,174
18,019	0,181
15,095	0,201

Secara berkala dari data diatas diperoleh kurva pengoperasian titik pertitik untuk satu pompa seperti grafik pada gambar 7.



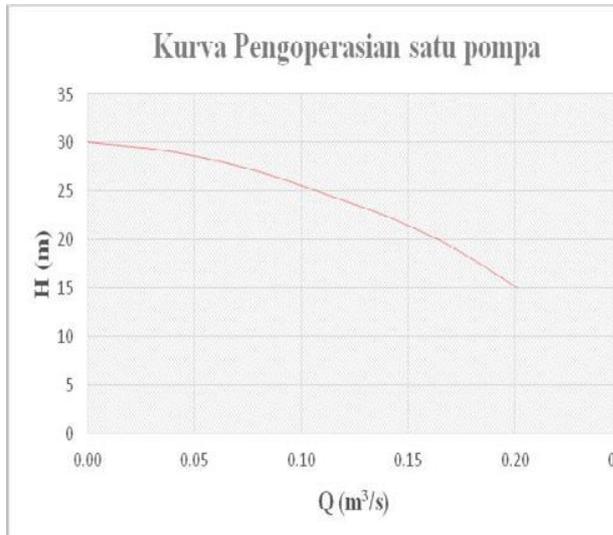
Gambar 7. Grafik sistem untuk pengoperasian satu pompa

3.3. Unjuk Kerja Pompa

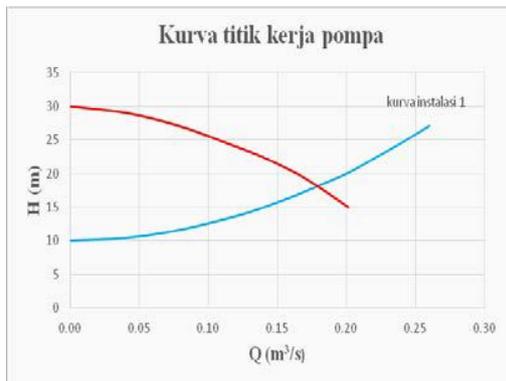
Hasil pengukuran langsung di lapangan, dengan mencatat tinggi kenaikan dan kapasitas pada beberapa variasi bukaan pada valve diperoleh unjuk kerja pompa seperti pada tabel 2

Dari kedua data tersebut maka diperoleh titik operasi kerja pompa untuk satu pompa seperti pada gambar 8 dan gambar 9

Tabel 2. Hasil pengujian unjuk kerja pompa A



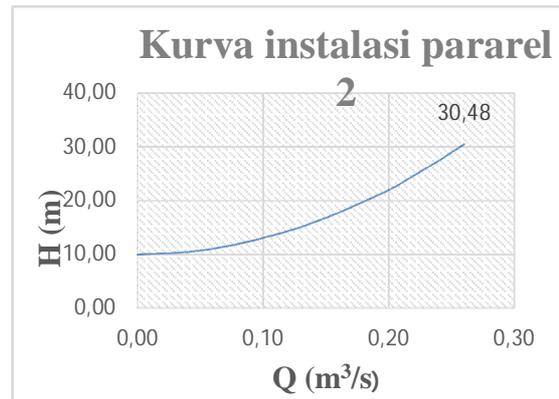
Gambar 8. Kurva karakteristik pompa dengan satu pompa



Gambar 9. Kurva titik kerja pompa dengan pengoperasian satu pompa

Karena pompa ini mempunyai jenis dan karakter yang sama, maka untuk mendapatkan karakteristik gabungan maka kapasitasnya dikalikan 2, dimana diketahui bahwa pompa adalah jenis terinstalasi pompa paralel.

Secara paralel untuk pengoperasian dua pompa A dan B diperoleh karakteristik pompa gabungan pada gambar 10.



Gambar 10. Grafik sistem untuk pengoperasian dua pompa

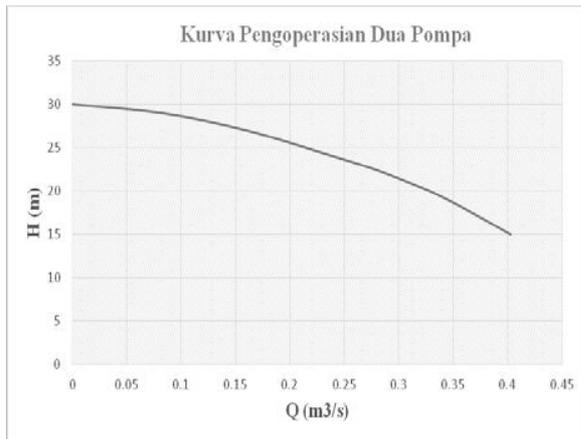
3.4. Unjuk Kerja Pompa dengan Pengoperasian Dua Pompa

Karena pompa ini mempunyai jenis dan karakter yang sama, maka untuk mendapatkan karakteristik gabungan maka kapasitasnya dikalikan 2, dimana diketahui bahwa pompa adalah jenis terinstalasi pompa paralel. Hasil pengujian unjuk kerja pompa A dan B terlihat pada tabel 3.

Tabel 3. Hasil pengujian unjuk kerja pompa A dan B

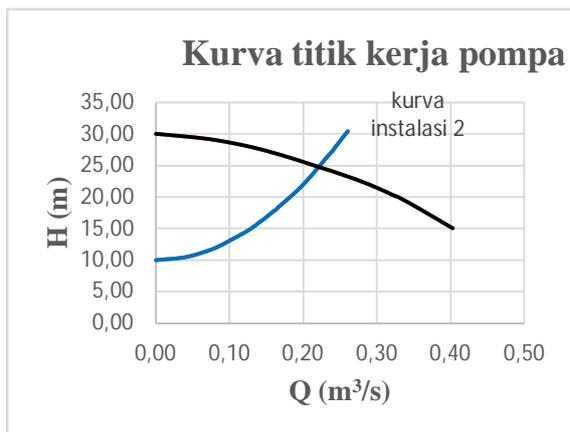
H_{man} (m)	Q_{man} (m^3/s)
30,045	0
29,032	0,8
27,051	0,16
24,023	0,24
22,413	0,28
20,441	0,32
19,812	0,332
18,019	0,36
15,095	0,4028

Dari kedua data tersebut maka diperoleh titik operasi kerja pompa seperti pada gambar 11.



Gambar 11. Kurva karakteristik pompa gabungan

Kurva titik kerja pompa dengan pengoperasian dua pompa ditunjukkan pada gambar 12



Gambar 12. Kurva titik kerja pompa dengan pengoperasian dua pompa

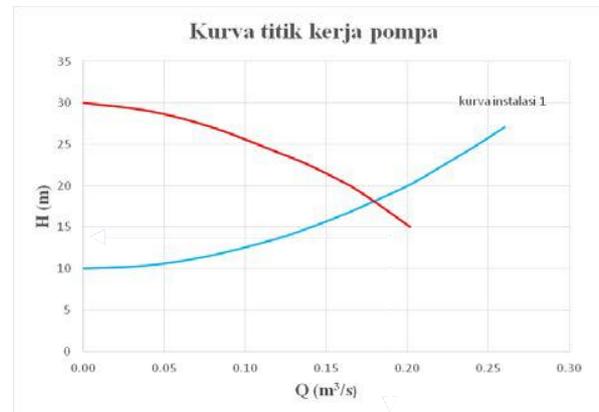
IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN

Kurva pompa yang dimaksudkan dalam analisa dan pembahasan disini melalui dua tahapan proses uji coba pompa A dan pompa B. Dari kedua analisa ini diperoleh kurva pompa gabungan yang disebut sebagai kurva karakteristik pompa paralel.

1. Unjuk Kerja Pompa A

Unjuk kerja pompa A yang diperoleh dari hasil pengujian digambarkan dalam

kurva pompa seperti terlihat pada gambar 13

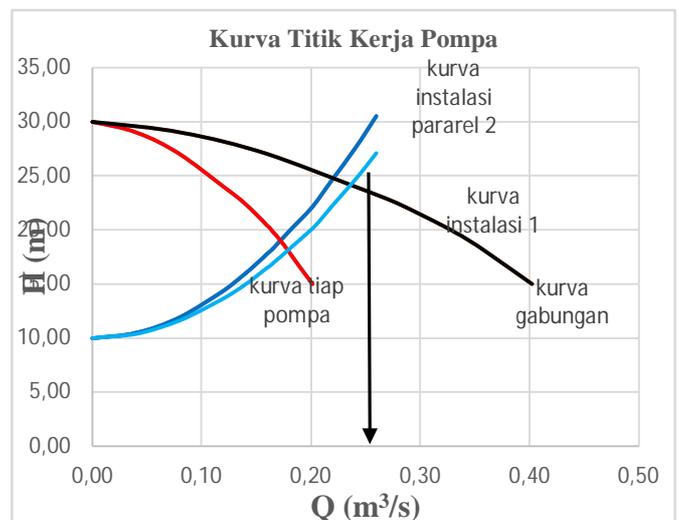


Gambar 13 Kurva titik kerja pompa dengan karakteristik instalasi 1

Pada gambar 13. diperoleh titik kerja untuk satu pompa, pompa A diperoleh kapasitas sebesar 0,166 m³/det dengan tinggi tekan atau head sebesar 19 m. akan tetapi sistem kerja pompa dilakukan bersama-sama antara pompa A dan pompa B sehingga kurva pompa sesungguhnya berubah seperti pada gambar 14.

2. Unjuk Kerja Pompa A dan B

Kurva gabungan pompa A dan pompa B sebagai hasil pejumlahan kapasitas pompa dengan dua unit yang beroperasi seperti ditunjukkan pada gambar 14



Gambar 14 Kurva titik kerja pompa dengan karakteristik instalasi paralel 2

Dari gambar 14 ini kita peroleh titik kerja pompa yang sebenarnya berada pada $Q = 0,219 \text{ m}^3/\text{det}$ dan diperoleh tinggi tekan atau head sama dengan $H = 24,5 \text{ m}$.

3. Analisa

Kapasitas yang dihasilkan dari pengoperasian satu unit pompa dengan instalasi 1 dan dua unit pompa A dan B dengan instalasi paralel 2 mempunyai kurva titik kerja pompa masing-masing. Ini dikarenakan pada instalasi 1 dan instalasi paralel 2 mempunyai kerugian pada (fitting) dengan jumlah yang berbeda, dimana pada instalasi paralel 2 mempunyai jumlah kerugian head pada(fitting)/alat lebih banyak dibandingkan dengan instalasi 1. Perbedaan kerugian yang terjadi pada instalasi 1 dan instalasi paralel 2 tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4. Perbedaan kerugian pada instalasi 1 dan 2

Jenis fitting/alat	Instalasi 1	Instalasi paralel 2
$\sum K$ strainer	1	2
$\sum K$ mulut lonceng	1	2
$\sum K$ pipa 9 m	1	2
$\sum K$ reducer	1	2
$\sum K$ check valve	1	2
$\sum K$ butterfly valve	3	4
$\sum K$ ellbow 90°	8	11
$\sum K$ Tee	2	2
Jumlah	18	27

Jika pompa hanya beroperasi dengan satu pompa memang kerugian head yang terjadi pada alat lebih sedikit, akan tetapi apabila pompa hanya beroperasi dengan satu pompa dengan kurva instalasi 1, terlihat dengan jelas bahwa *flowrate* yang dibutuhkan untuk kebutuhan bahan baku produksi air tidak dapat terpenuhi, dimana kapasitas sebenarnya pada monitoring menunjukkan angka kapasitas sebesar $Q = 0,2126 \text{ m}^3/\text{s}$ dengan $H = 24 \text{ m}$, sedangkan kapasitas yang dihasilkan dengan satu pompa hanya sebesar $Q = 0,166 \text{ m}^3/\text{s}$ dengan $H = 19 \text{ m}$. maka dari itu pompa yang digunakan tidak bisa hanya menggunakan 1 unit pompa saja.

Berikut adalah kapasitas yang dihasilkan dari masing-masing kurva titik kerja pompa berdasarkan pompa A dan pompa A dan B sbb:

1. Pengoperasian satu unit pompa dg instalasi 1

$$\begin{aligned}
 Q &= 1.660 \text{ l/s} = 0.166 \text{ m}^3/\text{s} = 99.600 \\
 &\text{l/menit} \quad \quad \quad = 9.96 \text{ m}^3/\text{menit} \\
 &\quad \quad \quad \quad \quad \quad = 14.342,4 \text{ m}^3/\text{hari}
 \end{aligned}$$

2. Pengoperasian dua unit pompa dengan instalasi paralel 2

$$\begin{aligned}
 Q &= 2.190 \text{ l/s} = 0.219 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 131.400 \text{ l/menit} = 13.14 \\
 &\text{m}^3/\text{menit} \\
 &= 7.632.000 \text{ l/jam} = 788,4 \\
 &\text{m}^3/\text{jam} \\
 &= 189.216.000 \text{ l/hari} = 18.921,6 \\
 &\text{m}^3/\text{hari}
 \end{aligned}$$

3. Kapasitas kebutuhan produksi air hasil monitoring

$$\begin{aligned}
 Q &= 2.124 \text{ l/s} = 0.2124 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 127.458 \text{ l/menit} = 12.74 \text{ m}^3/\text{menit} \\
 &= 7.647.500 \text{ l/jam} = 764.75 \text{ m}^3/\text{jam}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan kapasitas yang didapat dari grafik titik kerja pompa yang

beroperasi secara bersamaan dengan kapasitas aktualnya, terdapat perbandingan yang tidak terlalu besar. Dimana kapasitas yang dihasilkan dari hasil perhitungan didapat angka $Q = 788,4 \text{ m}^3/\text{jam}$ sedangkan pada monitoring menunjukkan angka $Q = 764,75 \text{ m}^3/\text{jam}$. Ini dikarenakan faktor kebocoran tidak diperhitungkan pada analisis ini, Dari kedua kapasitas tersebut, akan tetap memenuhi kebutuhan bahan baku produksi air untuk kebutuhan air penambah atau *make up water*.

V. KESIMPULAN

Kesimpulan yang dapat diperoleh dari analisis mengenai kapasitas yang dihasilkan pada pompa sentrifugal aliran campuran pada instalasi *Desalt Supply pump* adalah sebagai berikut :

1. Pada kenyataannya kapasitas yang dihasilkan pada pompa tunggal berbeda dengan pompa paralel. Dimana kapasitas pompa tunggal menghasilkan $Q = 0,16 \text{ m}^3/\text{h}$ dan head 19 m, sedangkan untuk pompa paralel kapasitas yang dihasilkan $Q = 788,4 \text{ m}^3/\text{h}$ dengan head 24,5 m.
2. Dari hasil monitoring untuk pompa paralel diperoleh kapasitas sebesar $765,75 \text{ m}^3/\text{h}$, akan tetapi dari hasil perhitungan kapasitas yang diperoleh lebih besar dari kapasitas monitoring yaitu sebesar $788,4 \text{ m}^3/\text{h}$.
3. Hal ini disebabkan karena data hasil perhitungan tidak mempertimbangkan kerugian kapasitas akibat kebocoran. Jika efisiensi volumetris (η_v) yang digunakan adalah 0,97 maka kapasitas hasil

perhitungan sesuai dengan kapasitas monitoring.

4. Terbukti bahwa kapasitas pompa tunggal yang dihasilkan berbeda dengan kapasitas pompa paralel. Perbedaan ini disebabkan karena terbukti bahwa kapasitas pompa paralel tidak merupakan dua kali kapasitas pompa tunggal.

DAFTAR PUSTAKA

1. **Austin, Church H. dan Zulkifli. Harahap.** *Pompa dan blower sentrifugal.* Jakarta : Penerbit Erlangga,1993.
2. **Frank White-Fluid Mechanics-McGraw-Hill Education 2015**
3. **Fritz Dietzel.2005.** Pompa Turbin dan Kompresor.PT.Penerbit Erlangga.
4. **Igor J.Karassik William C.Krutzch Warren H.fraser Koseph P.messina.1986.** Pump Handbook 2nd Edition. Mc Graw Hill.
5. **Sularso, Ir.Ms.ME dan Tahara, Haruo.** *Pompa dan Kompresor Pemilihan, pemakaian dan Pemeliharaan.* Jakarta : PT. Pradnya Paramita, 2000.
6. Modul Pembelajaran PT.X PLTU 2 Jabar
7. <https://cimporong02.wordpress.com/dasar-dasar-pompa>
8. <http://novhan-natanagara.blogspot.co.id/2011/03/sekilas-tentang-pompa-sentrifugal.html>