

Evaluasi Unjuk Kerja Pompa Feed Sentrifugal P.100/3 PPSDM Migas Cepu

Madha Wiranata Khusuma^{1*}, Sujono¹

¹Teknik Mesin Kilang Politeknik Energi dan Mineral Akamigas, Cepu, Blora, 58311, Indonesia

ABSTRAK

Pusat Pengembangan Sumber Daya Manusia Minyak dan Gas Bumi (PPSDM MIGAS) adalah instansi Pemerintah Pusat di bawah Badan Pengembangan Sumber Daya Manusia Energi dan Sumber Daya Mineral, Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral. Selain itu, di PPSDM Migas Cepu juga terdapat kilang yang melayani pemrosesan *crude oil*. *Crude oil* yang diproses pada kilang PPSDM Migas merupakan *crude oil* yang produksi oleh PT. Pertamina EP Asset 4 Field Cepu. Pada kilang PPSDM Migas Cepu terdapat dua *pompa feed*. *Pompa feed* pada kilang PPSDM Migas Cepu adalah pompa sentrifugal yang berfungsi sebagai pemindah fluida cair untuk kebutuhan proses dari tangki T.101 atau T.102 menuju *heat exchanger* H.101. Dalam pengoperasiannya, dua pompa ini, yaitu pompa P.100/03 dan P.100/04, bekerja saling bergantian seminggu sekali. Karena penting dan vitalnya fungsi pompa tersebut, penulis memilih untuk mengevaluasi unjuk kerja pompa sentrifugal P.100/03. Pompa ini merupakan pompa buatan manufaktur Alwailer dengan model CLT-32-250. Pompa tersebut dibuat dan mulai dioperasikan pada tahun 2004. Setelah dilakukan evaluasi unjuk kerja pada kondisi operasi kapasitas $9,6 \text{ m}^3/\text{hr}$ dan *pressure discharge* 8 kg/cm^2 (*gauge*). Pompa tersebut mengalami penurunan head sebesar 2,4859 meter dan penurunan efisiensi sebesar 1,2043%. Oleh karena itu, perlu dilakukan optimasi pada pompa P.100/03.

Kata kunci : hasil evaluasi, PPSDM Migas Cepu, pompa P.100/03

 E-mail: madhaku12345@gmail.com

1. Pendahuluan

Pada zaman modern ini terjadi perkembangan industri yang begitu masif, baik dalam dunia migas maupun nonmigas. Pompa merupakan suatu alat yang mempunyai peran penting dalam industri maupun rumah tangga, yang berfungsi memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat yang lain dengan prinsip kerja menaikkan tekanan fluida [1]. Berdasarkan prinsip kerjanya, jenis pompa dikelompokkan menjadi dua, yaitu pompa kerja positif (*Positive Displacement Pump*) dan pompa kerja dinamis (*Non-Displacement Pump*), khu-

susnya pompa sentrifugal [2]. Pada dasarnya, kinerja pompa sentrifugal dipengaruhi oleh desain impeller dan rumah pompa [3].

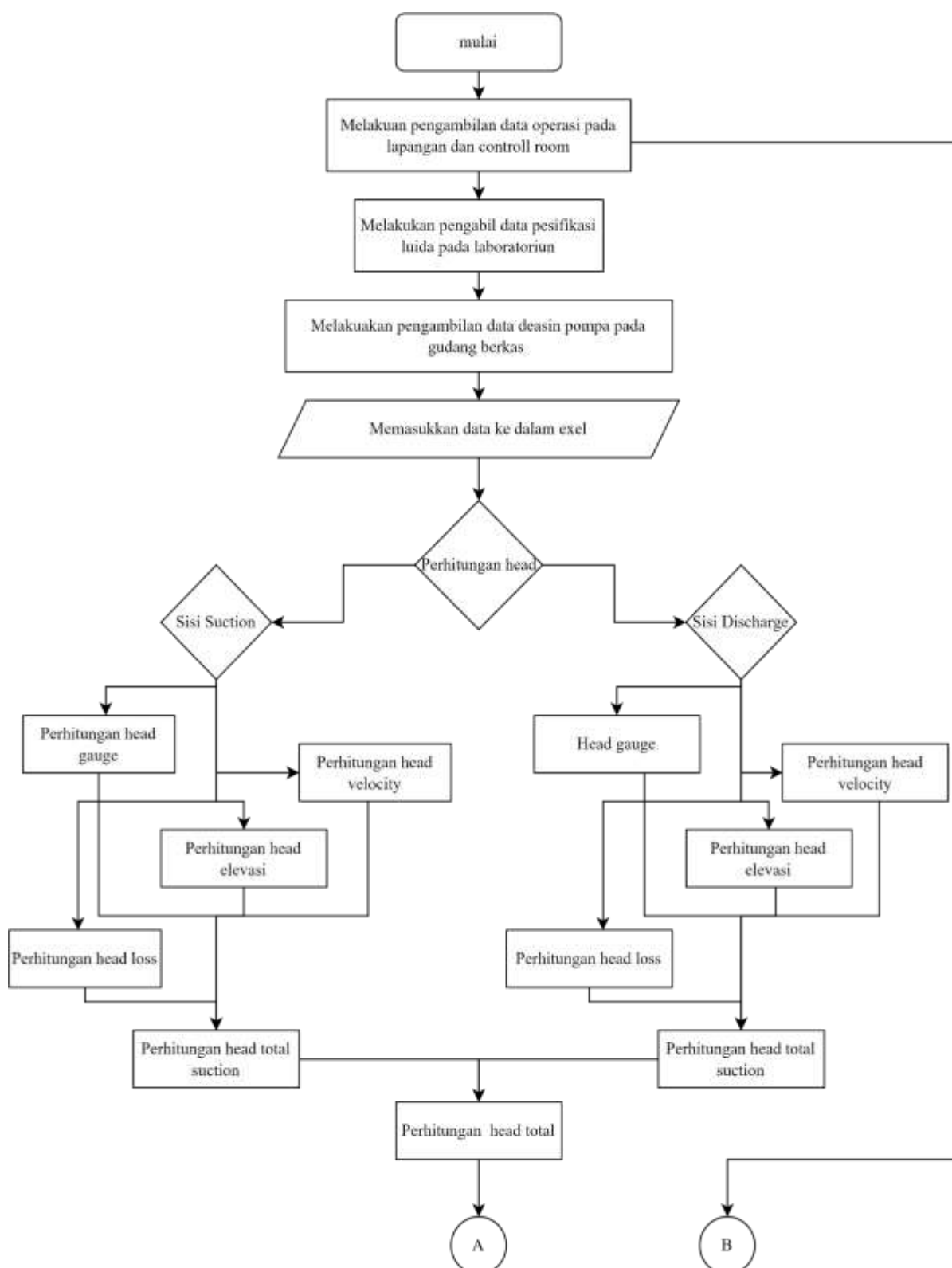
Pada pompa sentrifugal terdapat motor listrik yang memiliki peran utama dalam memanfaatkan energi listrik untuk menggerakkan peralatan industri [4]. Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa [5]. Beberapa faktor yang menyebabkan menurunnya efisiensi, seperti kavitasi, kerugian hidraulik dan mekanis, penurunan kecepatan

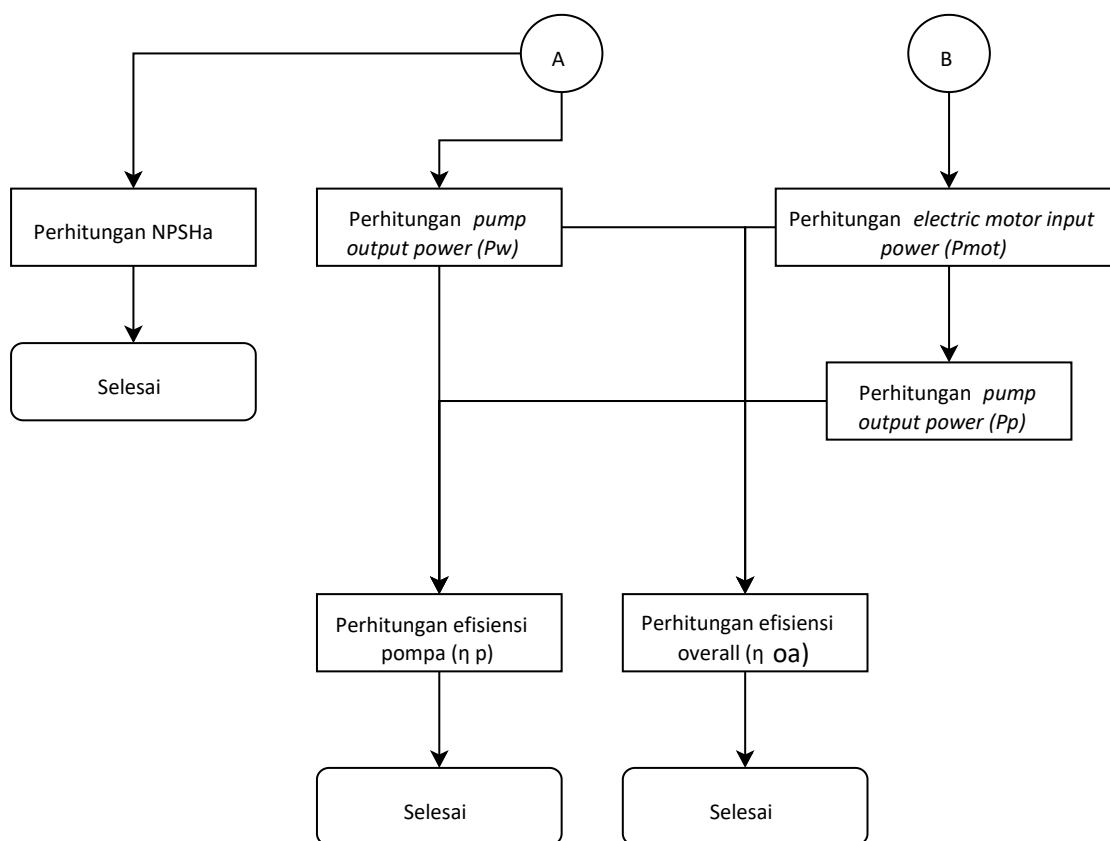
pompa, serta desain impeller yang tidak optimal [6], sehingga pompa *critical utility* tersebut perlu perawatan guna menghindari gangguan pada proses produksi [7]. Selain itu, dengan minimnya *breakdown*, biaya penggantian komponen akan berkurang serta umur pompa dapat lebih lama [8]. Pada umumnya, pompa sentrifugal besar menghasilkan efisiensi 75–90%, dan yang kecil berkisar 50–70% [9]. Turunnya performansi pompa secara tiba-tiba dan ketidakstabilan dalam operasi sering menjadi masalah yang serius dan mengganggu kinerja sistem secara keseluruhan [10]. Maka dari itu, tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk mengevaluasi efisiensi dan performa pada pompa sentrifugal P.100/3.

Karena fungsinya yang vital di industri, dalam suatu sistem perpipaan biasanya minimal ada dua pompa dalam satu sistem, satu pompa operasi, sedangkan yang lainnya *standby*. Di PPSDM Migas Cepu pada unit *Crude Distillation Unit* (CDU) ada banyak sekali pompa salah satunya adalah pompa P.100/03. Pompa ini merupakan *pompa feed*, yaitu pompa yang berfungsi untuk mengalirkan fluida dari tangki T.101 ke unit proses. Dalam pengoperasiannya, pompa T.100/03 bergantian dengan pompa P.100/04.

2. Metode

Gambar 1 berikut adalah diagram alir yang menunjukkan langkah-langkah dalam melakukan evaluasi performa pompa P.100/03.





Gambar 1. Diagram Alir Evaluasi Pompa Sentrifugal P.100/03

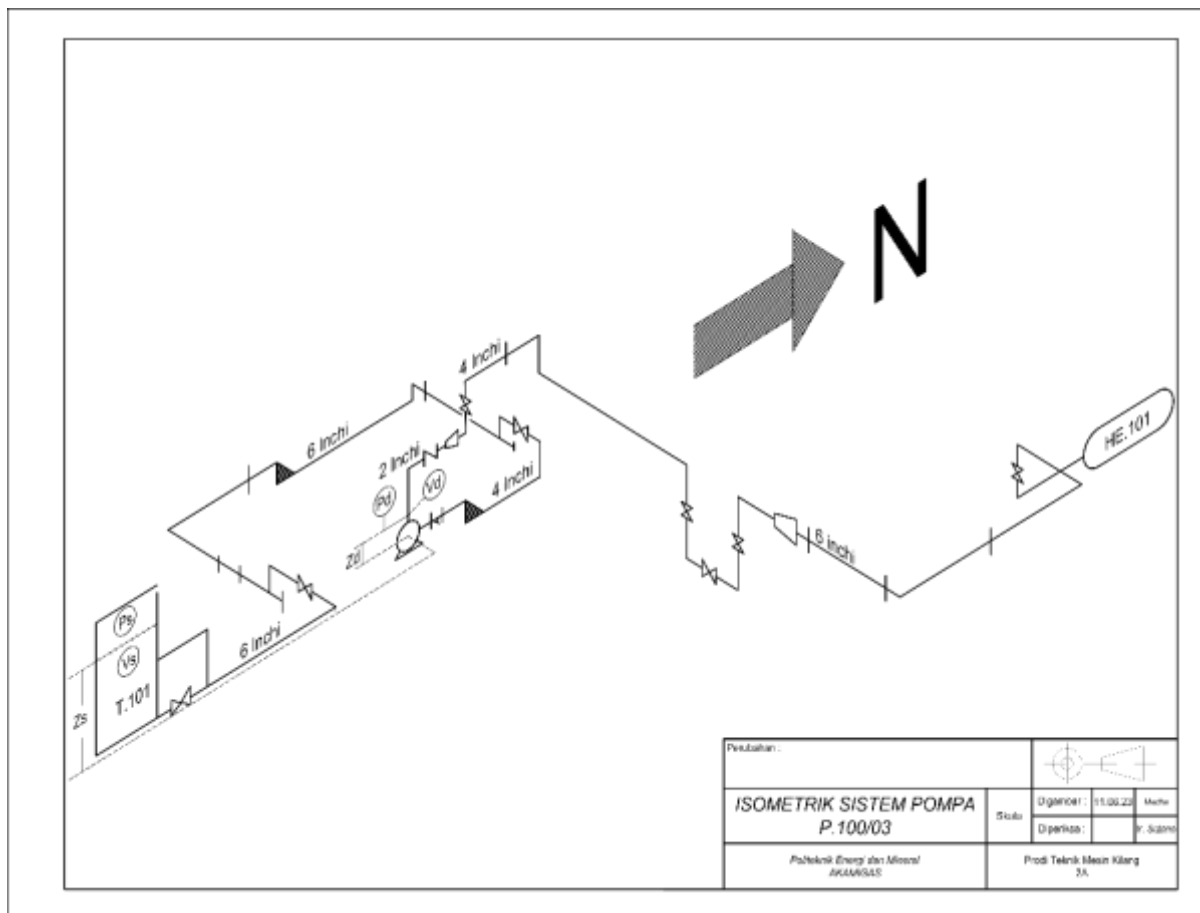
3. Pembahasan

3.1 Fungsi Pompa Sentrifugal P.100/03

Fungsi pompa sentrifugal P.100/3 pada unit proses PPSDM MIGAS Cepu adalah sebagai pemindah *crude oil* dari tangki T.101 dan tangki T.102 ke *heat exchanger* HE.101. Dalam pengoperasiannya, pompa P.100/3 akan bergantian dengan pompa P.100/3 yang beroperasi seminggu sekali. Setiap seminggu sekali pompa akan di-switch dan dibersihkan. Hal tersebut dilakukan agar umur pompa

dan efisiensi pompa tetap terjaga. Tak jarang juga pompa di-switch lebih cepat karena tekannya menurun. Menurunnya tekanan tersebut disebabkan oleh endapan *crude oil* yang mengendap. Endapan *crude oil* ini menyebabkan viskositasnya naik sehingga pompa tidak mampu mendorong fluida pada suatu tekanan tertentu.

Gambar 2 berikut merupakan isometrik sistem perpipaan pompa sentrifugal P.100/03. Tabel 1-7 berikut merupakan spesifikasi pompa, fluida yang dioperasikan dan data operasi yang akan di evaluasi.



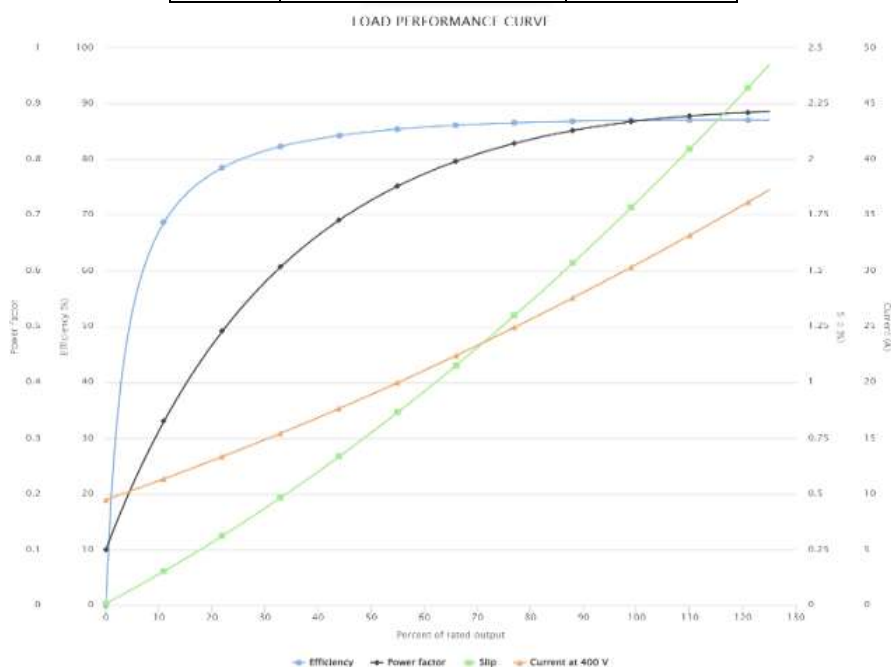
Gambar 2. Isometrik Sistem Perpipaan Pompa Sentrifugal P.100/03

Tabel 1 Spesifikasi Pompa Sentrifugal

No	POMPA SENTRIFUGAL P.100/3	
1	Manufaktur	Allweiler
2	Nomor Seri	11026735
3	Model	CLT-32-250
3	Kapasitas	-
4	Head	-
5	Speed	2900 Rpm
6	Tahun Pembuatan	2004
7	Service	Crude oil
8	Efisiensi	-
9	Tipe Pompa	Single Stage Pump

Tabel 2. Spesifikasi Motor Listrik Saat Operasi 70%

No	MOTOR LISTRIK OPERASI 70 % W22 IE1 4.0/16 kW 4/2P 160L 3Ph 400 V 50 Hz IC411 - TEFC - B3T	
1	Manufaktur	WEG
2	Volt	400 V
3	Power	16 Kw
4	Frekuensi	50 Hz
5	Ampere	22.5 A
6	Cos θ	0,8
7	Motor Efficiency	0.86



Gambar 3. Grafik Motor Listrik

Tabel 3. Spesifikasi Crude Oil

No	Parameter Uji	Metode	T.943
1	Density/Temp °C Obs	D-1298	827/32/32
2	Density :		839.2
	IBP		90
	5 % Vol.rec °C		103
	10 % Vol.rec °C		122

	20 % Vol.rec °C		150
	30 % Vol.rec °C		182
	40 % Vol.rec °C		221
	50 % Vol.rec °C		252
	60 % Vol.rec °C		283
	70 % Vol.rec °C		-
	Max:300		
	100:		3,0
	125:		14
	150:		20
	175:		29
	200:		35
	225:		42
	250:		50
	275:		59
	300:		63
	Rendemen,% Vol		65
	Residu,% Vol		34
	Losses, %Vol		1,0
3	<i>Water Content</i>	D-95	0,4
4	Bs&W	D-4007	0,4 Ep 0,4 Klang
5	Sulfur	D-2622	0,13
6	<i>Viscositas</i>	D-455	2,376
7	Titik Nyala, °C	D-93	5
8	Titik Tuang, °C	D-97	12

Tabel 4. Vapor Pressure Fluida

TABLE C5.1 Petroleum Commodity Characteristics for Pipelines

Commodity	Temp range F/(C)	Relative density	API gravity	Viscosities		Pour point F/(C)	Vapor pressure psi (kPa)	Remarks: flow regime, rheology, general conditions
				cSt at F/(C)	cSt at F/(C)			
Residuals:	150 to 250 (65 to 121)	1.02	7.2	50,000 at 130 (54)	330 at 250 (121)	130 (54)	—	Common design temperature in the range of 150 to 250°F (65–105°C). [One design for 800°F (427°C) is operating.] Thermal design required. Laminar flow.
	150 to 250 (65 to 121)	0.96	15.9	1,000 at 100 (38)	45.7 at 210 (99)	90 (32)	—	
Crudes:								
General	40 to 160 (4 to 70)	0.84	12–40	11 at 68 (11 at 20)	4.1 at 122 (4.1 at 50)	55 (13)	15 (103)	Generally newtonian in range of operating temperature. May require thermal design considerations. Transition to fully turbulent flow.
High wax content	70 to 140 (20 to 60)	0.81	35–45	7.4 at 122 (7.4 at 50)	3.3 at 140 (3.3 at 60)	95 (35)	15 (103)	Generally newtonian above cloud point; develops yield stress and nonnewtonian flow characteristics after static cooling. Transition to fully turbulent flow.
Shale oil	40 to 120 (4 to 50)	Data still emerging in shale oil systems—state of the art						Fluid properties vary with method of extraction and preparation for transport. Require considerations for vapor pressure, interfacial mixing and fluid properties when setting operations requirements.
Products:								
No. 2 furnace	30 to 80 (–1 to 27)	0.82–0.84	39	5.7 at 30 (5.7 at –1)	2.6 at 100 (2.6 at 38)	—	—	Newtonian fluids. Fully turbulent flow. May require thermal design.
Diesel—No. 1	30 to 80 (–1 to 27)	0.83		2.8 at 30 (2.8 at –1)	1.4 at 100 (1.4 at 38)	—	—	Multiproduct hydraulic design is based on the combination of fluid properties in the system that produces the maximum system stress and required pumping power at stations.

Tabel 5. Data Operasi Lapangan

No	Variabel	Besaran
1	Kapasitas	232 m ³ /day
		0,002685185 m ³ /s
2	Pressure Discharge	8 kg/cm ² (Gauge)
		885854,622748 Pa (Absolute)
3	Pressure Suction (atmospher)	101325 Pa (Absolute)

Tabel 6. Data Sistem Perpipaan Sisi Suction

Deskripsi		Nilai
Panjang Pipa 6 inch ASTM A53 Grd B Sch 40		62,55 m
Panjang pipa 4 inch ASTM A53 Grd B Sch 40		0,25 m
Pressure suction		1 atm
	Flange 6 inch	8 buah
	Elbow 90° 6 inch	5 buah
	Elbow 45° 6 inch	2 buah

<i>Fitting</i> pipa 6 inch ASTM A53 Grd B Sch 40	Gate Valve 6 inch	2 buah
	Tee 6 inch	1 buah
	Tee Reducer 6x4 inch	1 buah
<i>Fitting</i> pipa 4 inch ASTM A53 Grd B Sch 40	Strainer 4 inch	1 buah
	Elbow 90° 4 inch	3 buah
	Gate Valve 4 inch	1 buah
	Elbow 45° 4 inch	2 buah
Beda elevasi (Z)		4 m

Tabel 7. Data Sistem Perpipaan Sisi Discharge

Deskripsi		Nilai
Panjang Pipa 2 inch ASTM A53 Grd B Sch 40		0,45 m
Panjang pipa 4 inch ASTM A53 Grd B Sch 40		15,56 m
Panjang pipa 6 inch ASTM A53 Grd B Sch 40		4,9 m
<i>Pressure discharge</i>		10 kg/cm ²
<i>Fitting</i> pipa 2 inch ASTM A53 Grd B Sch 40	Elbow 90° 2 inch	1 buah
	Check Valve 2 inch	1 buah
	Conc Reducer 2x4 inch	1 buah
<i>Fitting</i> pipa 4 inch ASTM A53 Grd B Sch 40	Flange 4 inch	2 buah
	Elbow 90° 4 inch	7 buah
	Globe Valve 4 inch	1 buah
	Gate Valve 4 inch	2 buah
	Control Valve 4 inch	1 buah
	Conc Reducer 4x6 inch	1 buah
<i>Fitting</i> pipa 6 inch ASTM A53 Grd B Sch 40	Gate Valve 6 inch	1 buah
	Elbow 90° 6 inch	4 buah
	Flange 6 inch	6 buah
Beda elevasi (Z)		0.3 m

3.2 Titik Acuan Evaluasi Pompa Sentrifugal P.100/03

Dari ketersediaan para meter pengukur pada lapangan diambil titik acuan untuk mengevaluasi Pompa Sentrifugal P.100/03 sebagai berikut:

➤ Sisi suction

Di sisi suction, tidak tersedia pressure gauge, maka titik acuan yang diambil untuk mengukur jumlah energi yang ada pada fluida sebelum masuk ke pompa adalah pada tangki T.101 sampai sisi suction pompa.

➤ Sisi discharge

Karena di sisi discharge terdapat pressure gauge maka titik acuan yang dipakai adalah tepat di sisi discharge pompa.

Perhitungan Head Gauge

➤ Sisi Suction

Karena tangki T.101 merupakan tangki atmosferis, maka tekanan gas yang ada pada tangki adalah tekanan atmosfer.

$$h_{gs} = \frac{P_s}{\gamma}, m$$

Diketahui :

- $P_s = 103325 \text{ Pa} \left\{ \frac{kg}{(m.s^2)} \right\}$
 - $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$
 - $\rho = 839,2 \frac{kg}{m^3}$
 - $\gamma = g \cdot \rho$
- $$\gamma = 9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 839,2 \frac{kg}{m^3} = 8224.16 \frac{kg}{(m^2.s^2)}$$

$$h_{gs} = \frac{103325 \frac{kg}{(m.s^2)}}{8224.16 \frac{kg}{(m^2.s^2)}} = 12,5636 \text{ m}$$

➤ Sisi Discharge

Karena di sisi discharge terdapat pressure gauge, tekanan yang digunakan adalah pressure gauge di discharge dalam keadaan absolut.

$$h_{gd} = \frac{P_d}{\gamma}, m$$

Diketahui :

- $P_d = 885854,622748 \left\{ \frac{kg}{(m.s^2)} \right\}$ (absolut)
- $$h_{gd} = \frac{885854,622748 \frac{kg}{(m.s^2)}}{8224,16 \frac{kg}{(m^2.s^2)}} = 108,4 \text{ m}$$

Perhitungan Head Velocity

➤ Sisi Suction

Karena di dalam tangki atmosferis tidak ada energi kinetik yang signifikan maka kecepatan aliran fluidanya diabaikan adalah 0 m/s.

$$h_{vs} = \frac{v_s^2}{2g}, m$$

Diketahui :

- $v_s = 0 \frac{m}{s}$
 - $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$
- $$h_{vs} = \frac{(0 \frac{m}{s})^2}{2 \times (9,8 \frac{m}{s^2})} = 0 \text{ m}$$

➤ Sisi Discharge

Karena disisi discharge pressure gauge terletak pada pipa 2 inci.

$$v_d = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_2^2}, m/s$$

$$h_{vd} = \frac{v_d^2}{2g}, m$$

Diketahui:

- $\pi = 3,14$
- $D_2 = 0,05639 \text{ m}$ (Inside diameter pipa 2 inci ASTM A53 Grd B Sch 40)
- $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$
- $Q = 0,002685185 \text{ m}^3/s$

$$v_d = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_2^2} = \frac{0,002685185 \frac{m^3}{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,05639^2 \text{ m}^2} = 1,0747449268 \text{ m/s}$$

$$h_{vd} = \frac{v_d^2}{2g} = \frac{(1,0747449268 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} = 0,05893 \text{ m}$$

Perhitungan Head Elevasi (Z)

➤ Sisi Suction

Seperti yang sudah tertera pada subbab 3.7 tinggi elevasi pada sisi suction yang di ukur dari datum sampai tinggi muka air pada tangki, yang mana datum pompa sentrifugal horizontal sejajar dengan sumbu porosnya. Didapatkan Z_s sebagai berikut:

$$Z_s = 4 \text{ m}$$

➤ Sisi Discharge

Seperti yang sudah tertera pada subbab 3.7 tinggi elevasi pada sisi discharge yang diukur dari poros sampai ketinggian pressure gauge adalah sebagai berikut :

$$Z_s = 0.3 \text{ m}$$

Perhitungan Friction Head (hf)

➤ Sisi Suction

a) Head loss mayor

- Mencari kecepatan aliran fluida pada tiap diameter pipa disisi *suction*.

$$v_s = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_s^2}, m/s$$

Diketahui:

- $Q = 0,002685185 \text{ m}^3/s$;
- $D_{s4} = 0,10226 \text{ m}$;
- $D_{s6} = 0,15408 \text{ m}$;
- $\pi = 3,14$.

$$v_{s4} = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_{s4}^2} = \frac{0,002685185 \text{ m}^3/s}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,10226 \text{ m})^2} = 0,326812016 \text{ m/s}$$

$$v_{s6} = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_{s6}^2} = \frac{0,002685185 \text{ m}^3/s}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,15408 \text{ m})^2} = 0,143951785 \text{ m/s}$$

- Mencari *Reynold number* aliran fluida pada tiap diameter pipa disisi *suction*.

$$R_s = \frac{v_s D_s}{\nu}$$

Diketahui:

- $v_{s4} = 0,326812016 \text{ m/s}$;

- $v_{s6} = 0,143951785 \text{ m/s}$;
- $D_{s4} = 0,10226 \text{ m}$;
- $D_{s6} = 0,15408 \text{ m}$;
- $\nu = 0,000002376 \text{ m}^2/s$.

$$R_{s4} = \frac{v_{s4} D_{s4}}{\nu} = \frac{0,326812016 \text{ m/s} \cdot 0,10226 \text{ m}}{0,000002376 \text{ m}^2/s} = 9335,055124$$

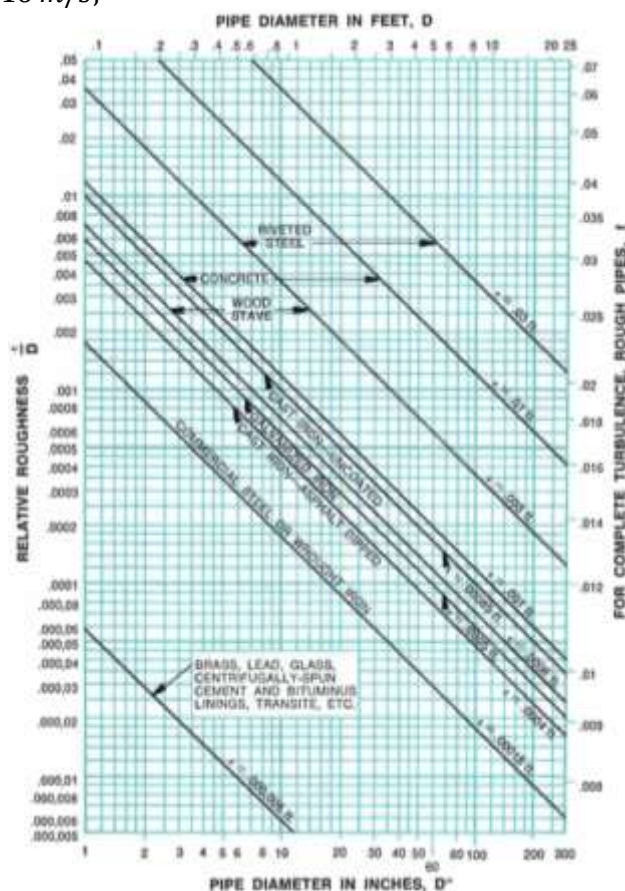
$R_{s4} > 4000$ (Aliran turbulen)

$$R_{s6} = \frac{v_{s6} D_{s6}}{\nu} = \frac{0,143951785 \text{ m/s} \cdot 0,15408 \text{ m}}{0,000002376 \frac{\text{m}^2}{s}} = 14065,57103$$

$R_{s6} > 4000$ (Aliran turbulen)

- Menentukan *relative roughness* dari material pipa.

Relative roughness dapat dicari pada gambar 4 dengan parameter diameter dalam pipa dan jenis material pipa.



Gambar 4. Diagram *Relative Roughness*

Diketahui :

$$\epsilon = 0,00015 \text{ ft} = 0.0018 \text{ in}$$

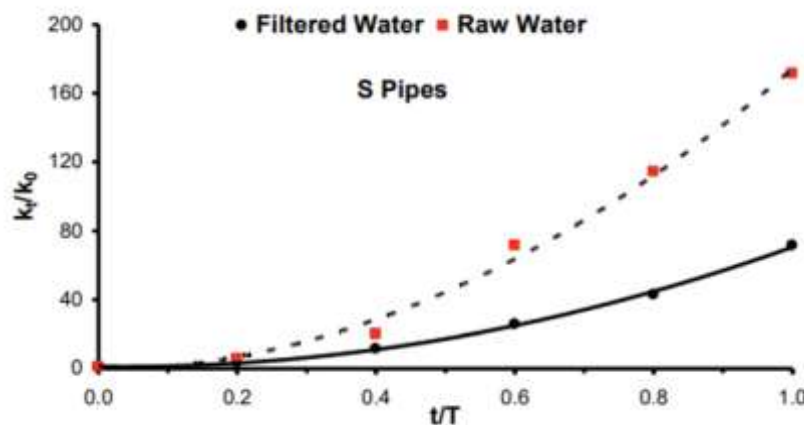
$$D_{s4} = 4,026 \text{ in}$$

$$D_{s6} = 6,065 \text{ in}$$

$$\frac{\epsilon}{D_{s4}} = \frac{0,0018 \text{ in}}{4,026 \text{ in}} = 0,0003$$

$$\frac{\epsilon}{D_{s6}} = \frac{0,0018 \text{ in}}{6,065 \text{ in}} = 0,01904$$

Relative roughness pada kondisi sekarang dihitung berdasarkan gambar 5. Diasumsikan perbandingan umur pipa sekarang dengan umur pipa desain adalah 0.6 dan menggunakan jenis fluida *raw water* sebagai pendekatan fluida *crude oil*.



Gambar 5. Rasio *relative roughness* berdasarkan rasio umur pipa

Maka perbandingan *relative roughness* sekarang dibanding *relative roughness* desain adalah 80. Maka:

$$\frac{\epsilon}{D_{s4}} = \frac{0,0018 \text{ in}}{4,026 \text{ in}} * 80 = 0,024$$

$$\frac{\epsilon}{D_{s6}} = \frac{0,0018 \text{ in}}{6,065 \text{ in}} * 80 = 0,036$$

- Mencari *Friction Factor* aliran fluida
 Karena aliran yang ada pada pipa sisi *suction* pompa adalah aliran turbulen maka digunakan *moody* diagram untuk mencari *friction factor*.

$$f_{s4} = 0.0638$$

$$f_{s6} = 0.05588$$

- Menghitung *head loss mayor*

$$h_{fma} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}, m$$

Diketahui:

- $f_{s4} = 0.06388$;
- $f_{s6} = 0.05588$;
- $D_{s4} = 0,10226 \text{ m}$;

- $D_{s6} = 0,15408 \text{ m}$;
- $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$;
- $v_{s4} = 0.326812016 \text{ m/s}$;
- $v_{s6} = 0.143951785 \text{ m/s}$;
- $L_4 = 0,25 \text{ m}$;
- $L_6 = 62,55 \text{ m}$.

$$h_{fmas4} = f_{s4} \frac{L_4}{D_{s4}} \frac{v_{s4}^2}{2g} = 0.000851 \text{ m}$$

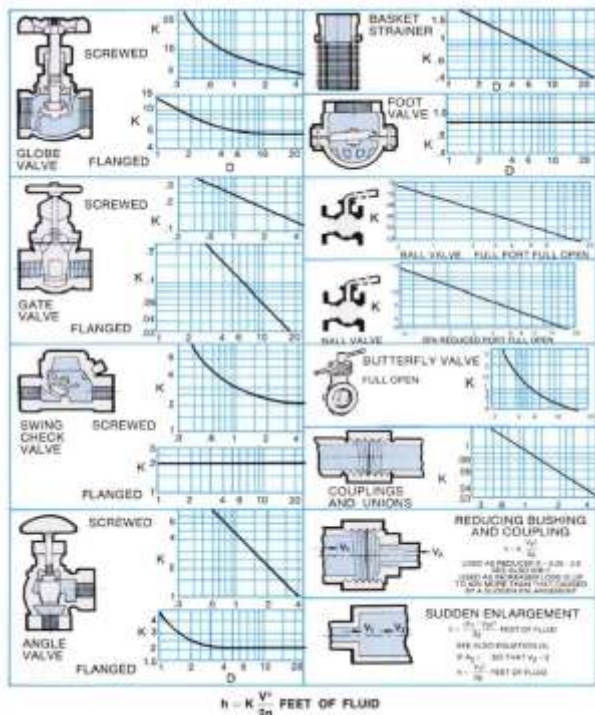
$$h_{fmas6} = f_{s6} \frac{L_6}{D_{s6}} \frac{v_{s6}^2}{2g} = 0.023983 \text{ m}$$

- Menghitung *head loss mayor* total pada sisi *suction*

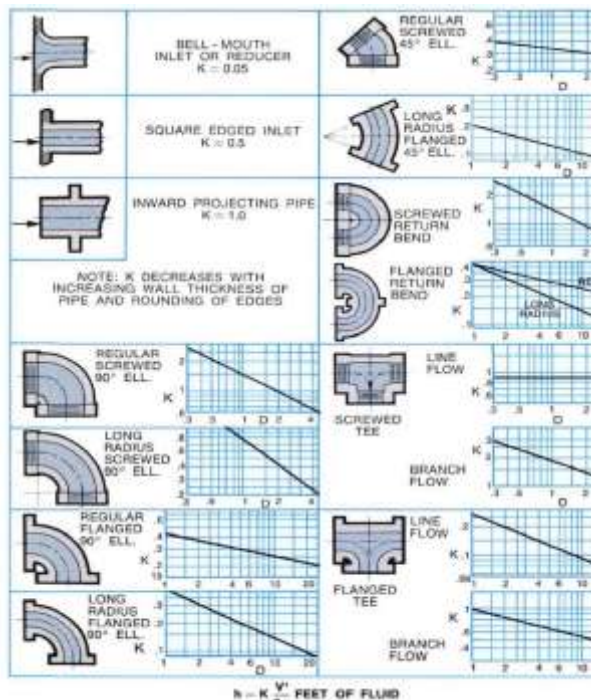
$$h_{fma} = h_{fmas4} + h_{fmas6} = 0.02483 \text{ m}$$

b) Head loss minor

- Menentukan koefisien resisten dari tiap tiap *fittin*. Untuk menentukan koefisien resisten digunakan gambar 6 dan 7 berikut:



Gambar 6. Koefisien Resisten 1



Gambar 7. Koefisien Resisten 2

Dari gambar di atas didapatkan koefisien *resistance* sebagai berikut:

Tabel 8. Koefisien Resisten *Fitting* 6 inci

Komponen	Koefisien	Jumlah	Koef K
Flange 6 inch	0,15	8	1,2
Elbow 90° 6 inch	0,175	5	0,875
Elbow 45° 6 inch	0,125	2	0,25
Gate Valve 6 inch	0,1	2	0,2
Tee 6 inch	0,12	1	0,12
Tee Reducer 6x4 inch	0,15	1	0,15
TOTAL (K_{s4})			2,795

Tabel 9. Koefisien Resisten *fitting* 4 inci

Komponen	Koefisien	Jumlah	Koef K
strainer 4"	0,8	1	0,8
Gate Valve 4 inch	0,15	1	0,15
Elbow 90° 4 inch	0,22	3	0,66
Elbow 45° 4 inch	0,135	2	0,27
TOTAL (K_{s6})			1,88

Koefisien resisten pada kondisi sekarang menggunakan gambar 5. Diasumsikan perbandingan umur pipa sekarang dengan umur pipa desain adalah 0.6 dan menggunakan jenis fluida *raw water* sebagai pendekatan fluida *crude oil*. Maka perbandingan *relative roughness* sekarang dibanding *relative roughness* desain adalah 80. Maka:

$$K_{s4} = 1,88 \text{ m} * 80 = 150,4 \text{ m}$$

$$K_{s6} = 2,795 \text{ m} * 80 = 223,6 \text{ m}$$

- Menghitung *Head loss minor*

$$h_{fmi} = k \frac{v^2}{2g}, m$$

Diketahui :

- $K_{s4} = 150,4 \text{ m}$
- $K_{s6} = 223,6 \text{ m}$
- $v_{s4} = 0,326812016 \text{ m/s}$;

- $v_{s6} = 0,143951785 \text{ m/s};$
- $g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}.$

$$h_{fmi4s} = K_{s4} \frac{v_{s4}^2}{2g} = 0,819573 \text{ m}$$

$$h_{fmi6s} = K_{s6} \frac{v_{s6}^2}{2g} = 1,21846 \text{ m}$$

- Menghitung *Head loss minor total*
 $h_{fsmi} = h_{fmi4s} + h_{fmi6s} = 0,819573 \text{ m} + 1,21846 \text{ m} = 2,038034 \text{ m}$

c) Menghitung head loss total pada sisi suction

$$h_{fs} = h_{fsma} + h_{fsmi}, m$$

Diketahui:

- $h_{fsmi} = 2,038034 \text{ m}$
- $h_{fsma} = 0,02483 \text{ m}$

$$h_{fs} = h_{fsma} + h_{fsmi} = 0,02483 \text{ m} + 2,038034 \text{ m} = 2,062869 \text{ m}$$

➤ Sisi Discharge

Karena letak *pressure gauge* berada tepat pada sisi *discharge* maka *head loss* pada sisi *discharge* diabaikan karena terlalu kecil.

$$h_{fd} = 0 \text{ m}$$

Perhitungan Head Suction Total (hs)

Karena titik acuan pada sisi *suction* terletak pada tangki T.101 sampai sisi *suction* pompa maka terjadi *head loss* di sepanjang pipa dan *fitting*. Maka dalam rumusan *head suction total* harus dikurangi dengan total *head loss suction*.

$$h_s = h_{gs} + h_{vs} + Z_s - h_{fs}, m$$

Diketahui :

- $h_{gs} = 12,5636 \text{ m};$
- $h_{vs} = 0 \text{ m};$
- $Z_s = 4 \text{ m};$
- $h_{fs} = 0,039381 \text{ m}$

$$h_s = h_{gs} + h_{vs} + Z_s - h_{fs}$$

$$= 12,5636 \text{ m} + 0 \text{ m} + 4 \text{ m} - 0,039381 \text{ m}$$

$$h_s = 14,5007 \text{ m}$$

Perhitungan Head Discharge Total (hd)

Karena titik acuan pada sisi *discharge* terletak pada sisi *discharge* pompa. Maka dalam rumusan *head discharge total* tidak terpengaruh oleh *head loss discharge*.

$$h_d = h_{gd} + h_{vd} + Z_d, m$$

Diketahui :

- $h_{gd} = 108,4173 \text{ m}$
- $h_{vd} = 0,05893 \text{ m}$
- $Z_d = 0,3 \text{ m}$

$$h_d = h_{gd} + h_{vd} + Z_d$$

$$= 108,4173 \text{ m} + 0,05893 \text{ m} + 0,3 \text{ m}$$

$$h_d = 108,417 \text{ m}$$

Perhitungan Total Head (H)

$$H = h_d - h_s, m$$

Diketahui:

- $h_d = 108,417 \text{ m}$
 - $h_s = 14,5007 \text{ m}$
- $$H = h_d - h_s = 108,417 \text{ m} - 14,5007 \text{ m} = 93,514 \text{ m}$$

Perhitungan Net Positive Suction Head Available (NPSHA)

$$NPSH_A = h_s - h_{vp}, m$$

$$h_{vp} = \frac{P_v}{\gamma}, m$$

Diketahui:

- $h_s = 14,5007 \text{ m}$
- $P_v = 103000 \text{ pa}$
- $\gamma = 8224,16 \left\{ \frac{\text{kg}}{(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \right\}$

$$NPSH_A = h_s - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$= 14,5007 \text{ m} - \frac{103000 \text{ pa}}{8224,16 \frac{\text{kg}}{(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}}$$

$$= 1,9766 \text{ m}$$

Perhitungan Electric Motor Input Power (Pmot)

$$P_{mot} = (\sqrt{3})VIPF, \text{Watt}$$

Diketahui :

- $V = 400 \text{ Volt}$
- $I = 22.5 \text{ A}$
- $PF = 0,8$

$$P_{mot} = (\sqrt{3})VIPF$$

$$= (\sqrt{3}). 400 \text{ Volt}. 22,5 \text{ A}. 0,8$$

$$= 12470,76581 \text{ Watt}$$

Perhitungan Pump Input Power (Pp)

Untuk mencari *Pump Input Power* (P_p) yaitu *power* yang ada pada poros pompa harus mencari *power* yang ada di *shaft* motor listrik (P_s). Untuk mencari *power* yang ada di *Shaft* motor Listrik digunakan persamaan berikut :

$$P_s = P_{mot} \cdot \eta_{mot}, \text{Watt}$$

Untuk mencari *Pump Input Power* (P_p) menurut digunakan persamaan berikut :

$$P_p = \frac{P_s \cdot \eta_t}{(1 + \alpha)}, \text{Watt}$$

Diketahui:

- $P_{mot} = 12470,76581 \text{ m}$
- $\eta_{mot} = 0,86$ (Dari spesifikasi motor listrik)
- $\alpha = 0,1$ (Motor induksi)
- $\eta_t = 0,95$ (Kopling hidrolik)

Tabel 10. Tabel Perbandingan Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1-0,2
Motot Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

Tabel 11. Tabel Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk rata		0,9-0,93
Sabuk V		0,95
Roda gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerusut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planier satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

$$P_s = P_{mot} \cdot \eta_{mot} = 12470,76581 \text{ m} \cdot 0,86 = 10724,8586 \text{ Watt}$$

$$P_p = \frac{P_s \cdot \eta_t}{(1 + \alpha)} = \frac{10724,8586 \text{ Watt} \cdot 0,95}{(1 + 0,1)} = 9262,377882 \text{ Watt}$$

Perhitungan *Pump Output Power* (P_w)

Menurut persamaan berikut adalah :

$$P_w = Q \cdot H \cdot \gamma, \text{Watt}$$

Diketahui:

- $Q = 0,002685185 \text{ m}^3/\text{s}$
- $H = 93,514 \text{ m}$
- $\gamma = 8224.16 \frac{\text{kg}}{(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}$

$$P_w = Q \cdot H \cdot \gamma = 0,002685185 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 93,514 \text{ m} \cdot 8224.16 \frac{\text{kg}}{(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}$$

$$P_w = 2065,1068 \text{ Watt}$$

Perhitungan *Overall Efficiency* (η_{OA})

Menurut persamaan berikut adalah :

$$\eta_{OA} = \frac{P_w}{P_{mot}} 100, \text{Watt}$$

Diketahui:

- $P_w = 2065,1068 \text{ Watt}$
- $P_{mot} = 12470,76581 \text{ Watt}$

$$\eta_{OA} = \frac{P_w}{P_{mot}} 100 = \frac{2065,1068 \text{ Watt}}{12470,76581 \text{ Watt}} 100 = 16,559 \%$$

Perhitungan *Pump Efficiency* (η_p)

$$\eta_p = \frac{P_w}{P_p} 100, \text{Watt}$$

Diketahui:

- $P_w = 2065,1068 \text{ Watt}$
- $P_p = 9262,377882 \text{ Watt}$

$$\eta_p = \frac{P_w}{P_p} 100 = \frac{2065,1068 \text{ Watt}}{9262,377882 \text{ Watt}} 100 = 22,2956 \%$$

3.3 Evaluasi Hasil Perhitungan Pompa Sentrifugal P.100/03

Setelah melakukan perhitungan untuk mengevaluasi pompa sentrifugal P.100/03 selanjutnya adalah membandingkan kondisi sekarang dengan kondisi desain. Melihat Tabel 12, penurunan performa pompa dapat disebabkan oleh berbagai macam kondisi. Berikut adalah contoh kondisi yang dapat menyebabkan pompa mengalami penurunan performa :

a. Alignment

Alignment sangat erat kaitannya dengan performa pompa. Kondisi ini merupakan kondisi tidak lurus ketika melakukan instalasi pompa. Hal ini akan mengakibatkan energi yang ditransmisikan terbuang dalam bentuk getaran.

b. Kondisi bearing

Kondisi *bearing* yang tidak baik dapat mengakibatkan penurunan performa pompa karena putaran *bearing* yang tidak lancar akan membebani putaran poros.

c. Kondisi impeller

Kondisi *impeller* yang ter-erosi karena kavitasi akan membuat sudut *impeller* tidak akurat dan akan mengubah setting performa pompa

d. Kondisi seal

Kebocoran *seal* juga akan mengurangi performa pompa.

e. Kondisi operasi

Perubahan kondisi operasi akan sangat memengaruhi naik turunnya performa pompa.

Tabel 12. Perbandingan Data Desain dan Aktual Pompa CLT 32-250

No.	Parameter	Grafik	Aktual	Selisih
1	Kapasitas	0,002685185 m ³ /s 9,6 m ³ /hr	0,002685185 m ³ /s 9,6 m ³ /hr	0
2	Head	96 m	93,514 m	2,4859 m
3	Efisiensi Pompa	23,5 %	22.2956 %	1,2043 %
4	Efisiensi Keseluruhan	-	16,559 %	-
5	NPSHa	-	1,9766 m	-
6	NPSHr	1,65 m	-	-
7	Rpm	2900 Rpm	2900 Rpm	0
8	Daya Penggerak	10000 Watt	12470,766 Watt	2470,766 Watt
9	Daya Fluida	2400 Watt	2065,1068 Watt	537,574 Watt

4. Simpulan

Setelah melakukan evaluasi pada pompa P.100/03, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Pada saat pompa dioperasikan pada kapasitas $9,6 \text{ m}^3/\text{hr}$ dan $\text{pressure } 8 \text{ kg/cm}^2$ (*Gauge*). Kebutuhan operasi yang ditentukan. *Head* pompa berkurang 2,4859 meter dari kondisi desain yang tercantum pada kurva pompa.
2. Pada saat pompa dioperasikan pada kapasitas $9,6 \text{ m}^3/\text{hr}$ dan $\text{pressure } 8 \text{ kg/cm}^2$ (*Gauge*). Kebutuhan operasi yang ditentukan. Efisiensi pompa berkurang 1,2043 % dari kondisi desain yang tercantum pada kurva pompa.
3. *NPSHa* yang tersedia pada sistem pompa tersebut adalah 1,97665 m.

Daftar Pustaka

- [1] H. B. Lutfi, "PENGARUH TEMPERATUR AIR, KECEPATAN PUTAR POMPA, DAN JUMLAH BILAH IMPELLER TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL TORQUE FLOW IMPELLER TYPE CLOSED," vol. 07, pp. 57-65, 2019.
- [2] R. H. K. Geri Permana, "ANALISA PERHITUNGAN, DAN PERFORMA POMPA SENTRIFUGAL ITEM A 124 J PADA UNIT AMONIA PT XY," *Jurnal Teknik Mesin UNISKA*, vol. 6, 2021.
- [3] W. S. D. Munawar Alfansury Siregar, "Pengaruh Variasi Sudut Keluar Impeler Terhadap Performance Pompa Sentrifugal," vol. 3, pp. 166-174, 2020.
- [4] E. A. Z. Moch. Sayid Irfan Abdillah, "ANALISA KINERJA MOTOR INDUKSI 3 FASA PADA POMPA SENTRIFUGAL DI FAVEHOTEL RUNGKUT SURABAYA".
- [5] H. Roshana Lailia Ramadhany, "PERHITUNGAN ENERGI MEKANIS PADA EFISIENSI POMPA FEED BOILER WATER DI UNIT WASTE SULPHURIC ACID," *DISTILAT jurnal teknologi separasi*, pp. 304-308.
- [6] I. P. M. N. Muhammad Ichsanudin, "Analisis Korosi pada Filter Feed Pump Studi Kasus pada Waste Water Treatment Plant," *Journal of Metallurgical Engineering and Processing Technology*, vol. 3.
- [7] A. D. S. C. W. Aji Abdillah Kharisma, "PENGARUH PROSES OVERHAUL TERHADAP PERFORMA BOILER FEED PUMP PADA BEBAN 293 MW UNIT 1 DI PT. PJB O&M PLTU INDRAMAYU," *Propeller Jurnal Permesinan (PJP)*, vol. 1, pp. 101-114, 2023.
- [8] H. R. H. W. A. D. Maulana Bahrul Ulum, "METODE RCM UNTUK MENINGKATKAN KUALITAS PERAWATAN POMPA SENTRIFUGAL".
- [9] S. Hariady, "ANALISA KERUSAKAN POMPA SENTRIFUGAL 53-101C WTU SUNGAI GERONG PT. PERTAMINA RU III PLAJU," *Jurnal Desiminasi Teknologi*, vol. 2, 2014.
- [10] Y. S. T. M. Parno Raharjo, "PENGEMBANGAN SISTEM PENGUJIAN NOISE NIRKABEL PADA POMPA SENTRIFUGAL," *Prosiding SNRT (Seminar Nasional Riset Terapan)*, 2017.