

EVALUASI KINERJA POMPA SENTRIFUGAL REFLUX PADA KILANG PPSDM MIGAS CEPU

Haidar Kotrisna Kawiswara¹, Ayende¹

¹Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi Mineral Akamigas, Jalan Gajah Mada No.38 Cepu, Blora. 5815

*E-mail: haidarkaka02@gmail.com

ABSTRAK

Pompa memiliki peran yang sangat penting dalam berbagai sektor, salah satunya ialah sektor minyak dan gas. Dalam industri minyak dan gas, pompa berfungsi untuk memindahkan fluida seperti cairan dan gas melalui sistem perpipaan, yang berperan dalam proses pengolahan dan distribusi produk. Salah satunya pada pompa sentrifugal di kilang PPSDM Migas Cepu yang berfungsi sebagai pompa umpan refluks dari tangki menuju kolom fraksinasi. Penilaian terhadap kinerja pompa sangat penting untuk memastikan bahwa pompa beroperasi dengan efisiensi yang optimal. Oleh karena itu, evaluasi kinerja pompa dilakukan dengan membandingkan kondisi operasional saat ini dengan kondisi desain awalnya. Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi kinerja pompa sentrifugal di kilang PPSDM Migas Cepu dan mengidentifikasi perbedaan efisiensi antara kondisi operasional dan desain awal pompa tersebut. Pada jurnal ini penulis mengevaluasi pompa sentrifugal menggunakan metode observasi lapangan dan melakukan perhitungan sesuai dengan materi pompa yang didapat pada perkuliahan. Setelah mengevaluasi unjuk kerja Pompa Sentrifugal berdasarkan data pada data sheet dan nameplate pompa didapatkan Head system pompa sebesar 62,888 m yang artinya pompa mengalami kenaikan head system sebesar 2,888 m dari data desainnya sebesar 60 m, memiliki nilai NPSHa sebesar 11,8785 m dengan keadaan pompa di atas permukaan tanah. Setelah dilakukan perhitungan unjuk kerja, pompa ini memiliki efisiensi sebesar 28% dari efisiensi desain sebesar 36 %. Pompa masih dikatakan layak beroperasi dan dapat bekerja secara optimal karena masih sesuai dengan karakteristik kurva yang dikeluarkan oleh pabrik pompa.

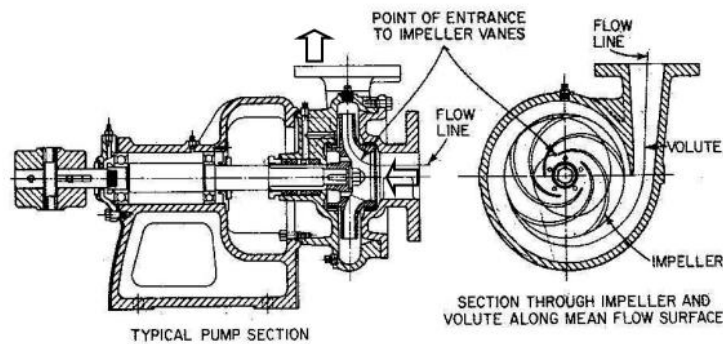
Kata kunci: pompa sentrifugal, evaluasi, head, NPSHa, efisiensi

1. PENDAHULUAN

Pompa pada zaman modern ini sangat ramai digunakan, seperti pada sektor rumah tangga, perkotaan, industri, dan juga sektor minyak dan gas. Dalam industri ini, pompa digunakan sebagai wadah transportasi untuk memindahkan berbagai fluida baik cair maupun gas melalui sistem perpipaan dalam rangka memproses atau mendistribusikan produk. Seperti pompa sentrifugal pada kilang PPSDM Migas Cepu yang berfungsi sebagai pompa umpan refluks dari tangki menuju kolom fraksinasi.

Pentingnya fungsi pompa dalam kegiatan pengolahan minyak di sektor minyak dan gas membuat penilaian terhadap kinerja pompa menjadi sangat penting. Oleh karena itu, untuk mengetahui apakah pompa tersebut masih bekerja secara optimal atau tidak, kita perlu mengetahui apakah pompa tersebut memiliki perbedaan efisiensi pada kondisi operasional dan kondisi desain awalnya. Dalam hal ini, dilakukan perhitungan dan membandingkan kinerja pompa sentrifugal pada kondisi operasional dengan kondisi pada desain awal pompa tersebut. Penulisan jurnal ini bertujuan untuk mengevaluasi pompa sentrifugal yang ada pada kilang PPSDM Migas Cepu pada kondisi aktual dengan kondisi awal desain pompa. Pada penulisan jurnal ini, penulis hanya akan membahas evaluasi pompa sentrifugal pada PPSDM Migas Cepu seperti menghitung kecepatan aliran (V), *head loss total*, *head total*, NPSHa, daya (poros, penggerak, cairan) dan efisiensi pompa.

Pompa sentrifugal adalah mesin yang mengubah energi mekanik menjadi energi tekanan melalui gaya sentrifugal yang bekerja pada fluida melalui impeller dan casing. Cairan memperoleh kecepatan dan tekanan saat melewati impeller [1]. Gambar 1 merupakan komponen dalam pompa sentrifugal. Pompa digerakkan oleh motor, daya dari motor diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeler yang dipasangkan pada poros tersebut. Zat cair yang ada dalam impeler akan ikut berputar karena dorongan sudu-sudu. Karena timbulnya gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah impeler keluar melalui saluran diantara sudu dan meninggalkan impeler dengan kecepatan yang tinggi. Zat cair yang keluar dari impeler dengan kecepatan tinggi ini kemudian mengalir melalui saluran yang penampangnya makin membesar (*volute/diffuser*), sehingga terjadi perubahan dari head kecepatan menjadi head tekanan. Maka zat cair yang keluar dari flens keluar *pompa head* totalnya bertambah besar. Pengisapan terjadi karena setelah zat cair dilemparkan oleh impeler, ruang diantara sudu-sudu menjadi vakum sehingga zat cair akan terisap masuk [2].



Gambar 1. Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal [3]

2. METODE

Metode penelitian yang digunakan oleh penulis adalah metode penelitian kualitatif yang bersumber pada data lapangan dan dilakukan analisa serta perhitungan untuk menentukan nilai dari data yang dicari, sesuai dengan *flowchart* Gambar 2. Dalam mengevaluasi unjuk kerja suatu pompa, diperlukan untuk menghitung beberapa parameter. Diantaranya adalah :

A. Kecepatan aliran fluida (V) [3]

Kecepatan aliran fluida pada dapat dicari dengan rumus :

$$V = \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot Di^2}, m \quad (1)$$

B. Kerugian Head Total (Head Loss Total) [4]

Kerugian Head pada sistem perpipaan (Hl) dapat dicari dengan :

$$Hl = Hlp + Hlf, m \quad (2)$$

1) Kerugian Head pada Pipa atau mayor losses (Hlp) [4]

$$Hlp = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2g}, m \quad (3)$$

2) Kerugian Head pada Fitting dan Valve atau minor losses (Hlf) [4]

$$Hlf = Cl \cdot \frac{V^2}{2g}, m \quad (4)$$

3) Reynold Number (Re) [3]

Bilangan yang digunakan untuk mengidentifikasi jenis aliran.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (5)$$

- a. $Re < 2300$ ~ Aliran Laminar
- b. $Re 2300 - 4000$ ~ Aliran Transisi

c. $Re > 4000 \sim$ Aliran Turbulen

Relative Roughness (ϵ) [5]

Kekasaran relative pipa yang berasal dari hubungan nominal diameter pipa dan kekasaran permukaan pipa, yang bergantung pada jenis material pipa.

$$\epsilon = \frac{e}{D} \tag{6}$$

Friction Factor (f) [3]

Persamaan untuk mencari faktor gesekan dari kondisi aliran.

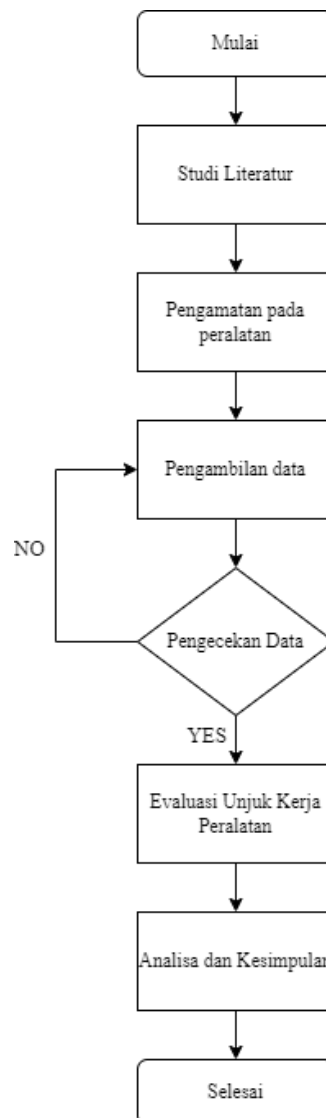
Fluida dengan aliran turbulent ($Re > 4000$)

$$f = 0,020 + 0,0005/d \tag{7}$$

Fluida dengan aliran laminar ($Re < 2300$)

$$f = \frac{64}{Re} \tag{8}$$

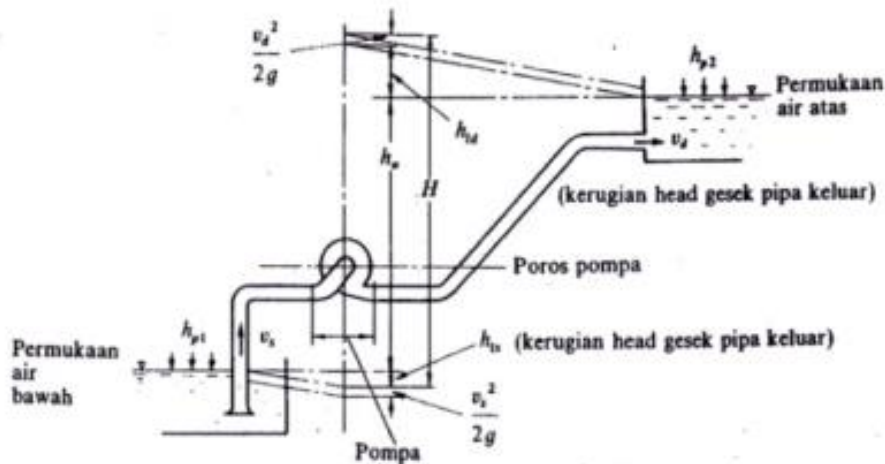
Selain dua persamaan diatas, *friction factor* dapat ditemukan menggunakan moody chart.



Gambar 2. Flowchart Penelitian

4. Head Total (H) [6]

Head total pompa dinyatakan dengan tinggi kolom cairan atau satuan Panjang. Berdasarkan sistem perpompaan terdapat beberapa head dan dapat dihitung berdasarkan instalasi, seperti Gambar 3.



Gambar 3. Head Pompa [7]

$$H = (H_d - H_s)$$

$$H = \left(\frac{v_d^2}{2g} + \frac{P_d}{\gamma} \pm Z_d \right) - \left(\frac{v_s^2}{2g} + \frac{P_s}{\gamma} + \pm Z_s \right) + H_{ls} \tag{9}$$

5. Net Positive Suction Head Available (NPSHa) [8]

NPSHa merupakan jumlah energy tersedia yang akan ditransfer dari pompa ke dalam flu-ida agar dapat bekerja secara normal.

$$NPSHa = \left(\frac{P_a - P_v}{\gamma} \right) \pm Z_s - H_{ls}, m \tag{10}$$

6. Daya Pada Pompa Sentrifugal

Daya pada Pompa merupakan daya yang diperlukan untuk menggerakkan pompa. Daya yang terdapat pada pompa, antara lain :

- 1) Daya Cairan (Pw) [7]

$$P_w = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000}, Kw \tag{11}$$

- 2) Daya Penggerak Pompa Sentrifugal (Nd) [9]

$$N_d = \frac{V \cdot A \cdot 1,732 \cdot \eta_{motor} \cdot \cos \theta}{746}, Hp \tag{12}$$

Tabel 1. Transmisi dan Margin Faktor [10]

Transmission system		Transmission efficiency η
Direct coupling		1.0
Gear reduction	Orthogonal or parallel shaft gear one stage	0.96
	Orthogonal or parallel shaft gear two-stage	0.94
	Planet gear one stage	0.97
Fluid coupling		0.96
Flat belt		0.9 - 0.93
V-belt		0.95

Motor capacity	Margin factor α
Small	0.1 - 0.3
Medium - large	0.1 - 0.25

Example per API

Motor capacity	Margin factor
<22kW	0.25
22 - 55kW	0.15
>55kW	0.10

- 3) Daya Pompa (Pp) [3]

$$P_p = \frac{P_w}{\eta_{op}}, Kw \tag{13}$$

7. Efisiensi Pompa (η_{op}) [11]

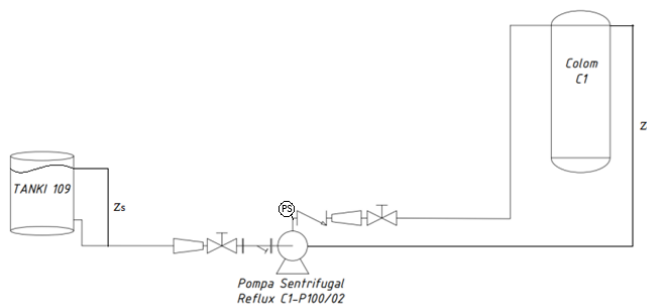
Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya cairan (Pw) dengan daya penggerak yang dikalikan dengan efisiensi transmisi.

$$\eta_{op} = \frac{P_w}{N_d} \cdot 100\%, \% \tag{14}$$

3. PEMBAHASAN

A. Data Spesifikasi Pompa dan Instalasinya menuju Kolom Fraksinasi C-1

Pompa Sentrifugal yang berfungsi untuk menyuplai nafta (Pertasol CB) sebagai reflux dari tanki T-109 menuju kolom fraksinasi C-1. Diagram alir pompa sentrifugal dapat dilihat pada gambar 4 dibawah ini.



Gambar 4. Diagram Alir Pompa Sentrifugal Reflux

Data spesifikasi dari pompa sentrifugal, motor penggerak, operasional pompa, instalasi perpipaan pada Kilang PPSDM Migas Cepu, dapat dilihat pada tabel 2-7 dibawah ini.

Tabel 2. Data Spesifikasi Desain Pompa Sentrifugal

Keterangan	Data
Nomor	P.100/02
Manufaktur	Allweiler
Seri. No	P.20710005
Service	Reflux C-1
Model	CLT 32-250
Kapasitas	20 m ³ /Jam
Head Total	60
Speed	2900 Rpm
Efisiensi	36%
Tahun Pembuatan	2004

Tabel 3. Data Spesifikasi Desain Motor Penggerak

Keterangan	Data
Daya	11 Kw
Voltage	400 V
Arus	15 A
Frekuensi	50 Hz
Cos φ	0,82
Speed	2920 Rpm
Phase	3
Efisiensi	85 %

Tabel 4. Data Operasi Aktual Pompa Sentrifugal

Keterangan	Data
Tekanan Discharge	4,5 Kg/m ³
Tekanan Suction	1 atm
Jenis Fluida	Pertasol CB
Suhu	40 °C
Tekanan Uap	1,5 Kpa
Massa Jenis	773 Kg/m ³
Kapasitas	4 m ³ /day
Viskositas	0,658 x 10 ⁻⁶ m ² /s

Tabel 5. Data Panjang Pipa pada Sisi Suction dan Discharge

Keterangan	Data
Suction (ASTM A53 Grd B Sch 40 6")	36 m
Discharge (ASTM A53 Grd B Sch 40 4")	47 m
Discharge (ASTM A53 Grd B Sch 40 2")	1 m

Tabel 6. Data Instalasi Sistem Perpipaan pada Sisi Suction

Keterangan	Data	Faktor kerugian hambatan (CI)	Faktor kerugian hambatan Total (CI)
Elbow 45°	2 buah	0,2	0,4
Elbow 90°	6 buah	0,2	1,2
Tee	2 buah	0,9	1,8
Strainer	1 buah	2	2
Gate Valve	1 buah	0,1	0,1
Total			5.5

Tabel 7. Data Instalasi Sistem Perpipaan pada sisi Discharge

Keterangan	Data	Faktor kerugian hambatan (CI)	Faktor kerugian hambatan Total(CI)
Elbow 90° 4"	8 buah	0,3	2,4
Check Valve 2"	1 buah	2	2
Tee 4"	2 buah	0,7	1,4
Con exp 2" to 4"	1 buah	6,59	6,59
Gate Valve 4"	1 buah	0,15	0,15
Total			12,54

1) Menghitung Kecepatan Aliran Fluida

a) Sisi Suction

$$V_s = \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2}$$

$$= \frac{0,000046296296 \frac{m^3}{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,15405 \text{ m})^2} = 0,00248515 \text{ m/s}$$

b) Sisi Discharge

$$V_d = \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2}$$

$$= \frac{0,000046296296 \frac{m^3}{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,10226 \text{ m})^2} = 0,00563982 \text{ m/s}$$

2) Menghitung Head Loss Total

a) Sisi Suction

Menghitung Reynold Number (Re)

$$Re = \frac{V_s \cdot D_s}{\nu}$$

$$= \frac{0,00248515 \frac{m}{s} \cdot 0,15405 \text{ m}}{0,658 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 581,820465$$

Menghitung Kekasaran Relatif

$$\epsilon = \frac{e}{D}$$

$$= \frac{0,000045 \text{ (m)}}{0,15405 \text{ (m)}} = 0,000292113$$

Mencari *Friction Factor* (f)

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{64}{581,820465} = 0,109999568$$

Menghitung *Head Loss Mayor* (m)

$$hlp = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,109999568 \cdot \frac{37 (m)}{0,15405 (m)} \cdot \frac{(0,00248515(m/s))^2}{2 \cdot 9,8} = 8,32494 \cdot 10^{-6} m$$

Menghitung *Head Loss Minor*

$$hl = Cl \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$= 5,5 \frac{(0,00248515(m/s))^2}{2 \cdot 9,8} = 1,74881 \cdot 10^{-6} (m)$$

Mencari *Head Loss Total Suction*

$$Hls = hf_s + hl_s$$

$$= 8,32494 \cdot 10^{-6} (m) + 1,74881 \cdot 10^{-6} (m) = 1,00738 \cdot 10^{-5} (m)$$

b) Sisi Discharge

Menghitung Reynold Number (Re)

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu}$$

$$= \frac{0,00563982 \left(\frac{m}{s}\right) \cdot 0,10226 (m)}{0,658 \times 10^{-6} \left(\frac{m^2}{s}\right)} = 876,486$$

Menghitung Kekasaran Relatif

$$\varepsilon = \frac{e}{D}$$

$$\varepsilon = \frac{0,000045 (m)}{0,10226 (m)} = 0,000440055$$

Mencari *Friction Factor* (f)

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{64}{876,486} = 0,073018863$$

Menghitung *Head Loss Mayor*

$$hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,073018863 \cdot \frac{47 (m)}{0,10226 (m)} \cdot \frac{(0,00563982(m/s))^2}{2 \cdot 9,8} = 5,44629 \cdot 10^{-5} m$$

Menghitung *Head Loss Minor*

$$hl = Cl \frac{v^2}{2.g}$$

$$= 12,54 \frac{(0,00563982(m/s))^2}{2,9,8} = 2,03503.10^{-5} (m)$$

Mencari *Head Loss Total Discharge*

$$Hld = hf_d + hl_d$$

$$= 5,44629.10^{-5} (m) + 2,03503.10^{-5} (m) = 7,48133.10^{-5} (m)$$

Menghitung *Head Loss Total*

$$Hl = Hls + Hld$$

$$= 1,00738.10^{-5} (m) + 7,48133.10^{-5} (m) = 8,4887.10^{-5} (m)$$

4) Menghitung *Head Total*

$$H = (Hd - Hs)$$

$$H = \left(\frac{vd^2}{2.g} + \frac{Pd}{\gamma} \pm Zd \right) - \left(\frac{Vs^2}{2.g} + \frac{Ps}{\gamma} + \pm Zs \right) + Hls$$

$$H = \left(\frac{(0,00563982 m/s)^2}{2,9,8 m/s^2} + \frac{441299 pa}{7575,4 (N/m^3)} + 18,7 m \right) - \left(\frac{(0,00248515 m/s)^2}{2,9,8 m/s^2} + \frac{101325 pa}{7575,4 (N/m^3)} + 1,29 m \right) + 1,00738.10^{-5} m = 62,2888 m$$

5) Menghitung *Net Positive Suction Head Available (NPSHa)*

$$NPSHa = \left(\frac{Pa - Pv}{\gamma} \right) - Zs - Hls$$

$$= \left(\frac{10332,27 - 152,95}{773} \right) - 1,29 - 1,00738 \times 10^{-5} = 11,87857984 m$$

6) Menghitung Daya

a) Daya Cairan (Pw)

$$Pw = \frac{\rho.g.Q.H}{1000}$$

$$= \frac{773 Kg/m^3 \cdot 9,8 m/s^2 \cdot 0,000046296296 m^3/s \cdot 62,2888573 m}{1000} = 0,02185 Kw \sim 0,02929 Hp$$

b) Daya Penggerak Pompa Sentrifugal

$$Nd = \frac{V.A.1,732.\eta_{motor}.\cos\theta}{746}$$

$$= \frac{400 Volt.15 A.1,732.0,93.0,8}{746} = 10,3641 Hp \sim 7,7285 Kw$$

c) Daya Poros Pompa

$$Pp = \frac{Pw}{\eta_{op}}$$

$$= \frac{0,02185 Kw}{0,2826} = 0,07728 Kw$$

d) Effisiensi Pompa

$$\eta_{op} = \frac{Pw}{Nd} \cdot 100\%$$

$$= \frac{0,02929 Hp}{10,36413941 Hp} \cdot 100 = 28,26 \%4.$$

7) Evaluasi Hasil Perhitungan Unjuk Kerja

No.	Parameter	Desain	Aktual	Selisih
1	Kapasitas	20 m ³ /jam	0,1667 m ³ /jam	- 19,8333 m ³ /jam
2	NPSHa	-	11,8785 m	-
3	NPSHr	3,5	-	-
4	Head	60 m	62,2888 m	(+) 2,2888 m
5	Daya Penggerak	11 Kw	7 Kw	(-) 4 Kw
7	Efisiensi Pompa	36 %	28%	(-) 8%

4. SIMPULAN

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan pada Pompa Sentrifugal didapatkan kesimpulan pompa Sentrifugal masih dalam keadaan optimal, Head Pompa aktual mengalami kenaikan sebesar 2,888 m dari desain (60 m), Dalam pengoperasiannya kapasitas pompa mengalami penurunan dari 20 m³/hr menjadi 0,1667 m³/hr dikarenakan sedikitnya permintaan dan kilang baru saja diaktifkan kembali setelah dilakukannya shutdown, Effisiensi pompa mengalami penurunan sebesar 8%. Tetapi, masih dalam batas aman sehingga masih dapat mencukupi kebutuhan operasi di Kilang, Hasil perhitungan NPSHa menunjukkan bila nilai NPSHa masih lebih besar dari NPSHr, sehingga pompa masih aman dari fenomena kavitasi. Dari perhitungan diatas, penulis menyarankan untuk memonitoring perawatan dan overhaul pompa secara rutin guna menjaga kondisi pompa sehingga masa pompa dapat lebih lama dan dapat mengetahui permasalahan pada pompa sedini mungkin.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] W.M. Rumaherang, C. Refwalu, C.S.E. Tupamahu, S.J.E. Sarwuna, dan E.J. Rumaherang, "Evaluasi kinerja pompa sentrifugal berkapasitas 600 kl/hr pada sistem pemompaan minyak," *Jurnal METIKS*, vol. 3, no. 1, pp. 17-27, Mei 2023.
- [2] M.A. Siregar dan W.S. Damanik, "Pengaruh variasi sudut keluar impeler terhadap performance pompa sentrifugal," *Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur dan Energi*, vol. 3, no. 2, pp. 166-174, September 2020.
- [3] A. Saidah, "Analisa kinerja pompa minyak (pompa bongkar kargo) pada mt. accord," *Jurnal Kajian Teknik Mesin*, vol. 2, no. 1, pp. 26-41, April 2017.
- [4] Y. Kurniawan dan Kusnandar, "Uji karakteristik pompa sentrifugal pada cooling hydronic system menggunakan refrijeran ramah lingkungan," *Jurnal Teknologi Terapan*, vol. 4, no. 1, pp. 63-71, Maret 2018.
- [5] H. Ahyadi, D. Suprijatmoko, I. Alcholili, "Analisis kinerja sistem distribusi air bersih di anjungan lepas pantai pt. x," *Presisi*, vol. 23, no. 2, pp. 73-84, Juli 2021.

- [6] Wasiran, W.D. Yudisworo dan E. Prihastuty, “Penguujian oerforma jenis pompa sentrifugal dengan daya 3 hp,” *MESTRO JURNAL*, vol. 4, no. 2, pp. 21-30, Desember 2022.
- [7] A.M. Hartono dan A. Aziz, “Evaluasi efisiensi pompa sentrifugal pada unit pengolahan air minum pusat distribusi cilincing,” *Jurnal Energi dan Lingkungan*, vol. 14, no. 1, pp. 1-10, Juni 2018
- [8] M. Pattiasina, E.B. Pattykayhattu, dan R.R. Lekatompessy, “Evaluasi unjuk kerja pompa produk avtur di integred terminal pt pertamina patra niaga wayame ambon,” *Jurnal Mechanical Engineering (JME)*, vol. 1, no. 2, pp. 105-111, Agustus 2023.
- [9] Suharto, *Pompa Sentrifugal*, Cetakan pertama, Jakarta, Ray Press, 2016
- [10] Torishima Pump Handbook, Torishima Pump Mfg. Co., Ltd., Osaka, Japan, 2011
- [11] M.H. Ahsan dan S. Hardiantoro, “Evaluasi fuel oil pump untuk sistem combustion turbine generator,” *Distilat Jurnal Teknologi Separasi*, vol. 5, no. 1, pp. 8-12, Februari 2019.

Daftar Simbol

$\cos\theta$	=	Power Factor
d_d	=	Diameter Bagian dalam Pipa <i>Discharge</i> , m
d_s	=	Diameter Bagian dalam Pipa <i>Suction</i> , m
f	=	Faktor Gesekan Pipa
g	=	Percepatan Gravitasi, m/s^2
H_d	=	Head <i>Discharge</i> , m
H_l	=	Head Loss Total, m
H_{ld}	=	Kerugian Head Loss Total sepanjang Pipa <i>Discharge</i> , m
H_{lf}	=	Kerugian Head pada <i>Fitting</i> dan Valve, m
H_{lp}	=	Kerugian Head pada Pipa, m
H_{ls}	=	Kerugian Head Loss Total Sepanjang Pipa <i>Suction</i> , m
H_s	=	Head <i>Suction</i> , m
I	=	Ampere, A
k	=	Nilai Tahanan untuk Valve atau <i>Fitting</i>
L	=	Panjang Pipa, m
N_d	=	Daya Penggerak, hp
P_w	=	Daya Cairan, hp
P_p	=	Daya Pompa, hp
P_a	=	Tekanan Udara Luar, kg/m^2
P_d	=	Tekanan pada Sisi <i>Discharge</i> , kg/cm^2
P_s	=	Tekanan pada Sisi <i>Suction</i> , kg/cm^2
P_v	=	Tekanan Penguapan Fluida, kPa
Q	=	Kapasitas yang Dipompakan, m^3/h
Re	=	Reynold Number
V	=	Voltage, volt
V_d	=	Kecepatan Cairan pada pipa <i>discharge</i> , m/s
V_s	=	Kecepatan Cairan pada pipa <i>suction</i> , m/s
z_d	=	Ketinggian Tekan Statis pada Sisi <i>Discharge</i> , m
z_s	=	Ketinggian Hisap Statis pada Sisi <i>Suction</i> , m
η_{motor}	=	Efisiensi Motor, %
η_{op}	=	Efisiensi Pompa, %
γ	=	Berat spesifik cairan (<i>Specific Weight</i>), kg/m^3

μ	=	Viskositas Kinematik, m^2/s
ρ	=	Massa Jenis Cairan, kg/m^3
ε	=	Kekasaran <i>Relative</i>
n	=	Jumlah <i>Fitting</i> dan <i>Valve</i> , buah