

PERANCANGAN POMPA HYDRANT UNTUK SISTEM PEMADAM KEBAKARAN PADA JETTY 1 (MARINE) PT. PERTAMINA (PERSERO) RU II PRODUCTION SUNGAI PAKNING

Hasbi Maulana¹⁾

¹⁾Mechanical Engineering, Universitas Bung Hatta

Corresponding Author Email : Hasbimaaulana2406@gmail.com

Edi Septe²⁾

Dosen Prodi Mechanical Engineering, Universitas Bung Hatta

Email : edi.septe@bunghatta.ac.id

ABSTRAK

Kebakaran merupakan ancaman serius di industri minyak dan gas, terutama di area kilang dan dermaga distribusi yang memiliki risiko tinggi akibat pengolahan dan transportasi produk petroleum. Sistem pemadam kebakaran yang efektif menjadi kebutuhan mendesak untuk mengurangi kerusakan lingkungan, melindungi fasilitas, dan menjaga keselamatan jiwa. Penelitian ini bertujuan untuk merancang pompa hydrant yang memenuhi standar NFPA guna meningkatkan kapasitas debit air melalui sistem paralel pada dermaga Jetty 1 (Marine) PT. Pertamina RU II Production Sungai Pakning.

Metode penelitian mencakup analisis data teknis, perhitungan komponen pompa seperti impeller, poros, dan bantalan, serta desain instalasi menggunakan material tahan korosi. Sumber air dirancang berasal dari laut untuk mendukung operasional sistem hydrant. Hasil penelitian menunjukkan bahwa performa pompa hydrant dapat dioptimalkan melalui desain yang sesuai dengan standar NFPA dan penggunaan material yang tepat. Sistem ini mampu meningkatkan efisiensi distribusi air dalam kondisi darurat kebakaran.

Penelitian ini memberikan kontribusi bagi pengembangan sistem pemadam kebakaran yang lebih andal di industri migas, khususnya pada fasilitas dermaga. Selain itu, evaluasi terhadap instalasi pompa hydrant juga menjadi langkah penting dalam memastikan keberlanjutan operasional sistem pemadam kebakaran.

Kata Kunci: Kebakaran Industri Migas; Sistem Pemadam Kebakaran; Pompa Hydrant

ABSTRACT

Fire is a serious threat in the oil and gas industry, especially in refinery areas and distribution docks that have high risks due to the processing and transportation of petroleum products. An effective fire extinguishing system is an urgent need to reduce environmental damage, protect facilities, and maintain life safety. This study aims to design a hydrant pump that meets NFPA standards to increase water discharge capacity through a parallel system at Jetty 1 (Marine) PT. Pertamina RU II Production Sungai Pakning.

The research method includes technical data analysis, calculation of pump components such as impellers, shafts, and bearings, and installation design using corrosion-resistant materials. The water source is designed to come from the sea to support the operation of the hydrant system. The results of the study show that the performance of the hydrant pump can be optimized through a design that meets NFPA standards and the use of appropriate materials. This system is able to increase the efficiency of water distribution in emergency fire conditions.

This study contributes to the development of a more reliable fire extinguishing system in the oil and gas industry, especially at dock facilities. In addition, evaluation of the hydrant pump installation is also an important step in ensuring the sustainability of the fire extinguishing system operation.

Key word: Oil and Gas Industry Fire; Fire Fighting System; Hydrant Pump

PENDAHULUAN

Kebakaran merupakan bencana yang dapat terjadi akibat perubahan lingkungan atau kelalaian manusia, termasuk di industri minyak dan gas, baik di darat (onshore) maupun lepas pantai (offshore). Kilang minyak, dermaga distribusi, dan kapal tanker memiliki risiko tinggi karena adanya proses pengolahan serta pengangkutan minyak dan gas. Setiap kru di industri ini harus memahami lokasi dan peralatan pemadam kebakaran untuk mencegah perluasan kerusakan lingkungan dan melindungi fasilitas serta keselamatan jiwa. Sejarah mencatat berbagai insiden, seperti ledakan kapal tanker Torrey Canyon (1967) dan kebakaran di depo minyak Plumpang (2023), yang menunjukkan tingginya risiko kebakaran dalam sektor ini.

Selain produk petroleum, muatan lain seperti batubara, biji-bijian, dan bahan kering lainnya juga berpotensi menyebabkan kebakaran, terutama dalam kondisi lingkungan yang mendukung. Oleh karena itu, diperlukan sistem pencegahan kebakaran yang memadai untuk

meminimalkan risiko dan dampak kebakaran di industri minyak dan gas. Penelitian ini membahas perancangan sistem pompa hidran pemadaman kebakaran pada dermaga serta bagaimana sistem tersebut dapat meningkatkan debit air dengan konsep pompa hidran yang dirangkai secara paralel.

METODE PENELITIAN

1. Jenis Perancangan

Studi perancangan pompa hydrant dengan susunan pompa paralel, termasuk perhitungan komponen utama kecepatan impeler, dibuat berdasarkan masalah yang dibahas. Untuk melakukan perancangan ini, peneliti menggunakan berbagai metode yang menunjukkan urutan aktivitas yang terjadi selama proses perancangan. Disetiap tahap, strategi ini bertujuan untuk membuat model yang lebih baik dan lebih cepat. Metode perancangan biasanya dimulai dengan mengidentifikasi ide awal dan kemudian melakukan analisis, evaluasi, perbaikan, dan pengembangan ide. Untuk merancang pompa hydrant dengan susunan

pompa paraler, penulis menggunakan metode Palh dan Beitz, yang memiliki konsep dan pengembangan yang lebih rinci dibandingkan dengan metode sebelumnya.

2. Piping Layout

Tugas lain seorang Piping Engineer adalah memeriksa Piping Layout. Dokumen ini umumnya disusun oleh Piping Designer. Piping Layout merupakan dokumen gambar 2D yang menggambarkan area atau potongan tertentu, menampilkan posisi paket peralatan, jalur pipa, rute evakuasi, peralatan keselamatan dan penanganan, tangga, dan lain-lain, yang dapat dilihat dari sudut pandang atas maupun samping. Informasi lebih lanjut dapat ditemukan pada halaman lampiran.

3. Tekanan pompa

Untuk tekanan pompa yang akan dibangun sekitar 10 bar, dimana nilai ini di dapat dari standar nfpa . Pompa Elektrik yang akan digunakan di wajibkan memiliki nilai tekanan dari 4 bar – 10 bar. Penulis memilih nilai 10 bar untuk perancangan pompa dimana nilai tersebut digunakan untuk memuhi persyaratan dalam kebakaran kelas b.

4. Rancangan Alat

Rancangan alat pompa hydrant daapat dilihat pada halama lampiran pada ukuran A3.

HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Data

Tabel 1. Data

pip a	Panjan g (meter)	Diamet er (meter)	Debit M ³ /s	Nilai f Stainle ss steel
1	102,01	0,355	0,252 4	0,2
2	119,01 5	0,355	0,252 4	0,2

2. Analisa data

a. Nilai total debit

$$Q3 = Q1 + Q2$$

Dimana

$$Q1 = 3000 \text{ gpm}$$

$$Q2 = 4000 \text{ gpm (pompa yang di rancang)}$$

Maka didapat nilai q3

$$Q3 = 3000 \text{ gpm} + 4000 \text{ gpm}$$

$$Q3 = 7000 \text{ gpm atau } 0,4416667 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q2 = 4000 \text{ gpm atau } 0,2524 \text{ m}^3/\text{s}$$

b. Bilangan Reynolds

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

Dimana:

ρ = massa jenis fluida

v = kecepatan aliran

d = diameter pipa

μ = vikositas dinamis fluida

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

$$Re = \frac{998,2 \times 4,46 \times 0,355}{1,08 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 1,46 \times 10^6$$

c. Nilai kekasaran relatif

$$f = \frac{\epsilon}{d}$$

Dimana :

d = diameter

ϵ = nilai kekasaran pada material

F = nilai kekasaran relatif

$$f = \frac{\epsilon}{d} = \frac{0,2}{0,355} = 0,5633$$

d. friction factor

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,71 \times ID_s} + \frac{2,52}{Re \sqrt{f_m}} \right)$$

(GPSA engineering databook)

Dimana :

ϵ = surface roughness

Id_d = internal diameter discharge head

Re = Reynolds number

Fm = moody friction factor

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{0.5633802817}{3,71 \times ID_s} + \frac{2,52}{1460000 \sqrt{f_m}} \right)$$

$$f_m = 0.374179$$

e . Kecepatan fluida

$$v = \frac{q}{a}$$

dimana :

v = kecepatan

q = debit

a = luas area

$$v_1 = \frac{q}{a}$$

$$v = \frac{0,2524}{0,25 \times 3,14 \times 0,355 \times 0,355}$$

$$= 2,55 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{0,2524}{0,23 \times 3,14 \times 0,519 \times 0,519}$$

$$= 1,19 \text{ m/s}$$

f. Perhitungan head pompa

- **Pada Pipa 1** (Gambar berada di halaman lampiran)

- **Suction Head**

Untuk suction head didapat dari pompa itu langsung dikarenakan pompa yang digunakan pompa sentrifugal vertikal yang mana memiliki panjang 6,5 meter

- **Discharge Head**

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

dimana

f = koefisien gesek

v = kecepatan fluida (m/s)

g = gravitasi (m/s²)

d = diameter pipa (m)

L = panjang pipa (m)

mayor head loses pada pipa 1

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

$$hf = 0,2 \frac{102,01}{0,355} + \frac{2,55^2}{2 \times 9,8}$$

$$= 19,06 \text{ m}$$

Rumus Darcy Werbech

Minor head loses

$$hf = k \frac{v^2}{2g}$$

untuk mencari nilai v dipakai

$$\text{rumus } v = \frac{q}{a}$$

Tabel untuk mencari nilai k yang akan digunakan pada rumus darcy werbech

F
i
t
t
i
n
g

K
a
t
u
p
/
g
a
t
e
v
a
l
v
e

E
l
b
o
w
9
0

E
l
b
o
w
4

5
R
e
d
u
c
e
r
T
e
e
F
l
e
x
i
b
l
e
j
o
i
n
t
S
t
r
a
i
n
e
r
Total nilai k

dimana
q = debit dalam satuan m³/s
a = luar penampang

$$v = \frac{0,4416667}{0,25 \times 3,14 \times 0,355 \times 0,355}$$
= 4,46 m/s

$$hf = k \frac{v^2}{2g}$$

$$hf = 8,92 \frac{4,46 \text{ m/s}^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}}$$
= 2,02 m

Mayor head	Minor head
------------	------------

loses	loses
19,06 meter	2.02 meter

- **Pada pipa 2** (Gambar berada di halaman lampiran)

- **Head pump** = hl + ha

Dimana

Ha = suction head

Hl = head akibat losses

pipa, sambungan

- **Suction head**

Untuk suction head didapat dari pompa itu langsung dikarenakan pompa yang digunakan pompa sentrifugal vertikal yang mana memiliki panjang 6,5 meter

- **Discharge Head**

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

dimana

f = koefisien gesek

v = kecepatan fluida (m/s)

g = gravitasi (m/s²)

d = diameter pipa (m)

L = panjang pipa (m)

mayor head losses pada pipa 2

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

$$hf = 0,2 \frac{119,015}{0,355} + \frac{2,55^2}{2 \times 9,8}$$

$$= 22,24 \text{ m}$$

Rumus Darcy Werbech

Minor head losses

$$hf = k \frac{v^2}{2g}$$

untuk mencari nilai v dipakai

$$\text{rumus } v = \frac{q}{a}$$

Tabel untuk mencari nilai k yang akan digunakan pada rumus darcy werbech

Fitt	J	N	H
ing	u	i	a
	m	l	s
	l	a	i
	a	i	l
	h	k	

	f i t t i n g			
Ka tup /ga te val ve	2	0	0	
		.	.	
		1	3	
		5		
Elb ow 90	9	0	2	
		.	.	
		3	7	
Elb ow 45	1	0	0	
		.	.	
		4	4	
Re du cer	1	0	0	
		.	.	
		0	0	
		8	8	
Te e	5	1	5	
Fle xib le joi nt	1	0	0	
		.	.	
		0	0	
		4	4	
Str ain er	1	1	1	
Total nilai k			9	
			,	
			5	
			2	

dimana

q = debit dalam satuan m³/s

a = luar penampang

$$v = \frac{0,4416667}{0,25 \times 3,14 \times 0,355 \times 0,355}$$

$$= 4,46 \text{ m/s}$$

$$hf = k \frac{v^2}{2g}$$

$$hf = 9,52 \frac{4,46 \text{ m/s}^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}}$$

$$= 2,16 \text{ m}$$

Mayor head loses	Minor head loses
22,24 meter	2,16 meter

g. Head Pump

Menggunakan rumus yang diturunkan sebagai berikut:

$$Hp = \frac{(Pd - Ps)}{\rho \times g} + \frac{(v_d^2 - v_s^2)}{2 \times g} + (z_d - z_s) + \sum hl$$

Dimana :

Hp = head pump yang di hasilkan

P_{d,s} = tekanan sisi discharge (d) dan suction (s) dari instalasi Pa

v_{d,s} = kecepatan fluida pada sisi discharge dan sisi suction terhadap datum

∑hl = total head loss pada sistem

g = gravitasi

nilai 59,124 m didapat dari

perjumlah mayor head loses dan minor head loses ditambahkan

margin 30% Untuk menangani potensi terjadinya fouling di dalam sistem permipaan. Dimana nilai awalnya 45,48 m

$$Hp = \frac{(Pd - Ps)}{\rho \times g} + \frac{(v_d^2 - v_s^2)}{2 \times g} + (z_d - z_s) + \sum hl$$

$$Hp = \frac{(196.752,5 \text{ pa} - 161.595 \text{ pa})}{1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,8 \text{ m/s}^2} +$$

$$\frac{(2,55^2 - 1,19^2)}{2 \times 9,8} + (9,5 \text{ m} - 6 \text{ m}) +$$

$$59,124$$

$$Hp = 66,384 \text{ m}$$

$$\text{Tekanan} = \rho \cdot g \cdot h = 1025 \cdot 9,82 \cdot$$

$$66,384 = 667507,71 \text{ pa} = 6,67 \text{ bar}$$

3. Perancangan impeller

a . menghitung spescific speed

Mengacu pada data yang telah diperoleh, dilakukan perhitungan mengenai kecepatan spesifik pompa untuk menetapkan jenis impeller yang akan diterapkan, dengan menggunakan persamaan berikut..

$$ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H_1^{0,75}}$$

Dimana

ns = kecepatan putar suatu sistem

n = putaran

Q = debit

H1 = tinggi

Nilai 217,07 di dapat dari konversi m ke ft dimana head didapat 66,164 m

$$ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H_1^{0,75}}$$

$$ns = \frac{1500\sqrt{4000}}{\frac{217,07^{0,75}}{3}}$$

$$ns = 3823,95 \text{ m}$$

Dengan nilai specify speed yang didapat dari perhitungan, maka impeller yang digunakan bertipe radial

b . perhitungan daya efektif pompa (whp)

$$\text{whp} = \rho \times g \times Q \times H$$

$$\text{whp} = 1025 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times$$

$$0,2524 \text{ m}^3/\text{s} \times 66,164 \text{ m}$$

$$\text{whp} = 167,92 \text{ kw}$$

c . Perhitungan total efisiensi pompa

Total efisiensi pompa dapat dihitung dengan mengalikan efisiensi hidrolis, efisiensi volumetris, dan efisiensi mekanis. Nilai dari setiap jenis efisiensi tersebut diperoleh sebagai fungsi dari debit dan spesifik. $\eta_h = 0,94$
 $\eta_v = 0,75$ dan $\eta_m = 0,81$ sehingga sebesarnya total efisiensi pompa adalah

$$\eta_{op} = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m = 0,94 \times 0,75 \times 0,81 = 0,571$$

d . perhitungan daya poros pompa
 Besarnya daya poros pompa dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah

$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{\eta_{op}} = \frac{167,92}{0,571} = 294,08 \text{ kw}$$

atau 294080 watt

$$= 717,88 \text{ hp}$$

e . perhitungan diameter poros

minimum acuan pompa

Penentuan diameter poros

dilakukan berdasarkan tegangan yang terjadi pada poros tersebut.

Pada tahap perhitungan awal, untuk asumsi diameter poros,

diasumsikan bahwa tegangan yang dialami poros hanya berasal dari torsi, dengan momen bending dianggap nol. Dengan demikian,

diameter poros dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

menggunakan persamaan berikut.

$$\frac{0,5 \times S_{yp}}{N} = \sqrt{\left(\frac{16 M}{(\pi d_{sh})^3}\right)^2 +$$

$$\left(\frac{16 T}{(\pi d_{sh})^3}\right)^2}$$

$$\frac{0,5 \times S_{yp}}{N} = \frac{16 T}{(\pi d_{sh})^3}$$

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot N}{0,5 \cdot S_{yp}}}$$

dimana

$$T = \frac{63000 \cdot HP}{n}$$

$$T = \frac{63000 \cdot 717,88 \text{ HP}}{1500}$$

$$T = 30150,96 \text{ lb in}$$

Material yang dipakai untuk poros adalah carbon steel AISI 1040

sesuai standar API 610 dengan

tensile strength sebesar 62.000 psi, sehingga

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30150,96 \cdot 3,75}{0,5 \cdot 62000}}$$

$$d_{sh} = 3,878 \text{ in}$$

$$d_{sh} = 0,098 \text{ m}$$

Dari diameter poros minimum yang diperoleh, dilakukan

perhitungan untuk menentukan diameter hub pompa.

$$d_{hub} = 1,6 \cdot d_{sh} = 1,6 \cdot 0,098 = 0,156 \text{ m}$$

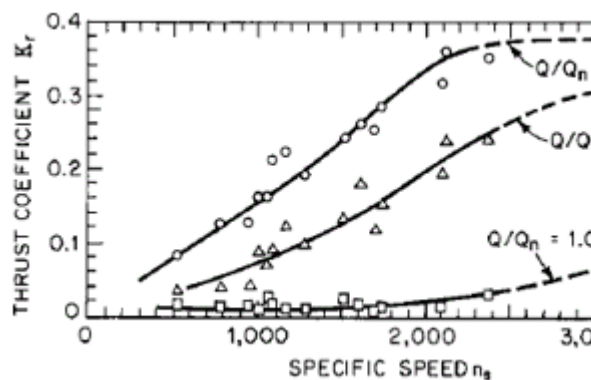
4. Perhitungan poros

a. Perhitungan gaya radial

Gaya radial yang berpengaruh pada impeller dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$Fr = k \cdot kr \cdot SG \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

Keterangan di atas menyatakan bahwa k adalah konstanta dengan nilai tetap sebesar 0,433, sedangkan kr merupakan konstanta gaya radial yang dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 4. 1 Konstanta gaya radial

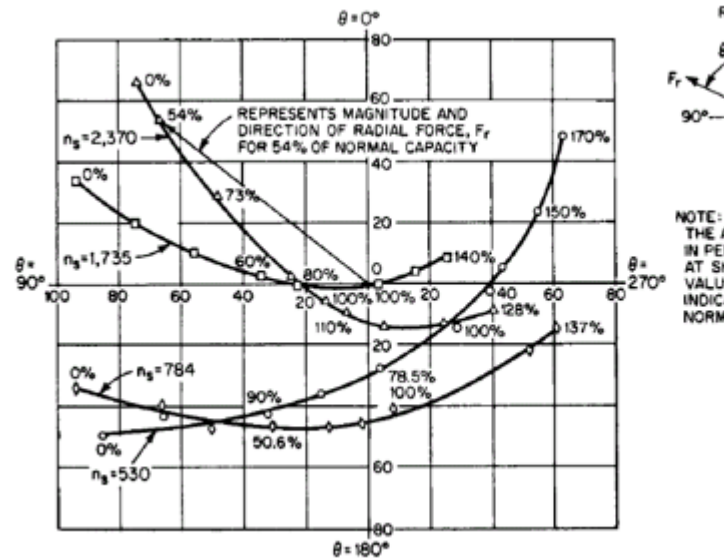
Merujuk pada gambar tersebut, untuk impeller yang memiliki kecepatan spesifik 3823,95, konstanta gaya radial pada $Q/Q_n = 0$ tercatat sebesar 0,1. Dengan demikian, gaya radial yang bekerja pada masing-masing impeller adalah

$$Fr = 0,433 \cdot 0,1 \cdot 1025.372 \text{ ft} \cdot 11,89 \text{ in} \cdot 0811 \text{ in}$$

$$Fr = 159205,25 \text{ lb}$$

$$Fr = 708180,23 \text{ N}$$

Setelah menentukan besarnya gaya radial, arah gaya radial dapat ditentukan dengan merujuk pada gambar 4.3 sebagai berikut.



Gambar 4. 2 arah gaya radial

Analisis gambar menunjukkan bahwa impeller dengan kecepatan spesifik 789 dan debit 100% memiliki arah gaya radial yang tercatat pada 191 derajat. Sebaliknya, impeller dengan kecepatan spesifik 530 dan debit 100% menunjukkan arah gaya radial sebesar 244 derajat. Melalui metode interpolasi, dapat ditentukan bahwa arah gaya radial yang berpengaruh pada poros untuk impeller dengan kecepatan spesifik 3823,95 adalah 264 derajat.

b. Perhitungan volume dan massa impeller

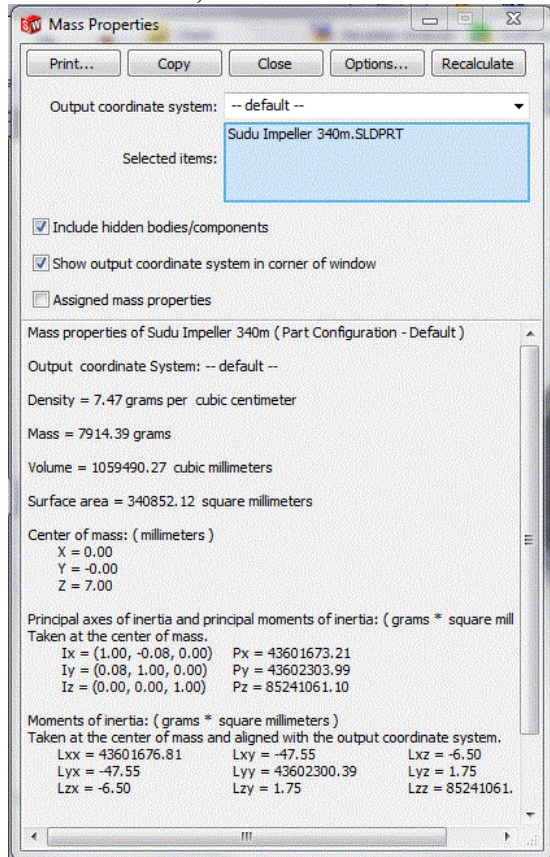
Penentuan volume impeller dilakukan melalui pemodelan tiga dimensi menggunakan aplikasi SolidWorks. Kemudian, massa jenis impeller dimasukkan untuk menghitung massa impeller tersebut. Impeller terbuat dari stainless steel cor dengan massa jenis tertentu. Hasil perhitungan volume dan massa impeller dapat dilihat pada gambar di bawah ini. Dari hasil perhitungan, massa setiap impeller diperoleh sebesar 7914,39 gram atau 7,91439 kg,

sehingga gaya berat yang berpengaruh pada poros untuk masing-masing impeller adalah.

$$W = m \cdot g$$

$$W = 7,914 \cdot 9,81 \text{ m/s}$$

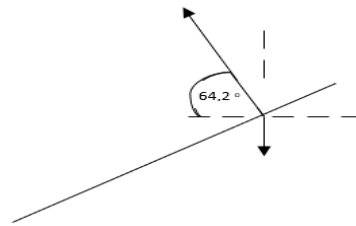
$$W = 77,64 \text{ N}$$



Gambar 4. 3 data volute

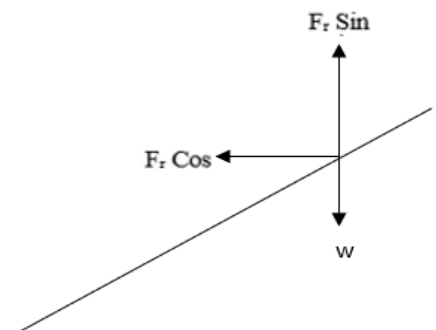
c. Perhitungan diameter poros

Perhitungan dilakukan untuk mengetahui besarnya gaya-gaya yang bekerja pada poros, kemudian dilanjutkan dengan menghitung diameter minimal poros setelah menentukan momen terbesar yang terjadi pada poros tersebut.



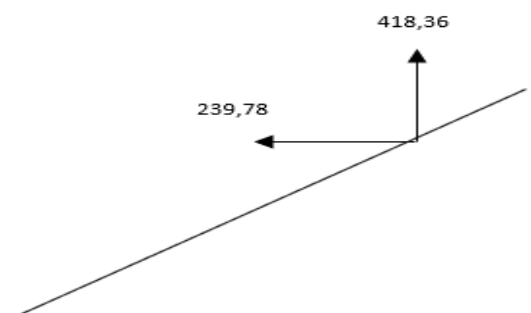
Gambar 4. 4 Gaya yang bekerja pada poros

Selanjutnya, gaya-gaya yang beroperasi pada poros tersebut dijelaskan dalam arah sumbu x dan sumbu y



Gambar 4. 5 komponen Gaya pada sumbu x dan y

Oleh karena itu, gaya resultan yang berfungsi pada masing-masing titik adalah sebagaimana yang tertera pada gambar di bawah ini

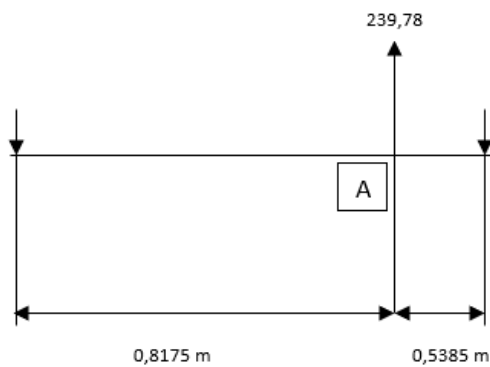


Gambar 4. 6 Resultan gaya yang bekerja pada poros

d. Perhitungan momen bending horizontal

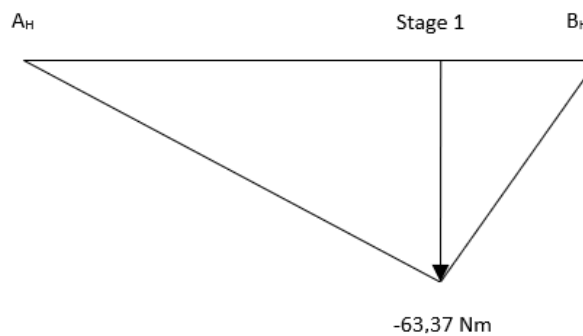
$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ 0 &= (239,78 \cdot 0,8175) + (B_H \cdot 1,356) \\ 0 &= 196,020 + 1,356 B_H \\ B_H &= 197,376 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 \\ 0 &= (239,78 \cdot 0,8425) - (A_H \cdot 1,356) \\ &= 202,01 - 1,356 A_H \\ A_H &= 203,366 \text{ N}\end{aligned}$$



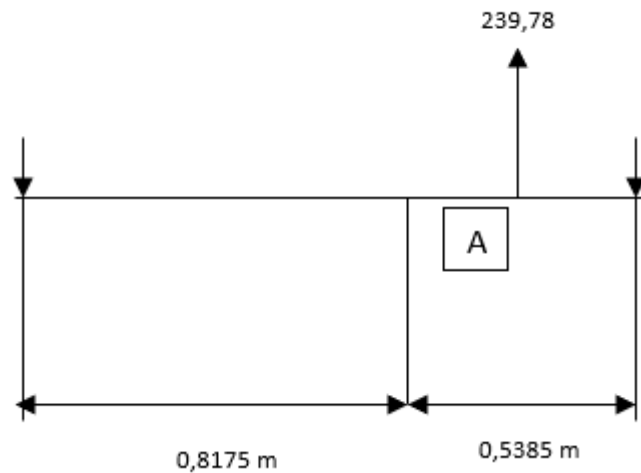
Gambar 4. 7 Gaya bekerja pada bidang horizontal

Dengan melakukan perhitungan momen pada setiap segmen, diperoleh diagram momen lentur pada arah horizontal sebagaimana ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 4. 8 Momen bending bidang horizontal
Perhitungan momen bending

bidang vertikal

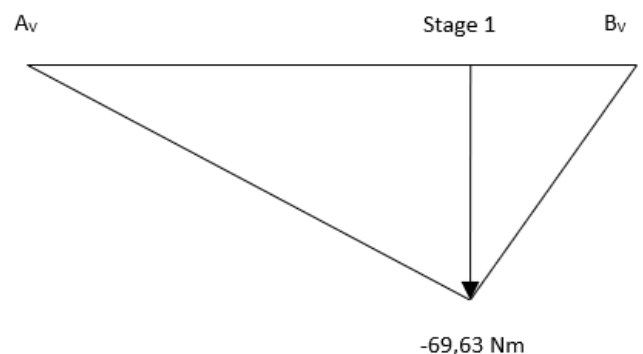


Gambar 4. 9 Gaya yang bekerja pada bidang vertikal

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ 0 &= (418,36 \cdot 0,8175) + (B_V \cdot 1,356) \\ 0 &= 342,01 + 1,356 B_V \\ B_V &= 343,366 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 \\ 0 &= (418,36 \cdot 0,8425) - (A_V \cdot 1,356) \\ &= 352,472 - 1,356 A_V \\ A_V &= 353,828 \text{ N}\end{aligned}$$

Dengan melakukan perhitungan momen pada setiap segmen, diperoleh diagram momen lentur pada arah vertikal seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 4. 10 Momen bending bidang vertikal
Dari analisis diagram momen

bending yang ditunjukkan pada bidang vertikal dan horizontal, dapat disimpulkan bahwa momen bending tertinggi terjadi pada impeller tahap pertama dengan nilai tertentu.

$$M = \sqrt{(63,36 \text{ Nm})^2 + (69,53 \text{ Nm})^2}$$

$$M = 94,0733 \text{ Nm}$$

$$M = 832,6188 \text{ lb}$$

Setelah penentuan momen bending, langkah selanjutnya adalah menghitung diameter poros dengan memperhatikan torsi yang beroperasi pada poros, yang bernilai 2649,731 lb. Poros tersebut terbuat dari baja karbon AISI 1040 yang memiliki kekuatan luluh sebesar 62.000 psi, dan faktor keselamatan yang diterapkan adalah 3,75.

$$\frac{0,5 \cdot S_{yg}}{N} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D^3 = \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yg}} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D^3 = \frac{16 \cdot 3,75}{\pi \cdot 31.000} \sqrt{832,6188^2 + 2649,731^2}$$

$$D^3 = 1,711$$

$$D = 1,196 \text{ in}$$

Karena hasil perhitungan menunjukkan bahwa diameter poros melebihi diameter minimum yang telah ditetapkan, maka dilakukan penggantian material untuk menghindari kebutuhan perancangan ulang impeller. Material yang dipilih untuk poros adalah carbon steel AISI 1060 dengan kekuatan tarik 68.000 psi, sehingga diameter poros yang dihitung adalah sebagai berikut.

$$D^3 = \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yg}} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$D^3 = \frac{16 \cdot 3,75}{\pi \cdot 34.000} \sqrt{832,6188^2 + 2649,731^2}$$

$$D^3 = 1,56$$

$$D = 1,159 \text{ in}$$

$$D = 29,459 \text{ mm}$$

Dalam rangka menyederhanakan

perhitungan, diameter poros dibulatkan menjadi 30 mm, sementara untuk area impeller, diameter poros yang digunakan adalah 36 mm

KESIMPULAN

Dari perhitungan diperoleh spesifikasi pompa sentrifugal sebagai berikut

1. Mengacu pada perhitungan instalasi dengan keadaan operasi yang ditentukan sebagai berikut.:

Fluida Kerja	Sea Water
Spesific Gravity	1025
Suction Pressure	14.22 psi
Discharge Pressure	121.0 m
Kapasitas	4000 GPM
Putaran	1500 Rpm

Ditemukan head pompa yang diperlukan, yaitu sebesar 66,384 m

2. Hasil perancangan yang diperoleh dengan head 66,384 m adalah sebagai berikut:

Tipe Pompa	<i>Pompa sentrifugal vertikal</i>
Specific speed	3823,95 m
Jumlah stage	1

Tipe Impeller	<i>high Specific speed Impeller</i>
Diameter Inlet Sudu	95,18 mm
Diameter Outlet Sudu	302,15 mm
Sudut Relatif	20,75°
Sudut Relatif	25°
Jumlah Sudu	5 Buah (<i>Single Curvature</i>)

Poros	
Diameter Minimum	30 mm

Panjang Poros	6706 mm
---------------	---------

<i>Volute</i>	
<i>Tongue Radius</i>	158,63 mm
<i>Throat Radius</i>	176,78 mm
<i>Throat Area</i>	1034,89 mm ²

Pasak	
Lebar	0,25 Inch
Panjang Minimal	31,66 mm

Bantalan	
Tipe	<i>Single Row Deep Groove Ball Bearing</i>
Seri	SKF 6406
Rating Life	25.899,85 Jam

Prediksi performa berdasarkan koefisien yang didapatkan dari referensi (Karassik, 1986)	
<i>Overall Efficiency</i>	57,1%
WHP	167,92 kw
BHP	535320 watt

DAFTAR PUSTAKA

Ariany, Z. (2011). RISET APLIKASI KESELAMATAN KEBAKARAN DI KAPAL. *GEMA TEKNOLOGI*, 16(2).

Sidiq, M. F. (2013). ANALISA KOROSI DAN PENGENDALIANNYA. *Jurnal Foundry*, 3 (1).

Febrianto, I., Kabib, M., & Nugraha, B. S. (2018). PERANCANGAN SISTEM POMPA PARALEL DENGAN DAYA. *Jurnal CRANKSHAFT*, 1 (1).

Ghurri, A. P. (n.d.). *Aliran Fluida Internal dan Eksternal*. bali : Jurusan Teknik Mesin.

Jalaluddin, , Akmal, S., Za, N., & Ishak. (2019, November). Analisa Profil Aliran Fluida Cair dan Pressure Drop pada Pipa L menggunakan Metode Simulasi Computational Fluid Dynamic. *Jurnal Teknologi Kimia Unimal*, 8(2), 53 - 72.

kamal, n. (n.d.). *Hukum Bernoulli: Pengertian, Persamaan, dan Contoh Soal*. Retrieved 07 01, 2024, from gramedia.com: <https://www.gramedia.com/literasi/hukum-bernoulli/>

Macam-macam jenis Logam yang biasa digunakan untuk pembuatan Pompa Air. (2016, september 14). Retrieved 07 01, 2024, from [www.gudangpompa.com: https://www.gudangpompa.com/News/Macam-macam-jenis-Logam-yang-biasa-digunakan-untuk-pembuatan-Pompa-Air.html](https://www.gudangpompa.com/News/Macam-macam-jenis-Logam-yang-biasa-digunakan-untuk-pembuatan-Pompa-Air.html)

SETYA, A. B. (2016, Januari). PERACANGAN POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA CRUDE OIL PADA CENTRAL PROCESSING PLATFORM 2 PT. PERTAMINA HULU ENERGI WEST MADURA OFFSHORE(Skripsi Sarjana, Institut Teknologi Sepuluh Nopember 2016). surabaya, Jawa Timur, Indonesia. Retrieved from <https://www.bing.com/ck/a?!&p=41a869d47c279aa3JmltdHM9MTcyMTQzMzYwMCZpZ3VpZD0xNTQwZmYyMi0yMzg0LTZiMTAtMzNkNS1lZTJmJmYjZhZTMmaW5zaWQ9NTE4OA&ptn=3&ver=2&hsh=3&fclid=1540ff22-2384-6b10-33d5-ee2c22fb6ae3&psq=PERACANGAN+POMPA+SENTRIFUGAL+DENGAN+FLUIDA+KERJA>

Sidiq , M. F. (2013). Analisa Korosi Dan Pengendaliannya. *Jurnal Foundry*, 3 (1)