

BAB IV PERHITUNGAN DAN PERANCANGAN

4.1. Perancangan Pompa

4.1.1. Kapasitas Pompa

Data - data yang diperlukan untuk menentukan kapasitas banjir adalah sebagai berikut:

- Luas area yang dikeringkan (A) = 720 Ha
- Intensitas curah hujan (I) = 120 mm/hari (5 mm/jam)
- Koefisien limpas tahun 2009 (C) = 0,3
- Koefisien limpas tahun 2016 (C) = 0,5

Maka besarnya kapasitas banjir adalah sebagai berikut:

- Kapasitas Banjir Tahun 2009

$$\begin{aligned}Q_{\text{banjir}} &= C \times I \times A \\&= 0,3 \times 5 \times 10^{-3} \frac{m}{jam} \times 149.019 hm^2 \times \frac{10^4 m^2}{1hm^2} = 10800 \frac{m^3}{jam} \\&= 10800 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 s} = 3 \frac{m^3}{s}\end{aligned}$$

- Perkiraan Kapasitas Banjir 2016

$$\begin{aligned}Q_{\text{banjir}} &= C \times I \times A \\&= 0,5 \times 5 \times 10^{-3} \frac{m}{jam} \times 149,019 hm^2 \times \frac{10^4 m^2}{1hm^2} = 18000 \frac{m^3}{jam} \\&= 18000 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 s} = 5 \frac{m^3}{s}\end{aligned}$$

Maka besarnya kapasitas pompa pengendali untuk 5 tahun ke depan sebesar $5 \text{ m}^3/\text{s}$. Ada 3 buah pompa yang sudah dipasang pada instalasi pengendali banjir Mulyosari ITS dengan kapasitas per unit sebesar $1 \text{ m}^3/\text{s}$ sehingga kapasitas total pompa yang ter pasang $3 \text{ m}^3/\text{s}$. Maka untuk mengatasi kekurangan kapasitas tersebut dirancang 1 buah pompa dengan kapasitas $2 \text{ m}^3/\text{s}$.

4.1.2. Head Pompa

Head pompa dapat dicari dengan persamaan berikut:

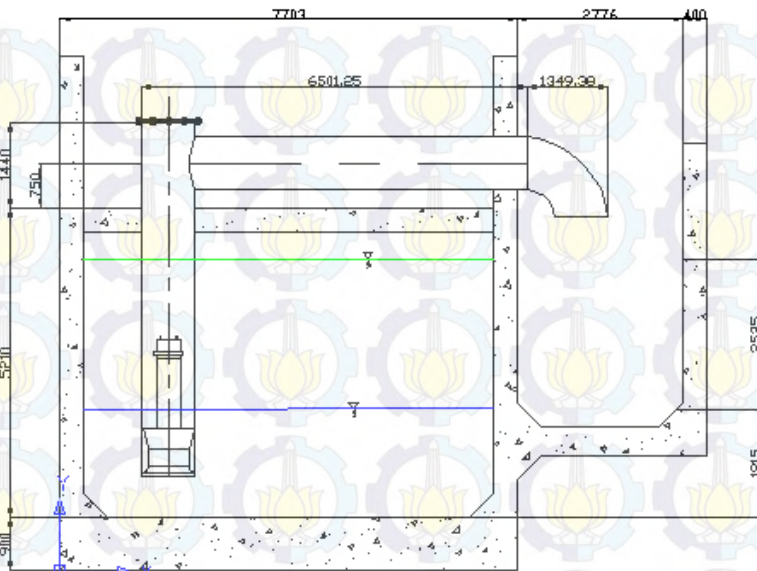
$$H = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + H_{LT}$$

Dimana : $P_2 = P_1$

Maka nilai dari *head* pompa sama dengan besarnya *head loss* total (H_{LT}) yang terjadi pada pompa ditambah dengan *elevation head*.

$$H = (z_2 - z_1) + H_{LT}$$

Skema instalasi pengendali banjir ditunjukkan pada gambar 4.1. dibawah ini.



Gambar 4.1. Instalasi pompa pengendali banjir

Diameter Pipa

Diameter pipa dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Dimana : $V_{PIPA} = 1,5 \text{ m/s}$ (ditentukan)

Maka :

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 2 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times 1.5 \text{ m/s}}} = 1,3 \text{ m} = 51,3 \text{ in}$$

Diambil diameter pipa sebesar 51 in.

Head Loss

H_{LT} adalah *head loss* yang terjadi pada pompa yaitu meliputi *head loss mayor* yang diakibatkan gesekan pada pipa dan

head loss minor yang diakibatkan oleh *fitting* perpipaan yang terjadi pada bagian *suction* maupun *discharge* pada pompa.

4.1.2.1. Head Loss Mayor

Untuk mengetahui besarnya *head loss mayor* yang terjadi maka diperlukan data – data sebagai berikut :

a. Panjang pipa *discharge* (L *discharge*)

$$= 4510 + 750 + 450 + 5600 + 675 \text{ (m)} = 11985 \text{ mm} = 12 \text{ m}$$

b. Bahan pipa

$$\text{Galvanize iron (e} = 0,15 \text{ mm} = 0,15 \times 10^{-3} \text{ m)}$$

c. Kecepatan aliran didalam pipa

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times d^2} = \frac{2 \text{ m}^3 / \text{s}}{\frac{3,14}{4} \times (1,2954 \text{ m})^2} = 1,518 \text{ m/s}$$

$$\text{harga } \frac{e}{d} = \frac{0,15 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,9 \text{ m}} = 1,1594 \times 10^{-4}$$

d. Reynolds number

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot d}{\mu} = \frac{999 \text{ kg/m}^3 \times 1,518 \text{ m/s} \times 1,295 \text{ m}}{1,14 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2} = 1,72 \times 10^6$$

Dari moody diagram dengan nilai $\frac{e}{D} = 0,000115794$ dan $\text{Re} = 1723523$ didapatkan nilai koefSisien gesek (f) sebesar 0,013. Besarnya *head loss* pada bagian *suction* dan *discharge* adalah sebagai berikut.

$$hl = \frac{f L \bar{V}^2}{2 D g} = \frac{0,013 \times 12m \times (1,518m/s)^2}{2 \times 1,2954m \times 9,81m/s} = 0,01415m$$

Total head loss mayor adalah 0,01415 m

4.1.2.2. Head Loss Minor

Head loss minor terjadi akibat fitting perpipaan pada instalasi pompa yang meliputi bagian suction maupun discharge.

$$hl = (K_{Lbow} + K_{Lbow\ street} + K_{entrance}) \times \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$hl = \frac{(0,88 + 0,17 + 0,78)m \times (1,518m/s)^2}{2 \times 9,81m/s^2} = 0,215m$$

Perhitungan Head pompa :

$$H = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + H_{LT}$$

Dimana :

$$P_2 = P_1$$

$$H_{st} = 450 + 750 + 4510 - 2300 + 500 = 3920 \text{ mm} = 3,92 \text{ m}$$

$$V_1 = 0$$

$$V_2 = \frac{2m^3/s}{\frac{1}{4} \times \pi \times 1,295m^2} = 1,518 \text{ m/s}$$

$$H = 0 + \left(\frac{(1,518 \frac{m}{s})^2 - 0^2}{2 \times 9,8 \frac{m}{s^2}} \right) + 3,920 + 0,229 = 4,267m$$

4.1.3. Daya Air dan Daya Pompa

Besarnya daya air (*water horse power*) didapatkan dengan persamaan berikut:

$$WHP = \rho \times g \times Q \times H$$

dimana : $\rho = 999 \text{ Kg/m}^3$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Sehingga :

$$\begin{aligned} WHP &= 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 4,267 \text{m} \\ &= 83627,9557 \text{W} \times \frac{1 \text{HP}}{745,7 \text{W}} = 112,147 \text{HP} \end{aligned}$$

4.1.3.1. Menghitung Efisiensi Overall Pompa (η_{op})

Efisiensi *Overall* Pompa didapatkan dengan persamaan berikut:

$$A = \sqrt[3]{\frac{Q_{SL} \cdot n}{1000}}$$

Dimana : Q_{sl} = kapasitas discharge *impeller* pompa
 (liter/detik)

A = harga konstanta

n = putaran *impeller* pompa (rpm)

$$Q_{sl} = 2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \left| \frac{1000 \text{liter}}{1 \text{m}^3} \right| = 2000 \frac{\text{liter}}{\text{s}}$$

$$A = \sqrt[3]{\frac{Q_{SL} \times n}{1000}}$$

$$A = \sqrt[3]{\frac{2000 \frac{\text{liter}}{\text{s}} \times 720 \text{rpm}}{1000}}$$

$$A = 11,29$$

Tabel 4.1 Tabel efisiensi *overall* pompa (η_{op})⁶

A	5	10	15	20	30	40	80
η_{op}	0,65	0,75	0,785	0,82	0,86	0,88	0,9

Berdasarkan tabel diatas untuk harga A = 8,96 maka didapat harga efisiensi *overall* pompa (η_{op}) sebesar = 0,76 = 76 %. (batas harga η_{op} = 0,63 – 0,84)

$$BHP = \frac{Q \times \gamma \times H}{\eta_{op}} = \frac{WHP}{\eta_{op}} = \frac{112,147 HP}{0,76} = 147,562 HP$$

$$BHP \text{ saat start} = 147,562 \times 1,3 = 191,83 HP$$

4.1.4. Kecepatan Spesifik Pompa (n_s)

Kecepatan spesifik pompa dapat dihitung dengan persamaan berikut:

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

Dimana :

H	= 4,267 m
Q	= 2 m ³ /s
n	= 720 rpm

Maka :

$$n_s = 3,65 \times 720 \times \frac{\sqrt{2 \frac{m^3}{s}}}{4,27^{\frac{3}{4}}} = 1251,916 \text{ rpm}$$

Setelah didapatkan nilai n_s maka didapatkan tipe *impeller* atau jenis pompa yang akan digunakan, yaitu *axial pump*.

4.1.5. Tinggi Hisap Pompa (z_s)

Data – data yang diperlukan dalam perhitungan tinggi hisap pompa adalah sebagai berikut:

- ❖ Tekanan atmosfer (Pa) = 1 atm
- ❖ Tekanan uap jenuh (P_v) = 1710 N/m²
- ❖ Kecepatan spesifik pompa (n_s) = 1251,916
- ❖ Faktor *kavitasi* (σ) = $\left(\frac{n_s}{560} \right)^{\frac{4}{3}}$
 $= \left(\frac{1251,916}{560} \right)^{\frac{4}{3}} = 2,923 \text{ m}$

$$z_s = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \sigma H - h_{ls}$$

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{1 \text{ atm}}{999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times \frac{10^5 \text{ N/m}^2}{1 \text{ atm}} = 10,2 \text{ m}$$

$$\frac{P_v}{\gamma} = \frac{1710 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,174 \text{ m}$$

Maka besarnya tinggi hisap maksimum pompa adalah:

$$z_s = 10,2 - 0,174 - (2,923 \times 4,267) - 0 = -3,0976 \text{ m}$$

4.1.6. Perancangan Impeller

4.1.6.1. Diameter Impeller (d_i)

Diameter impeller dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$d_i = 5,5 \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 5,5 \times \sqrt[3]{\frac{2}{720}} = 0,773 \text{ m}$$

Jadi besarnya *diameter impeller* yang digunakan sebesar 0,773 m.

4.1.6.2. Diameter Hub Impeller (d_h)

Diameter hub impeller dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$Q = 3600 \times \eta_v \times C_a \times \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_h^2) \quad \text{dalam m}^3/\text{jam}$$

Dimana :

- ❖ Efisiensi volumetric (η_v) = 0.9
- ❖ Kapasitas pompa (Q) = 2 m³/s
- ❖ Kecepatan aksial aliran melalui *impeller* (C_a)

$$(C_a) = kc \times \sqrt{2gH}$$

$$kc = 0,0055 \times n_s^{\frac{2}{3}}$$

$$kc = 0,0055 \times (1251,9158)^{\frac{2}{3}} = 0,639$$

$$C_a = 0,483 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times 4,7} = 5,85 \text{ m/s}$$

Maka didapat nilai d_h sebagai berikut :

$$d_h = \sqrt{d_i^2 - \frac{4Q}{3600 \times \eta_v \times C_a \times \pi}}$$

$$d_h = \sqrt{(0,773)^2 - \frac{4 \times 2 \frac{m^3}{s} \times \frac{3600 s}{1 jam}}{3600 \times 0,9 \times 5,85 \times 3,14}} = 0,3368 m$$

4.1.6.3 Jumlah Sudu

Jumlah sudu ditentukan berdasarkan besarnya nilai kecepatan spesifik *kinematik* dari pompa. Nilai kecepatan spesifik *kinematik* pompa diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$n_{s,Q} = n \frac{\sqrt{Q}}{H_1^{\frac{3}{4}}} = 720 \frac{\sqrt{2}}{4,27^{\frac{3}{4}}} = 342,99$$

Maka berdasarkan Tabel 2.3 , dengan nilai kecepatan spesifik kinematik sebesar 342,99 jumlah sudu yang digunakan adalah 3 buah.

4.1.6.4 Perancangan Profil Sudu Impeller

Data – data yang diperlukan dalam perancangan profil sudu *impeller* adalah :

- ❖ Head pompa (H) : 4,27 m
- ❖ Diameter sudu : 0,337m
- ❖ Kecepatan aksial pompa (c_a) : 4,225 m/s
- ❖ Head teoritis pompa (H_{th}) = $\frac{H}{\eta_h}$ dengan mengambil nilai η_h sebesar 0.93 maka besarnya head teoritis pompa adalah :

$$H_{th} = \frac{4,27}{0,93} = 4,58 m$$

Dalam perancangan ini sudu dipotong menjadi 5 bagian yang mana jarak antara tiap potongan adalah sama. Metode

perhitungan yang dilakukan untuk setiap potongan adalah sama. Maka dari itu untuk selanjutnya hanya akan dibahas perhitungan pada salah satu potongan yaitu potongan 5.

1. Diameter Potongan

Karena sudu dibagi menjadi 5 potongan maka jarak antara tiap potongan diameter tiap potongan dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$d_n = d_{hub} + (d_i - d_{hub}) \frac{(n-1)}{(x-1)}$$

Dimana : n : potongan ke n
 x : jumlah potongan

Jadi diameter potongan sudu kelima adalah

$$d_5 = 0,337 + (0,773 - 0,337) \frac{(5-1)}{(5-1)} = 0,773 \text{ m}$$

2. Kecepatan Keliling

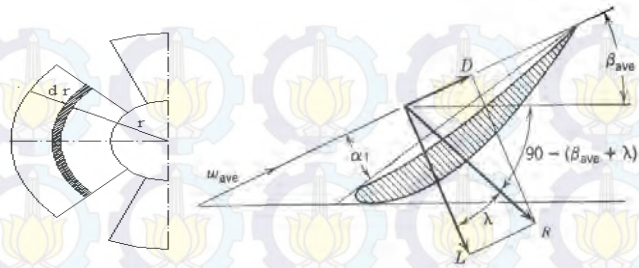
Kecepatan keliling dari setiap potongan sudu dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$u_5 = \frac{\pi \times d_5 \times n}{60} = \frac{\pi \times 0,773 \text{ m} \times 720 \text{ rpm}}{60} = 29,13 \text{ m/s}$$

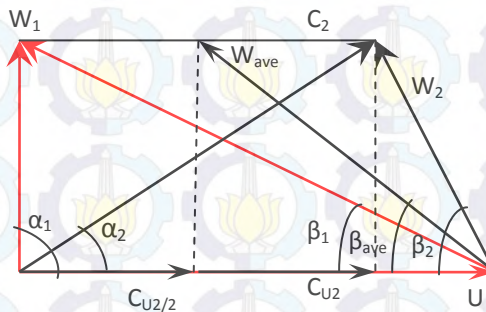
3. Koefisien Lift (C_L)

Nilai dari koefisien lift dapat dicari dari persamaan berikut :

$$C_L \frac{l}{t} = \frac{2g.H_{th}.c_a \cdot \cos \lambda}{w_{ave}^2 \cdot u \cdot \sin(\beta_{ave} + \lambda)}$$



Gambar 4.2. Sudu Impeller



Gambar 4.3. Segitiga Kecepatan Masuk dan Keluar Sudu

Dimana :

$$w_{ave}^2 = c_a^2 + \left(u - \frac{c_{u2}}{2} \right)^2$$

$$\tan \beta_{ave} = \left(\frac{c_a}{u - \frac{c_{u2}}{2}} \right)$$

Karena *guide vanes* diletakkan setelah impeller maka $\alpha_1 = 90^\circ$ dan $c_{u1} = 0$ sedangkan besarnya c_{u2} ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$c_{u2} = \frac{g \times H_{th}}{u} = \frac{9,81 m/s^2 \times 4,587 m}{29,13 m/s} = 1,54 m/s$$

Maka :

$$w_{ave}^2 = 5,845^2 + \left(29,13 - \frac{1,54}{2} \right)^2 = 838,44 \frac{m^2}{s^2}$$

$$\tan \beta_{ave} = \left(\frac{5,845}{29,13 - \frac{1,54}{2}} \right) = 0,206, \beta_{ave} = 11,65^\circ$$

Dengan asumsi nilai $\lambda = 1^\circ$ dan nilai dari $l/t = 0,7$ maka didapatkan nilai C_L sebagai berikut:

$$C_L \frac{l}{t} = \frac{2 \times 9,81 \times 4,58 \times 5,845 \times \cos 1}{838,44 \times 29,13 \times \sin(11,64 + 1)} = 0,098$$

$$C_L = \left(C_L \frac{l}{t} \right) \div \frac{l}{t} = 0,098 \div 0,7 = 0,14$$

4. Tebal Maksimum Sudu (Y_{MAX})

Profil sudu yang digunakan pada potongan kelima adalah *göttingen 490*, tebal sudu semakin tipis dari hub ke tip. Maka tebal sudu pada potongan kelima adalah yang paling kecil. Untuk tebal maksimum sudu (Y_{MAX}) pada potongan kelima adalah sebesar 0,0326 m.

4.1.6.5 Perhitungan Profil Sudu Terkoreksi

Nilai – nilai yang didapatkan dalam perhitungan sebelumnya perlu dikoreksi, maka perlu dilakukan perhitungan profil sudu terkoreksi. Profil yang dipakai pada potongan kelima adalah *gottingen 490*. Untuk mendapatkan nilai – nilai yang terkoreksi dilakukan perhitungan sebagai berikut :

1. Jarak Antar Sudu / Pitch (t)

$$t_i = \frac{\pi d_i}{Z}$$

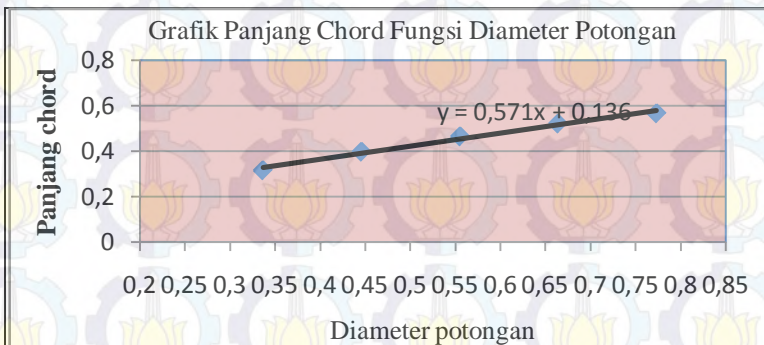
$$t_5 = \frac{\pi \times 0,773 \text{ m}}{3} = 0,809 \text{ m}$$

2. Panjang Chord (l)

Panjang chord tiap potongan dihitung kemudian diregresi untuk mendapatkan nilai yang linier.

$$l_5 = t_5 \times \frac{l}{t} = 0,809 \text{ m} \times 0,7 = 0,566 \text{ m}$$

Grafikerikut hasil perhitungan dan regresi dari 5 potongan sudu:



Gambar 4.4. Grafik Hasil Regresi Linier Panjang Chord

Dari persamaan linier grafik tersebut didapatkan bahwa nilai panjang chord untuk potongan ke -5 (l_5) adalah 0.577 m.

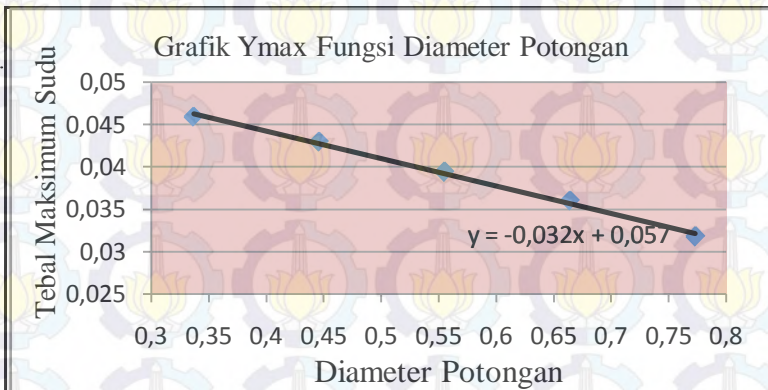
3. Koefisien Lift (C_L)

$$C_L = \left(C_L \frac{l}{t} \right) \div \frac{l}{t} = 0,098 \div \left(\frac{0,577m}{0,809m} \right) = 0,138$$

Jadi besarnya koefisien lift untuk potongan sudu ke -5 adalah 0.138. Nilai ini selanjutnya dapat digunakan untuk menentukan besarnya koefisien drag (C_D) melalui grafik.

4. Tebal Maksimum Sudu (Y_{MAX})

Tebal maksimum yang didapatkan dari perhitungan sebelumnya kemudian diregresi linier sehingga didapatkan tebal maksimum sudu (Y_{MAX}) terkoreksi.



Gambar 4.5. Grafik Hasil Regresi Linier Tebal Maksimum Sudu

5. Sudut Serang (α)

Untuk profil sudu gottingen 490 digunakan persamaan sebagai berikut :

$$C_L = 4,4 \frac{Y_{MAX}}{l} + 0,092.\alpha$$

$$\alpha = \frac{C_L - 4,4 \frac{Y_{MAX}}{l}}{0,092}$$

$$\alpha = \frac{0,138 - 4,4 \frac{0,032}{0,577}}{0,092} = -1,17^\circ$$

6. Koefisien Drag (C_D)

Nilai dari koefisien drag (C_D) diperoleh dari grafik, dengan nilai $C_L = 0,138$ didapatkan nilai C_D sebesar 0,0115

7. Sudut Gliding (λ)

Sudut gliding didapatkan dari perbandingan antara koefisien drag dengan koefisien lift (C_D / C_L).

$$\tan \lambda = \frac{C_D}{C_L} = \frac{0,0115}{0,138} = 0,083$$

$$\lambda = 4,768^\circ$$

Berikut ini adalah tabel 4.2. hasil perhitungan setiap potongan sudu impeller yang telah dilakukan.

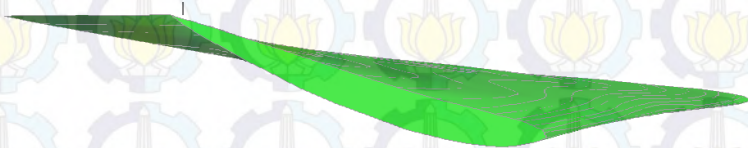
Table 4.2. Perhitungan Profil Sudu Impeller

No	Perhitungan	Satuan	Potongan ke				
			1	2	3	4	5
1	$d_i = d_k + (d_2 - d_k) \frac{(i-1)}{(x-1)}$	m	0,336836	0,4459135	0,55499	0,664069	0,773147
2	$u = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$	m/s	12,69197	16,802021	20,9121	25,02212	29,13216
3	$c_{u2} = \frac{g \times H_{th}}{u}$	m/s	3,546042	2,6786226	2,15217	1,79866	1,5449
4	$\omega^2_{\infty} = c_a^2 + \left(u - \frac{c_{u2}}{2}\right)^2$	$\frac{m^2}{s^2}$	153,3909	273,26276	427,634	616,0762	838,4408
5	$\tan \beta_{\infty} = \frac{c_a}{u - \frac{c_{u2}}{2}}$		0,535334	0,3780247	0,29468	0,242314	0,206112
6	β_{ave}	deg	28,16166	20,70783	16,4192	13,62102	11,64627
7	λ diasumsikan	deg	1	1	1	1	1
8	$C_L \frac{l}{t} = \frac{2 \cdot g \cdot H_{th} \cdot c_a \cdot \cos \lambda}{\omega^2_{\infty} \cdot u \cdot \sin(\beta_{\infty} + \lambda)}$		0,554548	0,3097756	0,19651	0,135193	0,098376
9	$\frac{l}{t}$ diasumsikan		0,9	0,85	0,8	0,75	0,7
10	$C_L = \left(C_L \times \frac{l}{t}\right) : \frac{l}{t}$		0,616165	0,3644419	0,24563	0,180257	0,140537
11	$t = \frac{\pi \cdot d_i}{Z}$	m	0,352555	0,4667228	0,58089	0,695059	0,809227
12	$l = t \times \frac{l}{t}$	m	0,317299	0,3967144	0,46471	0,521294	0,566459

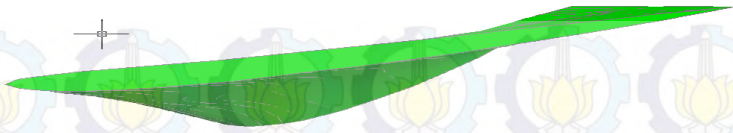
Table 4.3. Perhitungan Profil Sudu Terkoreksi

No	Perhitungan	satuan	Potongan ke				
			1	2	3	4	5
1	Profil sudu		Profil 490	Profil 490	Profil 490	Profil 490	Profil 490
2	t	m	0,352555	0,4667228	0,58089	0,695059	0,809227
3	l (terkoreksi)	m	0,328333	0,3906166	0,4529	0,515183	0,577467
4	$C_L = \left(C_L \times \frac{l}{t} \right) \cdot \frac{l}{t}$		0,595458	0,3701311	0,25204	0,182395	0,137858
5	Ymax/l	table	0,14	0,11	0,087	0,07	0,055
6	$Y \max = l \times \frac{Y \max}{l}$	m	0,045967	0,0429678	0,0394	0,036063	0,031761
7	Ymax koreksi	m	0,046221	0,0427308	0,03924	0,03575	0,032259
8	Ymax/l (setelah koreksi)		0,140775	0,1093931	0,08664	0,069392	0,055863
9	$\alpha_t = \frac{C_L - 4,4 \frac{Y \max}{l}}{0,092}$	deg	-0,26037	-1,208681	-1,40419	-1,33621	-1,17327
10	CD (dari grafik)		0,0102	0,0085	0,009	0,0105	0,0115
11	$\tan \lambda = \left(\frac{C_D}{C_L} \right)$		0,01713	0,0229648	0,03571	0,057567	0,083419
12	λ	deg	0,981362	1,3155571	2,04508	3,294734	4,768516

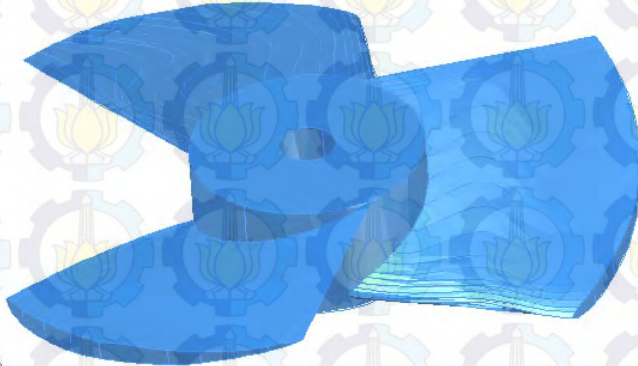
Dari dimensi-dimensi utama yang telah dihitung diatas, maka dilakukan penggambaran sudu impeller dengan menggunakan software autocad.



Gambar 4.6. Penampang hub impeller



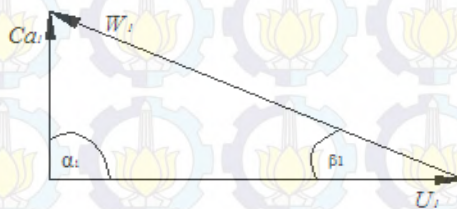
Gambar 4.7. Penampang tip impeller



Gambar 4.8. Sudu Impeller Pompa

4.1.6.6. Sudut Relatif Masuk dan Keluar Sudu

Karena *guide vanes* diletakkan setelah *impeller* maka besarnya α adalah 90 dan nilai dari c_{ul} adalah 0 . Gambar 4.9. menjelaskan arah dari segitiga kecepatan masuk sudu.



Gambar 4.9. Segitiga Kecepatan Masuk Sudu

Besarnya nilai sudut relatif masuk sudu dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$\tan \beta_1 = \frac{c_a}{u_1}$$

Dimana : $c_a = 5,845 \text{ m/s}$

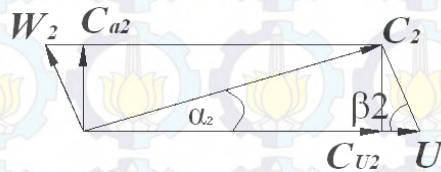
$$u = \frac{\pi \times d_i \times n}{60} = \frac{\pi \times 0,773 \text{ m} \times 720 \text{ rpm}}{60} = 29,134 \text{ m/s}$$

Maka :

$$\tan \beta_1 = \frac{5,85}{29,134} = 0,206$$

$$\beta_1 = 11,646^\circ$$

Arah dari segitiga keluar sudu dijelaskan pada gambar 4.10. Sedangkan untuk mencari nilai dari sudut relatif keluar sudu didapatkan dengan persamaan sebagai berikut:



Gambar 4.10. Segitiga Kecepatan Keluar Sudu

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{a2}}{u_2 - c_{u2}}$$

Dimana : $c_{a2} = c_{a1}$

$$C_{u2} = \frac{g \times H_{th}}{u_2} = \frac{9,81 m/s^2 \times 4,588 m}{29,134 m/s} = 1,545 m/s$$

Maka:

$$\tan \beta_2 = \frac{5,845 m/s}{(29,132 - 1,544) m/s} = 0,2118$$

$$\beta_2 = 11,96^\circ$$

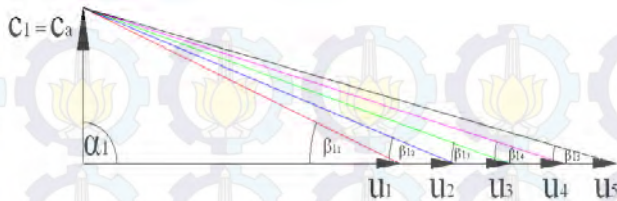
Selanjutnya dilakukan perhitungan sudut relatif masuk dan sudut relatif keluar sudu untuk setiap potongan. Hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.4. berikut ini.

Tabel 4.4. Perhitungan Sudut Relatif Masuk dan Keluar Sudu

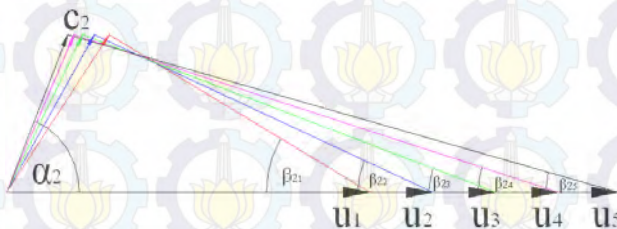
PERHITUNGAN SUDUT RELATIF MASUK DAN KELUAR SUDU

No	Perhitungan	satuan	Potongan ke				
			1	2	3	4	5
1	kecepatan keliling (u)	m/s	12,69197	16,802021	20,9121	25,02212	29,13216
2	$c_{u2} = \frac{g \times H_{th}}{u}$	m/s	3,546042	2,6786226	2,15217	1,79866	1,5449
3	α_1	deg	90°	90°	90°	90°	90°
4	$\tan \beta_1 = \frac{c_a}{u_1}$		0,46055	0,3478918	0,27952	0,233605	0,200647
5	sudut relatif masuk (β_1)	deg	24,72843	19,182369	15,6166	13,14877	11,34558
6	$\tan \beta_2 = \frac{c_{a2}}{u_2 - c_{u2}}$		0,639113	0,4138725	0,31158	0,251697	0,211883
7	sudut relatif keluar (β_2)	deg	32,58319	22,483318	17,3062	14,12775	11,9631
8	$\tan \alpha_2$		1,648397	2,1821984	2,716	3,249801	3,783602
9	α_2	deg	58,75691	65,380217	69,7869	72,89628	75,19534
10	kecepatan absolut keluar (c_2)	m/s	6,836796	6,4298046	6,2289	6,115762	6,045997

Berdasarkan nilai – nilai yang diperoleh dari perhitungan sebelumnya maka dapat digambar segitiga kecepatan masuk dan keluar pada sudu.



Gambar 4.11. Segitiga Kecepatan Masuk Setiap Potongan Sudu



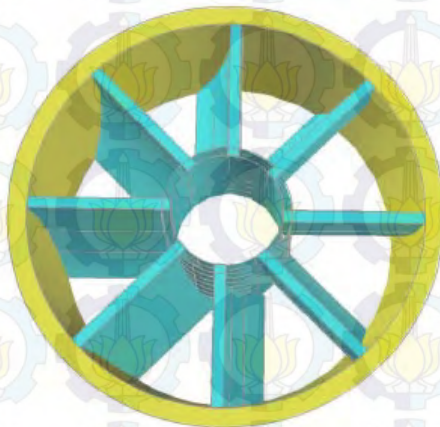
Gambar 4.12. Segitiga Kecepatan Keluar Setiap Potongan Sudu

Hasil dari perhitungan sudut relative masuk dan keluar sudu akan dijadikan dasar perhitungan untuk sudu pengarah (*guide vanes*). Pada perhitungannya sudu pengarah juga dipotong menjadi 5 potongan seperti halnya pada perhitungan sudu *impeller*. Berikut ini tabel 4.5. hasil perhitungan sudu pengarah (*guide vanes*).

Tabel 4.5. Perhitungan Sudu Pengarah

No	Perhitungan	Satuan	Potongan ke				
			1	2	3	4	5
1	d	m	0,336836	0,4459135	0,55499	0,664069	0,773147
2	$\tan \alpha_2 = \frac{c_{a2}}{c_{w2}}$		1,648397	2,1821984	2,716	3,249801	3,783602
3	$\tan \alpha_3 = x \tan \alpha_2$		1,648397	2,1821984	2,716	3,249801	3,783602
4	α_3	degree	58,75691	65,380217	69,7869	72,89628	75,19534
5	$i = \frac{\pi d}{Z}$		0,132208	0,1750211	0,21783	0,260647	0,30346
6	α_4	degree	90	90	90	90	90

Hasil perhitungan dimensi sudu pengarah digambarkan dengan menggunakan software autocad di bawah ini.



Gambar 4.13. Sudu pengarah

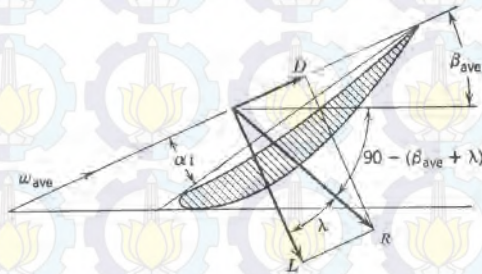
4.1.6.7 Perhitungan Kekuatan Sudu

Dalam perhitungan kekuatan sudu , sudu dipotong menjadi 5 potongan seperti halnya dalam perancangan sudu impeller pompa. Pada masing – masing potongan akan dilakukan proses perhitungan yang sama. Oleh karena itulah hanya akan dijelaskan proses perhitungan pada salah satu potongan saja, yaitu potongan sudu ke – 5.

Data sudu potongan ke – 5 :

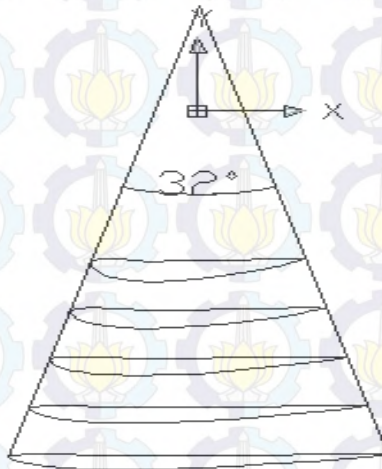
- ❖ Jenis profil Gottingen 490
- ❖ $\beta_{ave} = 11,65^\circ$
- ❖ $w_{ave}^2 = 838,44 \text{ m}^2/\text{s}^2$
- ❖ $C_L = 0,138$
- ❖ $C_D = 0,0115$
- ❖ $\alpha = -1,17^\circ$

Bentuk , arah dan gaya yang bekerja pada profil Sudu potongan 5 dijelaskan pada gambar 4.14.



Gambar 4.14. Profil Sudu Potongan 5 dan Gaya Yang Bekerja

Besarnya sudut θ didapatkan dari hasil penggambaran dimensi profil sudu potongan 1 sampai 5. Nilai dari sudut θ diambil dari gambar 4.15.



Gambar 4.15. Sudut profil impeller

1. Menghitung Gaya yang Bekerja Pada Sudu

Pada penampang sudu terdapat dua gaya yang berpengaruh, yaitu gaya drag dan gaya lift. Untuk menghitung gaya tersebut terlebih dahulu dihitung luas penampang sudu dengan menggunakan persamaan berikut :

$$A_4 = \frac{\theta}{360} \times \pi \times (R5^2 - R4^2)$$

$$A_4 = \frac{32}{360} \times \pi \times (0,386^2 - 0,332^2) = 0,0109 \text{ m}^2$$

Setelah didapat nilai dari luas penampang sudu maka dicari nilai dari gaya lift dan gaya drag melalui persamaan berikut:

❖ Gaya Lift (F_L)

$$F_L = \frac{1}{2} \times \rho_{air} \times w_{ave}^2 \times A \times C_L$$

$$F_L = \frac{1}{2} \times 999 \frac{kg}{m^3} \times 838,44 \frac{m^2}{s^2} \times 0,0109 m^2 \times 0,138$$

$$= 631,56 N$$

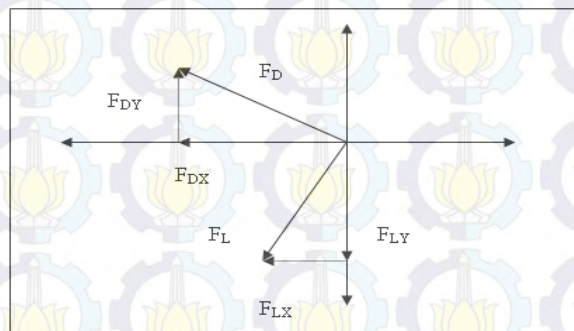
❖ Gaya Drag (F_D)

$$F_D = \frac{1}{2} \times \rho_{air} \times w_{ave}^2 \times A \times C_D$$

$$F_D = \frac{1}{2} \times 999 \frac{kg}{m^3} \times 838,44 \frac{m^2}{s^2} \times 0,0109 m^2 \times 0,0115$$

$$= 52,68 N$$

Kemudian gaya – gaya tersebut diplotkan pada sumbu x – y sebagai berikut.



Gambar 4.16 Gaya – Gaya pada Arah Sumbu X dan Y

Kemudian dari hasil perhitungan sebelumnya didapatkan gaya – gaya pada arah sumbu x dan y.

❖ Arah sumbu x

$$F_{Lx} = F_L \times \sin \beta_{ave}$$

$$F_{Lx} = 631,19 N \times \sin 11,65 = 127,49 N$$

$$F_{Dx} = F_D \times \cos \beta_{ave}$$

$$F_{Dx} = 52,68 N \times \cos 11,65 = 51,599 N$$

Sehingga besarnya gaya yang bekerja pada arah sumbu x adalah:

$$F_x = F_{Lx} + F_{Dx}$$

$$F_x = 127,49 N + 51,599 N = 179,09 N$$

❖ Arah sumbu y

$$F_{Ly} = F_L \times \cos \beta_{ave}$$

$$F_{Ly} = 631,56 N \times \cos 11,65 = 618,56 N$$

$$F_{Dy} = F_D \times \sin \beta_{ave}$$

$$F_{Dy} = 52,68 N \times \sin 10,63 = 10,63 N$$

Sehingga besarnya gaya yang bekerja pada arah sumbu y adalah :

$$F_y = F_{Ly} - F_{Dy}$$

$$F_y = 618,559 N - 10,63 N = 607,92 N$$

Setelah didapatkan besarnya gaya – gaya yang bekerja pada sudu, maka dapat dicari besarnya momen bending yang terjadi pada sudu dengan persamaan berikut :

$$M_{Bx} = F_x \times R_5$$

$$M_{Bx} = 179,09 N \times 0,386 m = 69,23 Nm$$

$$M_{By} = F_y \times R_5$$

$$M_{By} = 607,92 N \times 0,386 m = 235,007 Nm$$

Dengan cara yang sama dilakukan perhitungan terhadap setiap potongan sudu, maka akan diperoleh hasilnya pada tabel 4.6 berikut.

Tabel 4.6. Perhitungan Gaya – Gaya Yang Bekerja Pada Sudu

PERHITUNGAN GAYA-GAYA YANG BEKERJA PADA SUDU							
No	Perhitungan	Satuan	Potongan ke				
			1	2	3	4	5
1	R	m ²	0,16842	0,22296	0,2775	0,33203	0,38657
2	Luas penampang sudu (A)	m ²	0,00792	0,00596	0,00762	0,00928	0,01094
3	ω^2_{ave}		153,391	273,263	427,634	616,076	838,441
4	β_{ave}		28,1617	20,7078	16,4192	13,621	11,6463
5	CL		0,59546	0,37013	0,25204	0,18239	0,13786
6	CD		0,0102	0,0085	0,009	0,0105	0,0115
7	$F_L = \frac{1}{2} \times \rho_{aw} \times \omega_{ave}^2 \times A \times C_L$	N	361,194	300,987	410,132	520,788	631,562
8	$F_D = \frac{1}{2} \times \rho_{aw} \times \omega_{ave}^2 \times A \times C_D$	N	6,18712	6,91211	14,6452	29,9804	52,6842
9	$F_{Lx} = F_L \times \sin \beta_{ave}$	N	170,469	106,43	115,929	122,645	127,493
10	$F_{Ly} = F_L \times \cos \beta_{ave}$	N	318,435	281,542	393,406	506,14	618,559
11	$F_{Dx} = F_D \times \cos \beta_{ave}$	N	5,45469	6,46556	14,048	29,1372	51,5996
12	$F_{Dy} = F_D \times \sin \beta_{ave}$	N	2,92008	2,44414	4,13967	7,06035	10,6353
13	$F_x = F_{Lx} + F_{Dx}$	N	175,924	112,895	129,977	151,782	179,092
14	$F_y = F_{Ly} - F_{Dy}$	N	315,515	279,098	389,267	499,08	607,924
15	$M_{Bx} = F_x \times R$	N.m	29,6287	25,1708	36,0681	50,3969	69,2323
16	$M_{By} = F_y \times R$	N.m	53,1384	62,2267	108,02	165,712	235,007

2. Menghitung Berat Sudu

Menghitung berat sudu maka terlebih dahulu harus didapatkan besarnya volume sudu. Dan volume sudu dapat diketahui berdasarkan gambar sudu yang telah digambar dengan AUTOCAD ,yaitu sebesar $5346332,22 \text{ mm}^3$.

Maka massa sudu dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$m_{\text{sudu}} = V_{\text{sudu}} \times \rho_{\text{sudu}}$$

Bahan sudu yang dipilih adalah *304 stainless* dengan massa jenis, $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$.

Maka:

$$m_{\text{sudu}} = 5,346332 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times 7900 \text{ kg/m}^3 = 42,24 \text{ kg}$$

Besarnya volume sudu dari hasil penggambaran autocad diketahui dengan menggunakan autocad text window pada gambar 4.17.



Gambar 4.17 AutoCad Text Window Untuk Volume Sudu

Berat sudu :

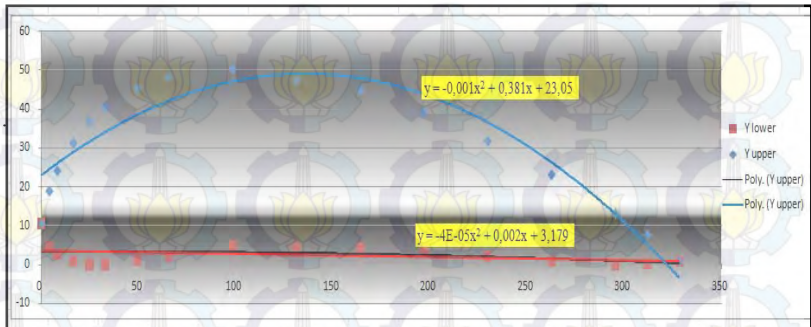
$$W_{sudu} = m_{sudu} \times g = 42,23 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 414,33 \text{ N}$$

Jumlah sudu pada impeller adalah 3 buah , jadi berat total sudu impeller adalah.

$$W_{total} = 3 \times W_{sudu} = 3 \times 414,33 \text{ N} = 1242,99 \text{ N}$$

3. Menghitung Luasan dan Momen Inersia Penampang Sudu

Untuk menghitung luasan dan momen inersia dari penampang sudu digunakan pendekatan dengan persamaan yang didapat dari plot grafik profil *airfoil gottingen 490*. Gambar 4.18. adalah hasil dari plot grafik profil penampang sudu *airfoil gottingen 490*.



Gambar 4.18. Plot Grafik Profil Penampang Sudu

Persamaan :

$$Y_{upper} = -0,001x^2 + 0,381x + 23,05$$

$$Y_{lower} = -4.10^{-5}x^2 + 0,002x + 3,179$$

Dari persamaan tersebut dapat dicari luasan profil dan momen inersia dengan perumusan sebagai berikut :

Luas profil :

$$A_{profil} = \iint dydz$$

$$A_{profil} = \int_0^{328,33} \int_{-4 \cdot 10^{-5} x^2 + 0,002x + 3,179}^{-0,001x^2 + 0,381x + 23,05} dydx = 1,56 \times 10^{-2} m^2$$

Momen inersia :

$$I_p = I_x + I_y$$

Dimana :

$$I_x = \int_0^{328,33} \int_{-4 \cdot 10^{-5} x^2 + 0,002x + 3,179}^{-0,001x^2 + 0,381x + 23,05} y^2 dydx = 1,03 \times 10^{-7} m^4$$

$$I_y = \int_0^{328,33} \int_{-4 \cdot 10^{-5} x^2 + 0,002x + 3,179}^{-0,001x^2 + 0,381x + 23,05} x^2 dydx = 6,01 \times 10^{-4} m^4$$

Jadi

$$I_p = (1,03 \times 10^{-7} + 6,01 \times 10^{-4}) m^4 = 6,015 \times 10^{-4} m^4 \quad \text{besarnya}$$

a) Analisa Tegangan Pada Sudu

1) Tegangan Tarik oleh Gaya Sentrifugal.

Besarnya gaya sentrifugal dihitung dengan persamaan berikut :

$$F_s = m_{sudu} \times \omega^2 \times \frac{D_m}{2}$$

Dimana : D_m = Diameter efektif rata rata sudu (m)

m = Massa sudu

ω = Kecepatan sudut (rad/s)

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$D_m = \sqrt{d_i^2 \frac{[1 + (d_h/d_i)^2]}{2}}$$

$$D_m = \sqrt{0,773^2 \frac{[1 + (0,337/0,773)^2]}{2}} = 0,596 \text{ m}$$

Jadi

$$F_s = 42,23 \text{ kg} \times \left(\frac{2 \times 3,14 \times 720 \text{ rpm}}{60} \right)^2 \times \frac{0,596 \text{ m}}{2} = 71518,76 \text{ N}$$

Maka besarnya tegangan tarik yang timbul adalah sebesar :

$$\sigma_{tx} = \frac{F_s}{A_{profil}}$$

$$\sigma_{tx} = \frac{71518,76 \text{ N}}{1,56 \times 10^{-2} \text{ m}^2} = 4,58 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

2) Tegangan Tarik Oleh Momen Bending

Tegangan tarik oleh momen bending diakibatkan oleh beberapa faktor ,yaitu :

Momen Bending oleh Berat Sudu

$$\sigma_{tx} = \frac{M_b \times C}{I_x}$$

Dimana : C = Titik pusat Gravitasi

$$M_b = W_{sudu} \times R_m$$

$$= 414,335 \text{ N} \times 0,298 \text{ m} = 123,54 \text{ Nm}$$

Jadi :

$$\sigma_{tx} = \frac{123,53 \text{ Nm} \times 0.006}{1,03 \times 10^{-7}} = 7,16 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Momen Bending Oleh Resultan Gaya ke Arah Sumbu Y

Momen bending ini terjadi akibat adanya gaya yang bekerja ke arah sumbu y. Dari Tabel 4.4 didapatkan nilai dari resultan momen bending ke arah sumbu y sebesar $\Sigma M_{By} = 624,104 \text{ Nm}$. Maka besarnya tegangan tarik yang terjadi akibat momen bending ini adalah sebesar.

$$\sigma_{Fy} = \frac{\sum M_{By} \times C}{I_x}$$

$$\sigma_{Fy} = \frac{624,104 \text{ Nm} \times 0.009 \text{ m}}{1,03 \cdot 10^{-7} \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 3,62 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Momen Bending Oleh Resultan Gaya ke Arah Sumbu X

Momen bending ini terjadi akibat adanya gaya yang bekerja ke arah sumbu y. Dari tabel 4.4 didapatkan nilai dari resultan momen bending ke arah sumbu y sebesar $\Sigma M_{Bx} = 210,49 \text{ Nm}$. Maka besarnya tegangan tarik yang terjadi akibat momen bending ini adalah sebesar.

$$\sigma_{Fx} = \frac{\sum M_{Bx} \times C}{I_y}$$

$$\sigma_{Fx} = \frac{210,49 \text{ Nm} \times 0,006 \text{ m}}{1,03 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 2,099 \times 10^3 \text{ N/m}^2$$

3) Tegangan Geser Oleh Resultan Gaya ke Sumbu Y

Tegangan geser ke arah sumbu y yang terjadi pada sudu diakibatkan oleh gaya ke arah sumbu y dan gaya oleh berat sudu. Besarnya tegangan geser yang terjadi adalah sebesar:

$$\tau_{sy} = \frac{\sum F_y + W_{sudu}}{A_{profil}}$$

Dimana : $\sum F_y = 2090,88 \text{ N}$
 $W_{sudu} = 414,34 \text{ N}$

Jadi :

$$\tau_{sy} = \frac{2090,88 \text{ N} + 414,34 \text{ N}}{1,56 \times 10^{-2} \text{ m}^2} = 1,98 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

4) Tegangan Geser Oleh Resultan Gaya ke Arah Sumbu X

Tegangan geser ke arah sumbu x pada sudu hanya diakibatkan oleh gaya ke arah sumbu x. Maka besarnya tegangan geser yang terjadi adalah:

$$\tau_{sx} = \frac{\sum F_x}{A_{profil}}$$

Dimana : $\sum F_x = 749,67 \text{ N}$

Jadi :

$$\tau_{sx} = \frac{749,67 \text{ N}}{1,56 \times 10^{-2} \text{ m}^2} = 1,34 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

5) Tegangan Total Yang Bekerja Pada Sudu

Tegangan tarik total = $\sigma_{sentrifugal} + \sigma_{berat \text{ sudu}} + \sigma_{Fy} + \sigma_{Fx}$

$$= (4,58 \times 10^6) + (7,16 \times 10^6) + (3,62 \times 10^7) + (2,099 \times 10^3)$$

$$= 4,79 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Tegangan geser maksimum = $2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$

Dengan menggunakan teori kegagalan MSST didapat besarnya tegangan total maksimum yang bekerja pada sudu adalah :

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_s^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + \tau_s^2}$$

$$\sigma = \frac{4,79 \times 10^7 \text{ N/m}^2}{2} + \sqrt{\left(\frac{4,79 \times 10^7 \text{ N/m}^2}{2}\right)^2 + (2 \times 10^7 \text{ N/m}^2)^2}$$

$$\sigma = 5,52 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Bahan dari sudu adalah 304 *Stainless steel*.

Dari tabel bahan didapatkan : $S_y = 241 \text{ Mpa} = 2,41 \times 10^8 \text{ N/m}^2$

$$\text{Tegangan ijin } (\sigma_{ijin}) = \frac{S_y}{2} = \frac{241 \times 10^8 \text{ N/m}^2}{2}$$

$$= 1,205 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Karena tegangan total yang bekerja lebih kecil dari tegangan ijin dari bahan maka kondisi ini dinyatakan aman.

4.2. Perancangan Bagian Pompa Yang Lain

4.2.1. Perancangan Poros Pompa

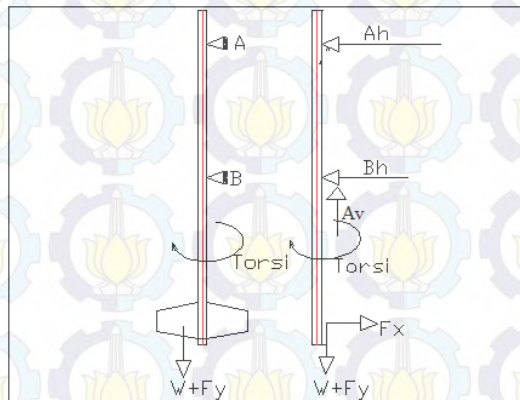
Data yang diperlukan dalam perancangan poros pompa adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 1) \text{ Berat Impeller} &= \text{berat sudu} + \text{berat hub impeller} \\
 &= 1243,006 \text{ N} + 500 \text{ N} \\
 &= 1743,006 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 2) \text{ Resultan gaya ke arah sumbu } y \text{ (} \Sigma F_y \text{)} \\
 (\Sigma F_y) &= 3 \times (\Sigma F_{y \text{ sudu}}) \\
 &= 3 \times 2090,88 \text{ N} \\
 &= 6272,65 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$3) \text{ Torsi (} T \text{)} = \frac{63000 \times BHP}{n}$$

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{63000 \times 147,56 \text{ Hp}}{720 \text{ rpm}} \\
 &= 12911,65 \text{ lbf in} \times \frac{4.45 \text{ N}}{\text{lbf}} \times \frac{0.0254 \text{ m}}{\text{in}} = 14921,995 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.19. Poros Pompa

Untuk menentukan diameter poros yang aman dapat dicari menggunakan persamaan berikut;

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_s^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\frac{1}{2}\left(\frac{32 \times M}{\pi \times D^3} + \frac{4 \times F}{\pi \times D^2}\right) + \sqrt{\left[\frac{1}{2}\left(\frac{32 \times M}{\pi \times D^3} - \frac{4 \times F}{\pi \times D^2}\right)\right]^2 + \left(\frac{16 \times T}{\pi \times D^3}\right)^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\left(\frac{16 \times M}{\pi \times d_{sh}^3} + \frac{2 \times (W_{impeller} + \Sigma F_y)}{\pi \times d_{sh}^2}\right) + \sqrt{\left[\left(\frac{16 \times M}{\pi \times d_{sh}^3} - \frac{2 \times (W_{impeller} + \Sigma F_y)}{\pi \times d_{sh}^2}\right)\right]^2 + \left(\frac{16 \times T}{\pi \times d_{sh}^3}\right)^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\left(\frac{2 \times (1743,006 + 6272,65)}{\pi \times d_{sh}^2}\right) + \sqrt{\left[\left(\frac{2 \times (1743,006 + 6272,65)}{\pi \times d_{sh}^2}\right)\right]^2 + \left(\frac{16 \times (14921,995)}{\pi \times d_{sh}^3}\right)^2} \leq \frac{2,75 \times 10^8}{2}$$

Karena poros berada pada posisi vertikal maka besarnya momen bending poros adalah nol. Material yang dipilih untuk poros adalah *stainless steel* AISI 410 dengan nilai *yield strength* bahan (S_{YP}) sebesar 275 MPa. Sehingga besarnya diameter poros yang aman adalah :

$$d_{sh} \geq 0,082m$$

Jadi didapatkan diameter poros minimal sebesar 0,082m. sehingga diameter poros yang digunakan adalah 85 mm.

4.2.2. Perancangan Bantalan

Data yang diperlukan dalam perancangan bantalan adalah sebagai berikut :

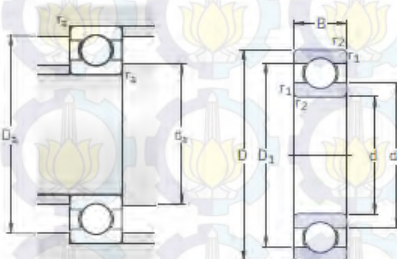
- 1) Gaya aksial ($W_{impeller} + \Sigma F_y$) = 8015,65 N
- 2) Putaran = 720 rpm

$$3) \text{ Gaya radial } (\sum F_x) = 2249,012 \text{ N}$$

Bantalan akan digunakan pada tumpuan A dan B. Pada perancangan bantalan ini akan digunakan 2 jenis bantalan yaitu *single row angular contact ball bearing* dan *deep groove ball bearing*.

1. Perancangan *Deep Groove Ball Bearing*

Dari table SKF didapat dimensi *bearing* untuk diameter poros 85 mm dengan ukuran dimensi yang dijelaskan pada gambar 4.20.



Gambar 4.20. Deep Groove Ball Bearing

Keterangan :

- ❖ $d = 95 \text{ mm}$
- ❖ $d_a = 107 \text{ mm}$
- ❖ $D = 170 \text{ mm}$
- ❖ $B = 32 \text{ mm}$
- ❖ $C = 114000 \text{ N}$
- ❖ $C_o = 81500 \text{ N}$
- ❖ $m = 2,6 \text{ kg}$

Pada *deep groove ball bearing* hanya bekerja gaya radial, sedangkan gaya aksial yang terjadi adalah nol.

Maka besarnya $\frac{F_a}{F_r} \geq e$, sehingga besarnya *equivalent load* dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$P = F_r = 2249,012 \text{ N}$$

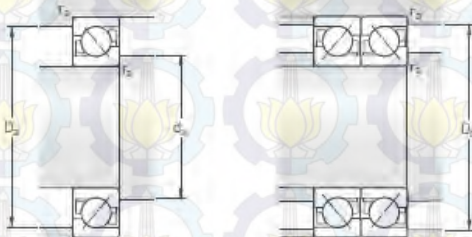
Kemudian dihitung umur *bearing* dengan persamaan berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60n}, \text{ dimana } b=3 \text{ untuk } \textit{ball bearing}.$$

$$L_{10} = \left(\frac{114000 \text{ N}}{2249,02 \text{ N}} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 720} = 3,01 \times 10^6 \text{ jam}$$

2. Perancangan *single row angular contact ball bearing*

Single row angular contact ball bearing yang digunakan adalah jenis *face-to-face*. Dari tabel SKF diperoleh dimensi bearing untuk diameter poros sebesar 90 mm dengan ukuran dimensi yang dijelaskan pada gambar 4.21.



Gambar 4.21. *Single row angular contact ball bearing*

Keterangan :

- a. $d = 120 \text{ mm}$
- b. $D = 260 \text{ mm}$
- c. $B = 55 \text{ mm}$

- d. $C = 238 \text{ kN}$
 e. $C_o = 250 \text{ kN}$
 ❖ $m = 13,8 \text{ kg}$

Untuk *single row angular contact ball bearing in face-to-face*, besarnya *equivalent load* dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$P = F_r + 0,05 F_a \quad \text{untuk} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 1,14$$

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a \quad \text{untuk} \quad \frac{F_a}{F_r} > 1,14$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8015,65 \text{ N}}{2249,01 \text{ N}} = 3,56, \text{ karena nilai } \frac{F_a}{F_r} \geq e, \text{ maka besarnya}$$

equivalent load adalah

$$P = (0,57 \times 2249,01) + (0,93 \times 8015,65) \text{ N} = 8736,49 \text{ N}$$

Basic dynamic load rating untuk *single row angular contact ball bearing in face-to-face* adalah :

$$C = 1,62 \times C_{\text{single bearing}}$$

$$C = 1,62 \times 238 = 385,56 \text{ kN}$$

Kemudian dihitung umur *bearing* dengan persamaan berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60n}, \text{ dimana } b = 3 \text{ untuk } \textit{ball bearing}.$$

$$L_{10} = \left(\frac{385560 \text{ N}}{8736,49 \text{ N}} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 720} = 1,99 \times 10^6 \text{ jam}$$

4.2.3. Perancangan Pasak

Jenis pasak yang akan digunakan dalam perancangan ini adalah *square key*. Data yang diperlukan dalam perancangannya adalah:

- ❖ Diameter poros (d_{sh}) = 85 mm
- ❖ Torsi (T) = 14921,995 Nm
- ❖ Bahan pasak = 410 Stainless
 $S_y = 241 \text{ MPa} = 2,41 \times 10^8 \text{ N}$

Dengan diameter poros sebesar 85 mm maka dapat ditentukan dimensi pasak berdasarkan tabel pemilihan pasak (lampiran).

$$W = 0,875 \text{ in} = 22,23 \text{ mm}$$

$$H = 0,875 \text{ in} = 22,23 \text{ mm}$$

Kemudian dicari besarnya panjang pasak minimum yang aman digunakan dalam perancangan pompa dengan analisa tegangan kompresi dan tegangan geser.

❖ Analisa Tegangan Kompresi

Melalui analisa tegangan kompresi dapat diketahui panjang pasak minimum dengan persamaan berikut:

$$L \geq \frac{4T \cdot N}{d_{sh} \cdot W \cdot S_{yp}}$$

$$L \geq \frac{4 \times 14921,99 \text{ Nm} \times 2}{0,085 \text{ m} \times 0,022 \text{ m} \times 2,41 \cdot 10^8 \text{ N}}$$

$$L \geq 0,2622 \text{ m}$$

$$L \geq 262,2 \text{ mm}$$

Jadi panjang minimum pasak agar aman terhadap tegangan kompresi adalah 262,2 mm.

❖ Analisa Tegangan Geser

Panjang pasak minimum agar aman terhadap tegangan geser dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$L \geq \frac{2T.N}{0.58.d_{sh}.W.S_{yp}}$$

$$L \geq \frac{2 \times 14921,99 Nm \times 2}{0.58 \times 0.085m \times 0.022m \times 2,41.10^8 N}$$

$$L \geq 0,226m$$

$$L \geq 226 mm$$

Jadi panjang pasak minimum agar aman terhadap tegangan geser adalah 262,2 mm.

Dari analisa yang telah dilakukan baik analisa dengan tegangan geser maupun tegangan kompresi maka panjang pasak yang digunakan adalah sebesar 262,2 mm.

4.2. Analisa Hasil Perancangan

Perancangan *Pompa axial submersible* pada tugas akhir ini mengacu pada *pompa grundfos axial submersible* yang memiliki kapasitas yang sama yaitu sebesar $2 \text{ m}^3/\text{s}$. Namun dari hasil perancangan yang dilakukan dihasilkan beberapa perbedaan *dimensi*. Perbedaan ini antara lain disebabkan oleh :

1. Head pada pompa grundfos sebesar 6 m sedangkan head pada Perancangan ditentukan berdasarkan *Head efektif instalasi* yaitu sebesar 4,26 m.
2. Terjadinya perbedaan *diameter impeller* antara hasil perancangan dengan *dimensi grundfos* diakibatkan oleh Perbedaan sudut β_{ave} dan jenis *air foil* yang digunakan. Pada perancangan yang dilakukan sudut β_{ave} mempunyai nilai yang semakin mengecil dari *hub* ke *tip impeller* sehingga nilai CL dan CD juga akan semakin kecil dari *hub* ke *tip impeller*. Sedangkan pada *grundfos* nilai sudut β_{ave} Sama untuk seluruh diameter sudu Sehingga dengan panjang diameter dan β_{ave} maksimum yang sama pompa *grundfos* akan menghasilkan CL yang lebih besar.
3. Perbedaan yang terjadi pada dimensi poros, pasak, dan bearing diakibatkan oleh perbedaan luas penampang sudu , sudut serang, bentuk *profil air foil*, berat sudu. Sehingga gaya *lift* dan *drag* yang bekerja pada sudu akan mengalami perbedaan.
Gaya-gaya yang arahnya aksial menyebabkan Tegangan tarik Sedangkan gaya radial menimbulkan Torsi. Gaya –gaya tersebut diatas menjadi dasar perhitungan diameter poros , bantalan maupun pasak.