

# PERANCANGAN *IMPELLER* DAN *VOLUTE* POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA AIR GAMBUT

Simon Petrus F<sup>1</sup>, Iwan Kurniawan<sup>2</sup>

Laboratorium Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau  
Email : <sup>1</sup>Simonpetrus2002@gmail.com, <sup>2</sup>iwan\_ktm79@yahoo.com

abstrak

*Pump is a machine that can be used to transporting of fluids from a low pressure to the high pressure. One of the kinds of pump is the centrifugal pump. The centrifugal pump is widely used to any purposes in any company. PDAM Tirta Siak is a company that produces clean water for people. PDAM in their distribution operation uses centrifugal pump. That centrifugal pump has some important component that is named as impeller. The impeller is a component of centrifugal pump that has most influence performance of centrifugal pumpsuch as the head. Design of impeller and volute of centrifugal pump is for handling a different fluid. Peat water has a different viscosity value to clean water. The viscosity cause a slip factor phenomenon. The slip factor decreases absolute velocity in tangential component, therefore this phenomena caused fluid out the pump with larger angle. Based on it, in this research we want to design the impeller that can handling peat water with viscosity as the center point.*

**Keywords :** *Impeller, ( $\beta$ ), Slip factor, Viscosity, Head, Volute.*

## 1. Pendahuluan

Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada fluida yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus. Pompa beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian masuk (*suction*) dengan bagian keluar (*discharge*). Dengan kata lain, pompa berfungsi mengubah tenaga mekanis dari suatu sumber penggerak menjadi energi kinetis (kecepatan), dimana tenaga ini berguna untuk mengalirkan cairan dan mengatasi hambatan yang ada disepanjang pengaliran [1].

Salah satu jenis pompa adalah pompa sentrifugal yang prinsip kerjanya mengubah energi kinetis (kecepatan) fluida menjadi energi potensial (dinamis) melalui suatu *impeller* yang berputar didalam *volute*. *Impeller* tersebut merupakan komponen dari pompa sentrifugal yang berfungsi untuk merubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kinetis pada fluida yang dipompakan secara terus menerus, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan fluida yang masuk sebelumnya, sehingga *impeller* tersebut merupakan komponen yang paling penting pada pompa dalam hal pemompaan fluida dari bagian isap menuju bagian tekan.

PDAM Tirta Siak dalam pengerjaan pemompaan air, menggunakan pompa sentrifugal EBARA tipe 100 x 80 FSJA dengan bentuk konstruksi dari *impeller* yaitu *closed impeller*. Dalam hal ini, akan dilakukan perancangan

*impeller* pompa sentrifugal tersebut dengan fluida kerja air gambut, yang mana air gambut memiliki sifat fisik dan kimia yang berbeda dengan air.

Untuk merancang *impeller* pompa sentrifugal dengan fluida yang berbeda telah banyak dilakukan penelitian seperti oli, darah, urin dan fluida-fluida lain tetapi yang menarik ialah belum ada yang merancang untuk fluida kerja air gambut. Parameter yang berpengaruh pada fluida dalam hal merancang *impeller* sangat banyak, seperti temperatur, viskositas, kandungan kimia didalamnya dan lain lain [2]. Dalam hal ini perhatian dititik pusatkan pada pengaruh viskositas dari fluida kerja pompa tersebut.

Pompa sentrifugal yang dirancang untuk air, jika digunakan untuk fluida kerja yang berbeda, *head* pompa sentrifugal akan mengalami penurunan atau peningkatan. Karena, viskositas yang lebih tinggi dapat menurunkan *head* pompa, hal ini dikarenakan semakin besar nilai viskositas suatu fluida maka gaya gesek yang dibutuhkan oleh fluida tersebut untuk mengalir dalam suatu laluan semakin besar sehingga menyebabkan kecepatan alirannya menjadi berkurang akibat hambatan gesekan tersebut dan begitu juga sebaliknya jika viskositas fluida tersebut lebih rendah [3].

Untuk mengatasi fluida dengan melihat dari sisi viskositas adalah dengan memperhitungkan *slip factor* [4]. *Slip factor* merupakan parameter penting dalam perancangan *impeller* pompa sentrifugal. Viskositas menyebabkan timbulnya *slip factor*, *slip factor* mengakibatkan turunnya kecepatan absolut dalam komponen tangensial, hal ini menyebabkan

fluida meninggalkan *impeller* dengan sudut yang lebih kecil daripada sudut keluaran *impeller* [5]. jika fluida meninggalkan *impeller* dengan sudut yang lebih kecil maka *head* pompa akan menurun. Berdasarkan hal ini, maka dalam perancangan *impeller* dimana terdapat pengaruh *slip factor*, dibutuhkan sudut keluaran *impeller* yang lebih besar. *Slip factor* dapat dicari dengan menggunakan dua pendekatan, yang pertama adalah dari segitiga kecepatan pada *impeller outlet* dan yang kedua adalah dengan *impeller theoretical head of 3D turbulent viscous fluid*. Faktor tersebut secara signifikan juga tergantung pada seberapa besar *flow rate* fluida kerjanya. Dalam hal ini akan menggunakan cara dengan menggunakan segitiga kecepatan [6].

Berdasarkan tinjauan diatas, maka akan dilakukan perancangan ulang *impeller* pompa EBARA tipe 100 x 80 FSJA dengan adanya pengaruh dari viskositas fluida yang akan dipompakan, dalam hal ini adalah air gambut yang memiliki viskositas yang berbeda dengan air. Viskositas air gambut itu sendiri didapatkan melalui proses pengujian di Lab Kimia. Jika merancang *impeller* pompa, maka harus merancang *volute* nya juga sehingga dalam perancangan ini *volute* atau rumah pompa sentrifugal juga harus dirancang [7]. Setelah merancang *impeller* pompa sentrifugal tersebut, hasilnya akan mendapatkan dimensi-dimensi *impeller* dan menganalisa seberapa besar *head* yang dihasilkan akibat perubahan viskositas itu.

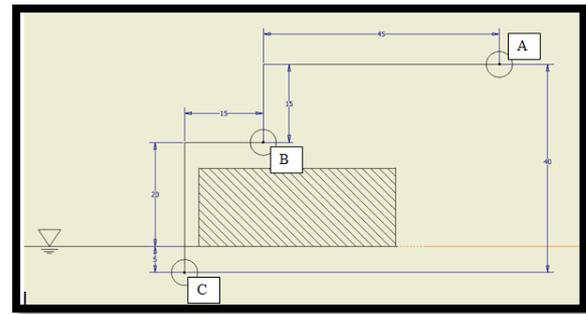
## 2. Metode

Tahapan perancangan pompa sentrifugal dengan fluida kerja air gambut ini adalah dalam hal merancang *impeller* dan *volute* nya. Perancangan pompa sentrifugal ini memiliki pompa acuan yaitu pompa sentrifugal EBARA 100x80 FSJA yang terdapat pada PDAM Tirta Siak. Pertama-tama yang dilakukan pada perancangan ini ialah menentukan spesifikasi pompa sentrifugal tersebut, adapun spesifikasi yang ditentukan adalah kapasitas pompa (Q), *Head* (H), putaran (n), Daya motor penggerak (P) dan efisiensi.

### 2.1. Penetapan Spesifikasi Pompa Air Bersih dan Air Gambut

#### 2.1.1. Head

*Head* adalah suatu kerugian-kerugian yang terjadi pada bagian-bagian pompa karena adanya fluida yang mengalir. Untuk perencanaan suatu pompa maka perlu diperhitungkan kerugian-kerugian (*head*) pada setiap bagian-bagian pompa. Adapun sistem pemompaan yang direncanakan penulis dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1 Sistem Pemompaan

Keterangan (satuan dalam meter)

A = Tangki penyimpanan Air

B = Pompa Sentrifugal

C = Titik pemompaan air

#### 2.1.1.1. Head Statis

Direncanakan *head* statis ( $H_s$ ) adalah 40 m

#### 2.1.1.2. Perhitungan Head Loses Pipa Hisap dan Pipa Tekan

##### a. Head kerugian pada pipa hisap ( $H_i$ )

##### 1. Head kerugian gesek pada pipa ( $H_f$ )

Adapun data parameter untuk menghitung kerugian pada pipa hisap diberikan pada tabel.

Tabel 1 Data Pipa Hisap

No	ITEM	ANGKA	SATUAN
1.	Panjang Pipa	40	M
2.	Gate Valve	1	Unit

ditentukan *head* loses yang terjadi di sepanjang pipa hisap dengan menggunakan persamaan 1 [6].

$$H_f = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (1)$$

Untuk mendapatkan harga f didapat dari diagram Moody yang ditunjukkan pada gambar 1. Maka data yang diperlukan sebelumnya ialah bilangan Reynolds dengan persamaan 2 [6].

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (2)$$

##### 2. Head loses saat memasuki pipa ( $H_m$ )

Untuk menghitung ( $H_m$ ) digunakan persamaan 3 [6]

$$H_m = r \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (3)$$

##### 3. Head loses akibat adanya gate valve ( $H_g$ )

Untuk menghitung  $H_g$  digunakan persamaan 4 [6].

$$H_g = g \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot n_g \quad (4)$$

b. *Head* kerugian pada pipa tekan ( $H_o$ )

Adapun parameter untuk menghitung *head* kerugian pada pipa tekan di berikan pada Tabel 2.

Tabel 2 Data Pipa Tekan

No	Item	Angka	Satuan
1.	Panjang pipa	60	meter
2.	Check Valve	1	Unit

1. *Head* kerugian gesek pada pipa ( $H_f$ )

Untuk menghitung  $H_f$  digunakan persamaan 1.

2. *Head* kerugian akibat *check valve* ( $H_c$ )

Untuk menghitung  $H_c$  digunakan persamaan 5 [6].

$$H_c = c \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot n_e \quad (5)$$

3. *Head losses* akibat kecepatan keluar ( $H_k$ )

Untuk menghitung  $H_k$  digunakan persamaan 6 [6].

$$H_k = \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (6)$$

Setelah dilakukan perhitungan pada *head* losses pipa tekan dan pipa hisap serta nilai untuk *head* statis yang telah direncanakan, maka selanjutnya menghitung *head* total pompa.

$$H_t = H_s + H_1$$

2.1.1.3. Putaran Motor

Pompa direncanakan dikopel langsung dengan motor listrik, sehingga putaran dari motor listrik sama dengan putaran *impeller* pompa sentrifugal yang akan dirancang. Putaran motor dapat dicari dengan menggunakan persamaan 7 [8] berikut:

$$n = \frac{120 \cdot f}{p} \text{ (rpm)} \quad (7)$$

2.1.1.4. Kecepatan Spesifik Pompa

a. Kecepatan spesifik kinematik ( $n_{sq}$ )

Untuk menghitung  $n_{sq}$  dapat digunakan persamaan 8 [1].

$$n_{sq} = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (8)$$

b. Kecepatan spesifik dinamik ( $n_{sp}$ )

Untuk menghitung  $n_{sp}$  dapat digunakan persamaan 9 [2].

$$n_{sp} = N \sqrt{\frac{\rho \cdot Q}{75 \cdot (H)^{3/2}}} \quad (9)$$

c. Bilangan bentuk ( $n_{sf}$ )

Untuk menghitung  $n_{sf}$  dapat digunakan persamaan 10 [2].

$$n_{sf} = \frac{1000 \cdot N \sqrt{Q}}{60 \cdot (g \cdot (H^{3/4}))} \quad (10)$$

2.1.1.5. Efisiensi Operasional Pompa

Direncanakan efisiensi operasional pompa adalah sebagai berikut [6]

- Efisiensi hidrolis  $\eta_h$   
Efisiensi hidrolis  $\eta_h = 0,75-0,85$   
Direncanakan dengan nilai 0,85
- Efisiensi mekanik  $\eta_m$   
Efisiensi mekanik  $\eta_m = 0,9 - 0,95$   
Direncanakan dengan nilai 0,95
- Efisiensi Volumetris  $\eta_v$   
Efisiensi volumetris  $\eta_v = 0,94 - 0,995$   
Direncanakan dengan nilai 0,94

Maka efisiensi operasional pompa dapat dicari dengan persamaan 11. Maka efisiensi operasional pompa adalah [2].

$$\eta_t = \eta_h \times \eta_m \times \eta_v \quad (11)$$

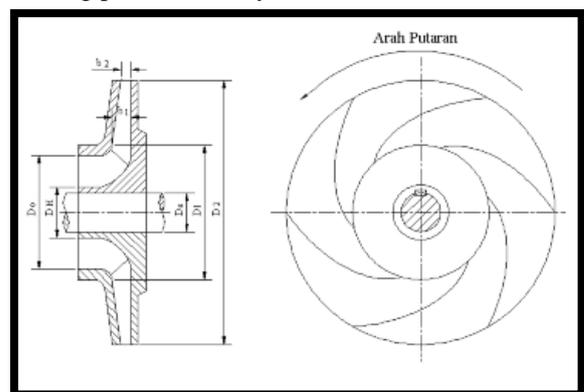
2.1.1.6. Pemilihan Daya Motor Penggerak

Besarnya daya yang dibutuhkan pompa untuk menghasilkan *head* dan kapasitas yang telah ditentukan dapat menggunakan persamaan 12 [1].

$$P_{sh} = \frac{\gamma_{air} \cdot Q \cdot H}{75 \cdot n} \quad (12)$$

2.2. Perhitungan Dimensi Utama Air Bersih dan Air Gambut

Dalam menghitung dimensi utamanya tersebut, parameter-parameter yang dibutuhkan adalah spesifikasi pompa sentrifugal yang telah ditentukan sebelumnya. Gambar 2 merupakan bentuk dari *impeller* yang akan dirancang, dimana terdapat keterangan yang menyatakan setiap lambang pada dimensinya .



Gambar 2 Dimensi *Impeller* [8]

### 2.2.1. Diameter Poros ( $d_s$ )

Berikut merupakan tahapan perancangan poros dengan mengikuti metodologi perancangan poros

#### 2.2.1.1. Daya Rencana ( $P_d$ )

$P_d$  dapat dicari dengan menggunakan persamaan 13 [1].

$$P_d = f_c \cdot P \quad (13)$$

#### 2.2.1.2. Torsi (T)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \quad (14)$$

#### 2.2.1.3. Diameter Poros ( $d_s$ )

Dalam menghitung diameter poros pompa, perlu adanya tegangan geser yang diizinkan, dimana tegangan geser yang diizinkan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 15 berikut [1].

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{S_{fc1} \cdot S_{fc2}} \quad (15)$$

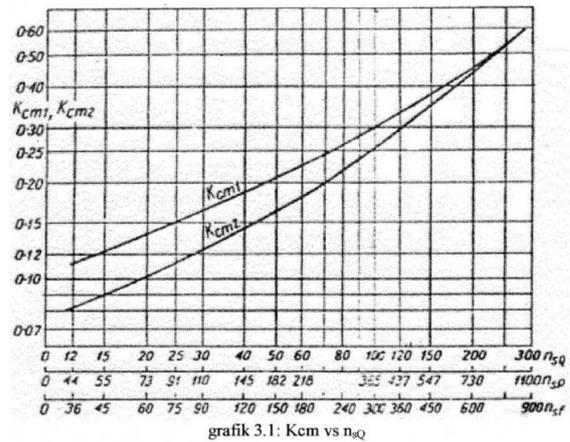
Maka diameter poros dapat dicari dengan menggunakan persamaan 16 [2].

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T} \quad (16)$$

#### 2.2.2. Diameter Sisi Masuk *Impeller*

Fluida yang telah keluar *impeller*, mempunyai tekanan yang lebih tinggi daripada fluida yang masih ada di sisi masuk *impeller*, karena harus ada celah antara *impeller* yang sedang berputar dengan casing yang diam, sebagian air yang telah dikeluarkan dari *impeller* akan kembali (bocor) kearah sisi masuk. Oleh karena itu untuk memperoleh kapasitas air yang dikeluarkan *impeller* seharusnya lebih besar dari kapasitas pompa. Jumlah aliran total melalui *impeller* adalah jumlah kebocoran ditambah jumlah aliran yang direncanakan dikeluarkan pompa. Telah direncanakan dari awal bahwa efisiensi volumetriknya sebesar 94%. Maka laju aliran volumenya dapat ditentukan dengan persamaan 16 [2].

$$Q' = \frac{Q}{n_v} \quad (16)$$



Gambar 3  $K_{cm}$  VS  $n_{sq}$  [8]

Sehingga kecepatan meridional fluida masuk sudu ( $C_{m1}$ ) dapat ditentukan dengan persamaan 17 [2].

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (17)$$

Kemudian, menghitung kecepatan aksial masuk ( $C_o$ ) untuk pompa dengan *single curvature* dengan menggunakan persamaan 18 berikut [1].

$$C_o = 0,95 \cdot C_{m1} \quad (18)$$

#### 2.2.3. Sudut Sisi Masuk *Impeller*

##### 2.2.3.1. Kecepatan Tangensial Sisi Masuk ( $U_1$ )

$U_1$  dapat dihitung menggunakan persamaan 19 [1,2].

$$U_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N}{60} \quad (19)$$

##### 2.2.3.2. Lebar Lualan Sisi Masuk ( $b_1$ )

Lebar lualan sisi masuk *impeller* dapat dihitung menggunakan persamaan 20 [2].

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot d_1 \cdot C_{m1} \cdot \dot{\phi}} \quad (20)$$

##### 2.2.3.3. Sudut Masuk *Impeller* ( $\beta_1$ )

Sudut masuk *impeller* dapat ditentukan dengan persamaan 21 [2].

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (21)$$

#### 2.2.3.4. Kecepatan Relatif Sisi Masuk ( $W_1$ )

Kecepatan relative sisi masuk *impeller* dapat ditentukan dengan persamaan 22[8].

$$W_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (22)$$

#### 2.2.4. Sudut Keluar *Impeller* ( $\beta_2$ )

Sebenarnya perancang memiliki kebebasan penuh dalam menentukan besar sudut keluar ini. Namun pada aplikasinya, pemilihan sudut ini seringkali didasari dari pengalaman si perancang. Sudut keluar ini sangat mempengaruhi kondisi *head* total dan efisiensi total pompa, sehingga jika si perancang sudah memiliki pengalaman dalam menentukan kesesuaian antara sudut keluar dengan parameter-parameter yang lain yang akan menghasilkan pompa dengan efisiensi yang baik yang tentunya akan memberikan perbedaan hasil dengan perancang yang belum memiliki pengalaman sebelumnya dalam merancang. Pemilihan sudut keluar yang tepat juga akan mengurangi ongkos produksi pompa yang akan dibuat. Pengambilan asumsi sudut keluar ini akan mempengaruhi tingkat keoptimalan prestasi pompa. Asumsi sudut keluar  $35^\circ$ .

Koreksi pfeleiderer untuk jumlah sudu terbatas dihitung dengan persamaan 23 [2]

$$C_p = 2 \cdot \frac{\varphi_2}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \quad (23)$$

Dimana  $\varphi_2$ :

$$\varphi_2 = (1 \sim 1,2) \cdot (1 + \sin \beta_2^\circ) \cdot (r_1/r_2) \quad (24)$$

$$C_p = 2 \cdot \frac{\varphi_2}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \quad (25)$$

kecepatan keliling  $u_2$  dapat dihitung dengan persamaan 26 [2]

$$u_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{th}(1 + C_p)} \quad (26)$$

Diameter keluar *impeller* ( $d_2$ )

$$d_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot N} \quad (27)$$

Untuk mendapatkan hasil yang mendekati dengan hasil yang diinginkan maka akan dilakukan interpolasi dengan asumsi-asumsi lain yang dipertahankan konstan, hanya nilai  $r_1/r_2$  yang

diubah-ubah. Dari hasil iterasi tersebut akan diperoleh harga  $r_1/r_2$ ,  $C_p$ ,  $u_2$ ,  $r_2$  yang baru, sampai didapat kecocokan dari hasil perhitungan dengan asumsi yang diambil.

koreksi jumlah sudunya dengan persamaan 28 [8].

$$z = 6,5 \frac{(d_2 + d_1)}{(d_2 - d_1)} \sin \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2} \quad (28)$$

#### 2.2.4.1. Lebar Lualan Sisi Keluar *Impeller* ( $b_2$ )

Lebar lualan sisi keluar *impeller* dapat dihitung dengan persamaan 29 [2].

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot d_2 \cdot C_{m2} \cdot \dot{\omega}} \quad (29)$$

#### 2.2.4.2. Kecepatan Tangensial *Impeller* ( $C_{u2}$ )

Komponen kecepatan sisi keluaran *impeller* dapat dicari dengan persamaan 30 berikut [8].

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (30)$$

*Head* Ideal Pompa dihitung dengan persamaan 31 [2, 8].

$$H_{th} = \frac{(U_2 \cdot C_{u2}) - (U_1 \cdot C_{u1})}{g} \quad (31)$$

### 3. Hasil

#### 3.1 Spesifikasi Pompa

Pada Gambar 3 dapat dilihat hasil dari perhitungan penulis untuk data spesifikasi, dimana data spesifikasi tersebut berguna sebagai parameter yang penting untuk menghitung dimensi *impeller* pompa sentrifugal tersebut agar dapat bekerja sesuai dengan spesifikasi yang telah di hitung.

Tabel 3 Spesifikasi Pompa

	EBARA	Air Bersih	Air Gambut
kapasitas	0,04 m <sup>3</sup> /s	0,04 m <sup>3</sup> /s	0,04 m <sup>3</sup> /s
<i>Head</i> total	60 m	62,8 m	61,609 m
Putaran	2950 rpm	2940 rpm	2950 rpm
Daya Motor Penggerak	37 kW	39,36 kW	35,26 kW
Efisiensi	0,76	0,76	0,76

#### 3.2 Dimensi Utama *Impeller*

Dari data spesifikasi diatas dapat dihitung dimensi utama *impeller* seperti yang telah di tunjukkan pada Tabel 4 yang berisi dimensi utama *impeller* tersebut.

Tabel 4 Dimensi Utama *Impeller*

	EBARA	Air Bersih	Air Gambut
Diameter Poros	32 mm	32 mm	32 mm
Diameter Eye	100 mm	108,19 mm	107,76 mm
Diameter <i>Impeller</i>	254 mm	208 mm	204 mm

### 3.3 Perbandingan Pompa Sentrifugal Air Gambut dan Air Bersih

Tabel 5 berisi perbandingan peforma pompa sentrifugal untuk air bersih dan air gambut, dimana hasil tersebut akan dibandingkan untuk melihat perbedaan dimensi keduanya yang akan dibahas pada pembahasan.

Tabel 5 Pompa Sentrifugal Air Gambut dan Air Bersih

	Air Bersih	Air Gambut
$\beta_1$	19,624°	19,453°
$C_o$	5,2118 m/s	5,1624 m/s
$C_{m1}$	5,4861 m/s	5,43416 m/s
$C_2$	20,614 m/s	20,8223 m/s
$C_{m2}$	4,1242 m/s	4,0852 m/s
$\beta_2$	35°	35°
Z	8	9
$b_1$	29,062 mm	29,34 mm
$b_2$	17,58 mm	18,084 mm
H	66,235 m	65,27 m

## 4. Pembahasan

### 4.1. Spesifikasi Pompa

Hasil yang disajikan diatas, yaitu pertama hasil dari perhitungan spesifikasi pompa. Pada tabel 1 disajikan perbandingan spesifikasi pompa hasil perhitungan terhadap pompa acuan. Pada kapasitas atau debit memiliki nilai yang sama, dikarenakan kapasitas tersebut merupakan parameter yang ditentukan. Direncanakan bahwa kapasitas pompa rancangan ini sama dengan kapasitas pompa acuan.

Pada spesifikasi bagian *head* terdapat perbedaan nilai antara ketiganya. Pada pompa acuan *head* nya adalah 60 m sedangkan pada air bersih hasil perhitungan mempunyai nilai 62,8 m, 2,8 m lebih tinggi dibandingkan pompa acuan dan untuk air gambut memiliki nilai 61,609 m, 1,609 m lebih tinggi dibandingkan *head* pompa acuan tetapi

1,191 m lebih rendah dibandingkan dengan pompa rancangan untuk air bersih.

Perbedaan nilai ini dipengaruhi oleh viskositas, dari hasil pengujian dapat dilihat bahwa air gambut memiliki nilai viskositas kinematik yang lebih rendah dari pada air, dimana viskositas kinematik ini nantinya akan digunakan untuk menghitung bilangan Reynold aliran dalam pipa tersebut. Semakin tinggi bilangan Reynoldnya maka faktor gesekannya akan semakin rendah, jika factor gesekannya semakin rendah maka *head* total untuk spesifikasi yang dihasilkan akan semakin rendah pula. Air gambut pada hal ini memiliki viskositas yang lebih rendah daripada air bersih, sehingga *head* total untuk spesifikasinya akan semakin turun. Berdasarkan hal tersebut berarti dapat dikatakan semakin tinggi nilai viskositasnya maka *head* yang dibutuhkan akan semakin tinggi pula terbukti pada nilai *head* total untuk air bersih yang tetinggi. Hal tersebut juga membuktikan bahwa semakin tinggi viskositas suatu fluida yang mengalir didalam suatu laluan, dalam hal ini adalah pipa, maka gaya gesek antara fluida dengan permukaan dalam pipa tersebut semakin besar sehingga dibutuhkan *head* yang lebih tinggi lagi.

Pada hasil spesifikasi untuk daya, dapat dilihat bahwa daya yang dibutuhkan untuk menghasilkan *head* yang tertinggi memiliki nilai yang tertinggi juga, hubungan tersebut dapat dilihat pada metodologi penelitan pada perhitungan daya. Semakin tinggi *head* yang dibutuhkan untuk memompakan suatu fluida maka semakin besar pula daya yang dibutuhkan untuk mengantarkan fluida tersebut sesuai dengan *head* nya.

Pada data spesifikasi untuk efisiensi, pertama kali menentukan efisiensi hidrolik, efisiensi volumetrik dan efisiensi mekanik dengan nilai tertinggi pada setiap rentang izinnya. Hasil yang didapatkan secara kebetulan memiliki nilai yang sama dengan efisiensi dari pompa acuan. Nilai efisiensi dari pompa acuan ini diambil dari technical book pompa tersebut yang telah dilampirkan.

### 4.2. Dimensi Utama *Impeller*

Pada hasil perhitungan dimensi utama *impeller* hasil perhitungan dengan dimensi pompa acuan (lampiran) memiliki nilai yang sama pada diameter poros dan diameter *Eye impeller*, tetapi terdapat perbedaan sekitar 50 mm pada diameter *impeller* itu sendiri.

Dimensi *eye impeller* hasil perhitungan dipengaruhi oleh banyak hal yaitu, kapasitas pompa dan koefisien kecepatan meridional masuk ( $k_{cm1}$ ) yang mempengaruhi nilai kecepatan meridionalnya ( $C_{m1}$ ). Kapasitas pompa didapat dari hasil bagi antara kapasitas yang telah direncanakan dengan efisiensi yang telah direncanakan juga. Kapasitas ini didapat karena mempertimbangkan bahwa tidak

semua fluida yang masuk ke mata *impeller* dapat terpompa seluruhnya tetapi ada juga sebagian yang kembali, fenomena tersebut biasa disebut dengan kebocoran, kebocorannya direncanakan yaitu sebesar 5% maka efisiensi volumetrik yang ditentukan sebesar 95%. Maka didapatlah kapasitas sebenarnya sebesar  $0,0426 \text{ m}^3/\text{s}$  yang memiliki nilai  $0,0026 \text{ m}^3/\text{s}$  lebih besar dibandingkan kapasitas yang telah direncanakan.

Dari nilai kapasitas tersebut maka dapat dicari diameter *eye impeller* tersebut dengan prinsip kontinuitas, yaitu  $Q = V \cdot A$ . Setelah debit diketahui, kecepatan yang belum diketahui, kecepatan pada sisi masuk merupakan kecepatan meridional dikarenakan komponen tangensial dari kecepatan masuk adalah nol. Nilai nol dari komponen tangensial tersebut diambil mengingat karena mengasumsikan fluida yang masuk pada mata *impeller* pada  $90^\circ$ , sehingga jika fluida masuk dengan sudut  $90^\circ$  dapat dilihat pada gambar segitiga kecepatannya, komponen tangensialnya menjadi tidak ada atau bisa dikatakan komponen tangensialnya adalah dalam bentuk radial atau juga bisa dikatakan komponen tangensialnya adalah nol.

Sebelum mencari kecepatan masuk fluida terlebih dahulu dicari kecepatan meridionalnya yang dipengaruhi oleh koefisien kecepatan meridional tadi, kecepatan meridional itu sendiri didapat melalui grafik yang terdapat pada metodologi, parameter yang harus diketahui merupakan kecepatan spesifiknya. Kemudian, setelah didapatkan kecepatan meridional maka direncanakan kecepatan masuk tersebut, 5% lebih rendah nilainya dari kecepatan meridional, hal ini dilakukan berdasarkan perhitungan Vini Citra [2]. Kemudian setelah didapatkan semua parameter yang diperlukan untuk mencari diameter, maka *eye diameter* tersebut didapatkan.

Perbedaan nilai *eye diameter* antara air gambut dengan air bersih tersebut dipengaruhi oleh perbedaan nilai densitas atau massa jenis fluida yang dipompakan, massa jenis fluida tersebut mempengaruhi nilai dari kecepatan spesifik pompa tersebut dan mengubah nilai koefisien kecepatan meridionalnya.

Untuk nilai dari diameter *impeller*, *impeller* pompa acuan memiliki nilai 254 mm, air bersih memiliki nilai 208 mm dan air gambut memiliki nilai 204 mm. Pada perhitungan diameter *impeller* ini, pertama dihitung kecepatan meridional keluarannya dulu, kemudian menghitung *head* teoritisnya dari efisiensi hidrolis yang telah ditentukan sebelumnya, kemudian mengasumsikan sudut keluaran *impeller* ( $\beta_2$ ). Sudut keluaran *impeller* ini dapat ditentukan oleh perancang, sebenarnya keakuratan sudut keluaran itu sendiri bergantung pada pengalaman si perancang, karena perancang belum begitu berpengalaman dalam merancang pompa sentrifugal maka dicari pompa dengan performa yang mendekati dengan pompa

yang ingin dirancang dan membuat sudutnya sama, yaitu  $35^\circ$ . Kemudian setelah menentukan sudut keluaran, kemudian mengasumsikan perbandingan  $r_2/r_1$  adalah 0,5 yang nantinya akan diiterasi lagi seperti dapat dilihat pada perhitungan di metodologi. Diameter *impeller* tersebut juga dipengaruhi oleh kecepatan sudu ( $U_2$ ) dimana semakin besar kecepatan sudu tersebut maka semakin besar diameter *impeller* yang diperlukan.

Perbedaan yang terjadi pada diameter *impeller* keduanya dikarenakan oleh kecepatan meridional masing-masingnya berbeda, hal itu disebabkan oleh densitasnya yang berpengaruh kepada koefisien kecepatan meridional keluar *impeller* pompa tersebut. Kecepatan meridional pada air gambut lebih rendah daripada air bersih diakibatkan oleh densitas air yang lebih besar dibandingkan air gambut.

#### 4.3. Perbandingan Pompa sentrifugal Air Gambut dan Air Bersih

Tujuan penelitian ini adalah untuk mencari nilai *head* dari hasil rancangan yang dilakukan, kemudian yang menarik pada perancangan pompa ini merupakan fluida kerjanya yang adalah air gambut. Penelitian ini dititik pusatkan pada viskositas dari fluida air gambut tersebut. Berdasarkan penelitian oleh Wen Guang Li, *slip factor* merupakan fenomena yang harus dimasukkan ketika menangani fluida jika kita melihat dari segi viskositasnya [7].

Tabel 5 diatas telah menyajikan nilai *head* yang dibutuhkan oleh pompa dengan memasukkan fenomena *slip factor* tersebut. Perhitungan dapat dilihat pada metodologi. *Slip factor* ini dipengaruhi oleh jumlah sudu, sudut keluaran *impeller*. Semakin banyak jumlah sudu *impellernya*, berdasarkan persamaan untuk mencari *slip factor* maka semakin besar pula *slip factor* nya. Jumlah sudu didalam perhitungan ini merupakan hasil pengecekan kembali seperti bisa dilihat pada bagian metodologi. Jumlah sudu yang didapat untuk air bersih adalah 8 buah sudu sedangkan untuk air gambut adalah 9 buah sudu. Jumlah sudu ini tidak divariasikan lagi karena berdasarkan penelitian sebelumnya yang telah banyak dilakukan, semakin sedikit jumlah sudu *impeller* maka efisiensi pompa tersebut semakin rendah dan sebaliknya jika sudu *impellernya* kita tambahkan, sedangkan pada perancangan ini efisiensi telah ditetapkan yaitu 76 % yang didapat dengan mengalikan ketiga efisiensinya, yaitu efisiensi hidrolis, efisiensi volumetrik dan efisiensi mekanik yang secara kebetulan juga memiliki nilai yang sama dengan efisiensi pompa acuan. Hal tersebut yang menjadi penyebab tidak dilakukan variasi terhadap jumlah sudu.

## 5. Simpulan

Adapun kesimpulan pada penelitian yang bertopik perancangan pompa sentrifugal ini adalah bahwa perancangan telah selesai dilakukan. Adapun perancangan ini dimulai dengan menentukan spesifikasi pompa air dan air gambut, kemudian dilakukan perhitungan dimensi utama air dan air gambut yang keseluruhan metode perhitungannya dapat dilihat pada metodologi. Dalam perancangan ini, variabel yang menjadi titik pusat perhatian adalah viskositas air gambut itu sendiri, dimana viskositas air gambut memiliki nilai yang lebih rendah daripada air bersih. Viskositas air bersih yang lebih tinggi menyebabkan *head* yang dibutuhkan pompa untuk memompakan air tersebut lebih tinggi, hal tersebut yang menyebabkan nilai *head* nya lebih tinggi dibandingkan dengan air gambut. *Head* disini bukan merupakan *head* aktual, melainkan *head* yang dibutuhkan pompa untuk memompakan fluida tersebut, sehingga harus dikaitkan dengan daya pompa itu sendiri. Daya pompa pada fluida dengan viskositas lebih tinggi memiliki nilai yang lebih tinggi pula begitu juga sebaliknya untuk fluida yang memiliki nilai viskositas yang lebih rendah.

Untuk *slip factor*, terbukti bahwa *slip factor* dapat menurunkan kecepatan absolut fluida tersebut dalam komponen tangensial, dapat dilihat pada perhitungan bahwa kecepatan tangensial pompa berkurang akibat pemasukan *slip* faktornya. Pada segitiga kecepataannya juga dapat dilihat bahwa sudut keluar pompa menjadi lebih rendah, sehingga dibutuhkan sudut keluaran yang lebih besar. Untuk sudut keluaran yang telah diasumsikan, yaitu  $35^\circ$  sudah dapat dikatan benar karena jika dibandingkan *head* antara perancangan dengan pompa acuannya sendiri memiliki perbedaan nilai yang tidak signifikan.

## Daftar Pustaka

- [1] Patel M G, Doshi A V. 2008. Effect of *Impeller* Blade Exit Angle on Performance Centrifugal Pump. India. IJETAE.
- [2] Citra, Vini. 2009. Perancangan *Impeller* Pompa Sentrifugal Ebara Model 50x40 FSHA Dengan Metode Reverse Engineering. Bandung. ITB.
- [3] W-G, Li. 2012. Effect of Exit Blade Angle, Viscosity and Roughness in Centrifugal Pumps Investigated by CFD Computation. China. Lanchou University of Technology.
- [4] W-G, Li. 1996. Experiment on the Performance of Centrifugal Oil Pump. China. Chinese Fluid Machinery.
- [5] W-G, Li. 2000. Effect of viscosity of fluids on centrifugal pump performance and flow pattern in the *Impeller*. China. International Journal of Heat and Fluid Flow.
- [6] Winarno, Uji. 2007. Perancangan Impeller dan Casing Volute Pompa Sentrifugal Aliran Radial Untuk Kebutuhan Rumah Tangga. Jakarta. Mercu Buana.
- [7] W-G, Li. 2013. Effects of Flow Rate and Viscosity on Slip Factor of Centrifugal Pump Handling Viscous Oils. China. Hindawi Publishing Corporation.
- [8] Febrianto, Dedi. 2009. Perencanaan Pompa Pengisian Air Ketel Pada Pabrik Industri Pengolahan Kertas Dengan Kapasitas 200 Ton Kertas/ Hari. Universitas Islam Riau.