

PERANCANGAN POMPA SENTRIFUGAL KAPASITAS 229,8 M³/JAM DI PT X UNTUK *SUPPLY AIR BERSIH* KAWASAN *INTERNATIONAL INDUSTRIAL CITY*

Sujono^{1*}, Syamsul Bahri¹

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

*E-mail: jono1166@gmail.com

ABSTRAK

Dalam industri, pompa sentrifugal mempunyai peran yang sangat penting karena berfungsi untuk memindahkan fluida cair dari satu tempat ke tempat lain bagi penggunaannya. PT. X yang bergerak dibidang manufaktur dan pemeliharaan pompa sedang menerima permintaan *overhaul* pompa sentrifugal ETA-N 150x125-400 yang berfungsi sebagai pompa *intake* di kawasan *International Industrial City*. Pompa tersebut mengalami penurunan *head* dan kapasitas. Setelah dilakukan pengecekan, ditemukan *uniform surface corrosion* dan *erosion corrosion* pada *impeller* dan *volute chamber*, kegagalan pada *bearing*. Berdasarkan hasil pengecekan tersebut maka diperoleh kesimpulan perlu dilakukan perancangan pompa sentrifugal tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan. Jadi tujuan dari penelitian ini adalah merancang pompa sentrifugal dengan *head* dan kapasitas sesuai kebutuhan dan juga penggantian material *impeller* dan *volute*nya untuk mengurangi dampak korosi. Metodologi penelitian meliputi studi kepustakaan, pengumpulan data lapangan, diskusi dengan pihak terkait, kemudian melakukan proses perancangan yang meliputi, perancangan *impeller* dan *volute chamber*, serta penggantian jenis material dengan tujuan untuk mengurangi dampak korosi. Setelah dilakukan perancangan maka diperoleh hasil pompa sentrifugal jenis *single stage-back ward curved*, *head* 37 m, kapasitas 229,8 m³/jam dengan putaran 1450 rpm, efisiensi *overall* desain 80%, diameter luar *impeller* 343 mm, jumlah sudu 7 buah, daya pompa 29,34 kW, dan NPSHr 3,15 m dengan material *bronze* UNS C95200. Sedangkan material *volute* diambil ASTM A48 class No. 40. Dari komparasi dengan kurva pompa yang sama pada kapasitas yang sama menggunakan perhitungan kesebangunan hasilnya sangat mendekati dimana untuk diameter desain 343 mm diperoleh *head* 37,5 m (selisih 0,5 m) dan NPSHr selisih 0,65 lebih tinggi.

Kata Kunci: *Backward, Head, Impeller, Kapasitas, Pompa sentrifugal*

1. PENDAHULUAN

Pompa sentrifugal merupakan salah satu peralatan mekanik yang mempunyai peranan penting dalam suatu industri, yaitu sebagai media pemberi energi fluida cair supaya dapat mengalir melalui sebuah sistem perpipaan untuk menunjang kebutuhan operasi dan distribusi dalam suatu industri. PT. X yang bergerak di bidang manufaktur dan pemeliharaan pompa dalam kegiatan operasinya menerima permintaan *overhaul* pompa sentrifugal ETA-N 150 x 125 - 400 dari Perusahaan Industrial Estate yang berfungsi sebagai pompa *intake* di Kawasan *International Industrial City*. Dalam operasinya pompa tersebut diketahui mengalami penurunan *head* dan kapasitas serta vibrasi yang tinggi. Setelah dilakukan pengecekan, ditemukan *uniform surface corrosion* dan *erosion corrosion* pada *impeller* dan *volute chamber* (Gambar 1), *deep scratch* dan *light corrosion* pada poros, dan kegagalan pada *bearing*. Mengacu pada hasil pengecekan tersebut, maka dalam penelitian ini dilakukan perancangan ulang pompa tersebut terutama bagian *impeller* dan *volute*nya. Dengan tujuan untuk memperoleh pompa sentrifugal yang sesuai dengan kapasitas yang dibutuhkan serta handal dan ekonomis.



Uniform surface corrosion dan erosion corrosion pada impeller



Uniform surface corrosion dan erosion corrosion pada volute chamber.

Gambar 1. Kondisi Pompa Sentrifugal ETA-N 150 x 125-400

Dalam perancangan ulang pompa sentrifugal ETA-N 150x125-400 yang menjadi permasalahan utama adalah terjadinya penurunan *head* dan kapasitas serta vibrasi yang tinggi. Kemudian setelah dilakukan pengecekan, ditemukan *uniform surface corrosion* dan *erosion corrosion* pada *impeller* dan *volute chamber* (Gambar 1), *deep scratch* dan *light corrosion* pada poros, dan kegagalan pada *bearing*. Permasalahan tersebut secara teoritis dengan mengacu pada *standard* dan literatur yang ada dapat diatasi dengan melakukan penggantian material pada komponen-komponen yang mengalami degradasi kekuatan. Hasil perancangan ini nantinya akan digunakan sebagai sarana pembuktian hipotesis tersebut. Sehingga diperoleh hasil kajian yang terbukti secara ilmiah.

Beberapa penelitian tentang perancangan impeler yang sudah pernah dilakukan sebelumnya diantaranya adalah Design Pompa sentrifugal tingkat tunggal dengan *head* 10 m, kapasitas 0,00083 m³/s (2,99 m³/jam) dengan putaran 2800 rpm daya 1,0 HP diperoleh jumlah sudu 8 buah dengan diameter impeler 11,46 mm [1]. Juga desain pompa dengan jumlah sudu yang berbeda (21, 26, 31, 36 dan 41 buah), hasilnya diperoleh *flowrate* terbesar pada pada sudu 41 [2]. Desain dan analisa impeler pompa sentrifugal dengan CFD hasilnya menunjukkan variasi sudut sudu keluar impeler berdampak signifikan pada frekuensi alami impeller [3]. Desain dan perhitungan impeler pompa sentrifugal head 16 m kapasitas 0,17 m³/menit (10,2 m³/jam) putaran 2850 rpm diperoleh diameter impeler 117 mm jumlah sudunya 3 buah[4]. Desain dan analisa pompa sentrifugal sudu *backward* dengan CFD dengan *head* 6,096 m kapasitas 0,00315 m³/s (11,34 m³/jam) putaran 2000 rpm diperoleh diameter impeler 105,6 mm dan jumlah sudu 10 buah [5]. Investigasi optimasi desain impeler pompa sentrifugal melalui CFD [6] dengan memvariasikan sudut sudu keluar 24°, 26° dan 28° diperoleh kondisi optimum pada sudut sudu 24°. Desain impeler pompa sentrifugal menggunakan analitik dan numerik dengan mevariasikan jumlah sudu 6, 8 dan 12 dengan *head* 24 m, kapasitas 96 liter/menit (5,76 m³/jam) dan 2880 rpm menunjukkan bahwa untuk *head* tinggi jumlah sudu 12 tipe *backward* tegangannya lebih rendah [7]. Desain pembuatan dan testing pompa sentrifugal satu Tingkat dengan *head* 27 m, kapasitas 25 m³/jam putaran motor 2900 rpm diperoleh jumlah sudu 6 buah dan diameter impeller 134,8 mm dengan efisiensi pompa 84%[8].

Dari kajian pustaka di atas pompa yang dirancang semua kapasitasnya kecil paling tinggi 25 m³/jam dan juga *head*nya paling tinggi 27 m. Pompa ukuran kecil kebanyakan bukan untuk skala industri besar, sementara dalam penelitian ini yang akan dirancang adalah pompa kapasitas besar (229,8 m³/jam) dengan *head* 37 m dan putaran 1450 rpm sesuai kebutuhan industri pengguna. Jadi gap antara penelitian sebelumnya adalah penelitian ini untuk kapasitas besar skala industri dan nantinya akan dibandingkan juga dengan kurva dari pabrikan yang sama untuk melihat kedekatan antara hasil desain dengan pompa yang ada namun kapasitasnya tidak memenuhi kebutuhan.

Dari kasus yang terjadi di atas maka tujuan dari penelitian ini adalah untuk merancang pompa sentrifugal yang sesuai kapasitas 229,8 m³/jam dan head 37 m namun ukuran tidak ada di kurva

pabrikan. Juga penggantian material impeller dan volute untuk mengatasi korosi yang terjadi. Jadi Secara ringkas dari uraian di atas maka gap penelitian ini ada pada kapasitas pompa sebelumnya hanya kapasitas dan *head* rendah (maksimum 25 m³/jam 27 m) kebanyakan bukan untuk industri besar, dan juga tidak ada masalah material dan komparasi dengan kurva pabrikan. Sedangkan dalam penelitian ini untuk pompa kapasitas besar (229,8 m³/jam, *head* 37 m) dengan masalah material dan hasil dikomparasi dengan kurva pabrikan. Adapun tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan ukuran yang sesuai dengan kapasitas dan *head* tersebut sekaligus juga penggantian material untuk mengatasi korosi. Sedangkan manfaat dari penelitian ini bagi bidang teknik mesin adalah untuk menambah kepustakaan karena hasil perancangan ini akan dibandingkan dengan kurva pabrikan untuk melihat seberapa dekat hasilnya dengan riil pabrikan.

2. METODE

Metode penelitian yang digunakan dalam penulisan paper ini dipaparkan pada Gambar 2, meliputi pengumpulan data lapangan sesuai dengan kebutuhan desain, urutan perhitungan perancangan, hasil perhitungan dan gambar serta pembahasannya.



Gambar 2. Flowchart Urutan Penelitian Perancangan Pompa Sentrifugal

A. Pengumpulan data lapangan.

Metode Studi Lapangan Pengumpulan data spesifikasi fluida seperti jenis fluida, spesifik *gravity*, *head* dan kapasitas. Dari hasil studi lapangan diperoleh data sebagai mana tertera pada Tabel 1 berikut.

Tabel 1. Data Parameter Untuk Perancangan Pompa Sentrifugal

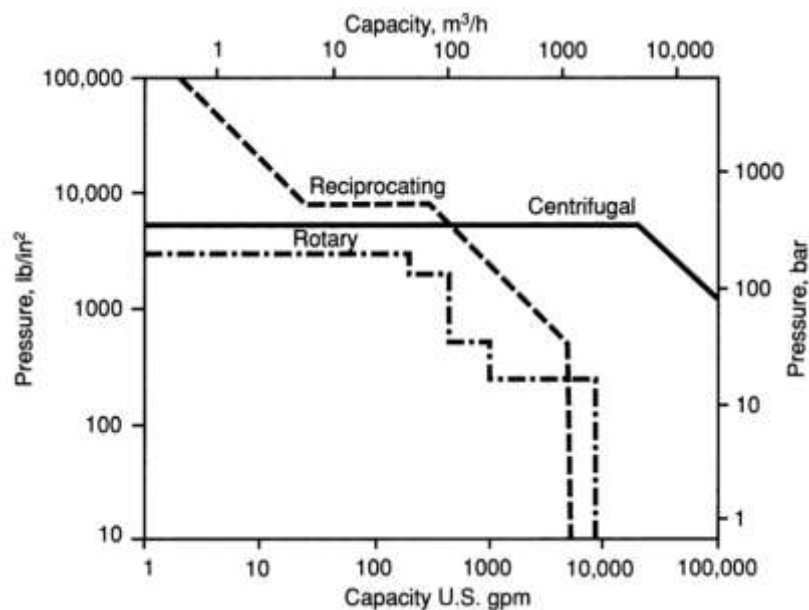
No.	Parameter	Simbol	Satuan	Nilai
1.	<i>Head Total</i>	<i>H</i>	m	37
2.	Kapasitas	<i>Q</i>	m ³ /jam	229,8
			m ³ /detik	0,0638
3.	Putaran motor	<i>n</i>	Rpm	1450
4.	Cairan			<i>Fresh Water</i>
5.	Temperatur			<i>Ambient</i>

B. Urutan Perhitungan Perancangan

Perhitungan perancangan pompa sentrifugal dalam penelitian ini meliputi urutan-urutan sebagai berikut.

1). Penentuan Jenis Pompa

Kesesuaian jenis pompa yang akan di rancang dapat dilihat pada grafik (Gambar 3) berikut di bawah ini. Sesuai dengan data yang ada yaitu Head 37 m (53 lb/in²) dan kapasitas 229,8 m³/jam (1.012 GPM) maka jenis pompa yang sesuai adalah tipe sentrifugal.



Gambar 3. Grafik Pemilihan Jenis Pompa [9]

2). Pemilihan Material

Sesuai dengan fluida kerja air bersih dengan temperatur kurang dari 100°C dan riwayat korosi maka dipilih material pada Tabel 2.

Tabel 2. Pemilihan Material [10],[11]

Komponen	Lama	Baru
Impeler	<i>Cast Iron</i> (FC200)	Bronze (UNS C95200), Tegangan tarik 520 MPa, Densitas 7640 kg/m ³ .

Volute	Cast Iron (FC50)	ASTM A48 class No. 40, Tegangan tarik 310 MPa, Densitas 7500 kg/m ³ .
--------	------------------	--

3). Perhitungan Kecepatan Spesifik

Berikut merupakan perhitungan dari kecepatan spesifik.

- **Kecepatan Spesifik Kinematik (n_{sQ})**

Kecepatan spesifik kinematic ditentukan berdasarkan persamaan (1) sebagai berikut.

$$n_{sQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

Menggunakan data pada Tabel 1 didapatkan n_{sQ} 24,41.

- **Kecepatan Spesifik Dinamik (n_{sP})**

Kecepatan spesifik dinamik besarnya ditentukan dengan persamaan (2) berikut.

$$n_{sP} = 3,65n_{sQ} \quad (2)$$

Sehingga, didapatkan $n_{sP} = 89,1$

- **Dimensional Shape Number (n_{sf})**

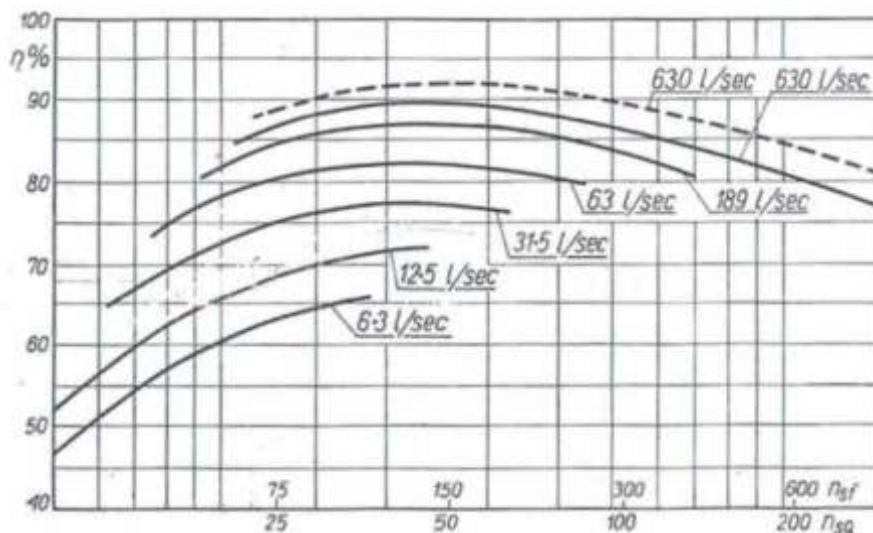
Besarnya *shape number* ditentukan dengan persamaan (3) sebagai berikut.

$$n_{sf} = 3n_{sQ} \quad (3)$$

Sehingga, didapatkan $n_{sf} = 73,23$

4) Penentuan Efisiensi Overall Pompa

Untuk menentukan besarnya efisiensi overall pompa dapat dengan grafik (Gambar 4) berikut dengan parameter input kapasitas pompa ($Q = 63,8$ Liter/s) dan kecepatan spesifik dinamik ($n_{sQ} = 24,41$) sehingga diperoleh efisiensi overall pompa ($\eta_{op} = 80\%$).



Gambar 4. Grafik Efisiensi Overall Pompa dengan Kapasitas dan Kecepatan Spesifik[12]

5). Perhitungan Daya

Berikut merupakan perhitungan dari daya-daya yang berhubungan pada pompa.

- **Daya Cairan (P_w)**

Besarnya daya cairan (daya hidrolik) ditentukan berdasarkan persamaan (4) berikut ini.

$$P_w = \frac{QH\gamma}{1000} \quad (4)$$

Sehingga, didapatkan $P_w = 23,16$ kW

- **Daya Pompa (P_p)**

Daya pompa atau sering disebut daya poros pompa ditentukan dengan persamaan (5) sebagai berikut.

$$P_p = \frac{P_w}{\eta_{op}} \quad (5)$$

Sehingga, didapatkan $P_p = 28,95$ kW

- **Daya Penggerak (P_m)**

Kebutuhan daya motor listrik sebagai penggerak ditentukan dengan persamaan (6) sebagai berikut [11].

$$P_m = \frac{P_p(1 + \alpha)}{\eta_t} \quad (6)$$

Dengan margin faktor α sebesar 0,1 - 0,2 untuk motor listrik induksi dan efisiensi transmisi η_t 100% untuk kopling langsung, maka didapatkan $P_m = 34,74$ kW (diambil 35 kW)

6). **Perhitungan Net Positive Suction Head required (NPSHr)**

Besarnya NPSHr dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (7) berikut [13].

$$NPSHr = \left(\frac{n\sqrt{Q}}{S} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (7)$$

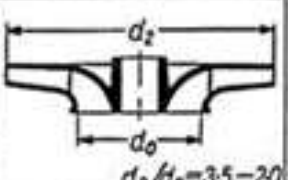
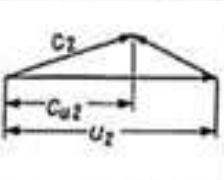
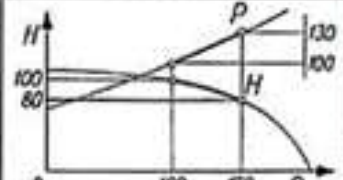
Dengan tetapan kavitasi S sebesar 1200, maka didapatkan $NPSHr = 3,15$ m.

7). **Perancangan Impeller Pompa**

Berikut merupakan langkah-langkah dalam merancang *impeller* pompa sentrifugal

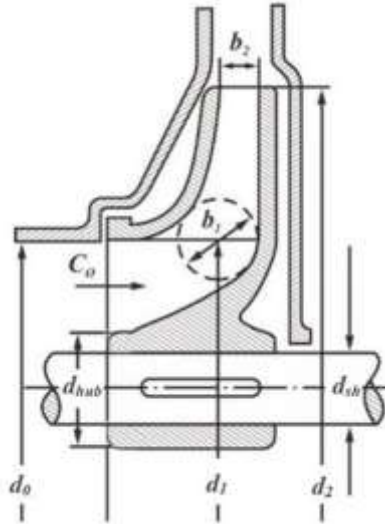
- **Menentukan Jenis Impeller**

Jenis impeler dipilih berdasarkan besarnya nilai kecepatan spesifik (n_{sQ}) atau n_{sp} atau n_{sf} dengan tabel pemilihan impeler. Berdasarkan nilai $n_{sQ} = 24,41$ maka jenis impeler yang sesuai adalah sebagai berikut (Gambar 5).

n_s	Impeller profiles	Velocity triangles	Characteristics
$n_{sQ} = 10-30$			
$n_{sp} = 35-110$			
$n_{sf} = 30-90$			

Gambar 5. Jenis Impeller berdasarkan Kecepatan Spesifik $n_{sQ} = 24,41$ [12]

Diperoleh pompa sentrifugal 1 tingkat, bentuk *backward* tipe aliran radial dengan head tinggi, rasio diameter d_2/d_0 antara 2,0 sd 3,5. Dan rencana bentuk impelernya dengan nomenklatur (Gambar 6) sebagai berikut :



Gambar 6. Rencana Bentuk Impeler [14]

- **Menentukan lubang poros**

Menentukan Lubang poros (d_{sh}) pada impeler dengan menggunakan persamaan (8) sebagai berikut :

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{P_p}{0,2\tau_{ijin}(2\pi n/60)}} \quad (8)$$

Bila daya poros P_p 29,34 kW ($29,34 \times 10^6$ N.mm/s) dan tegangan ijin bahan τ_{ijin} diambil 18 N/mm^2 , maka diperoleh diameter lubang poros $d_{sh} = 37,7 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$.

- **Menentukan Diameter Hub (d_{hub})**

Penentuan diameter hub sisi depan dapat dihitung dengan persamaan (9) berikut.

$$d_{hub} = (1,3 \text{ sd } 1,4)d_{sh} \quad (9)$$

Sehingga, didapatkan $d_{hub} = (1,3 \text{ sd } 1,4)38 \text{ mm} = 49,4 \text{ sd } 53,2 \text{ mm}$, diambil = 53 mm. Sedangkan untuk penentuan diameter hub sisi belakang dapat dihitung dengan persamaan (10) berikut.

$$d'_{hub} = (1,35 \text{ sd } 1,5)d_{sh} \quad (10)$$

Sehingga, didapatkan $d'_{hub} = (1,35 \text{ sd } 1,5)38 \text{ mm} = 51,3 \text{ sd } 57 \text{ mm}$, diambil = 57 mm

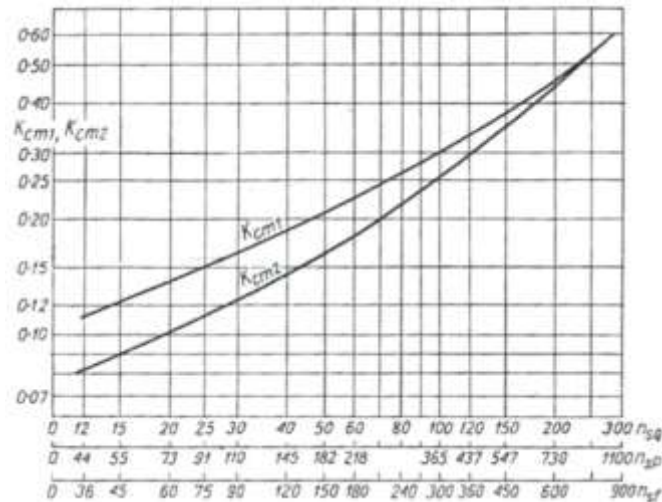
- **Menghitung Kecepatan Cairan Radial Area Sudu (C_m)**

Kecepatan cairan radial masuk dan keluar area sudu impeler dapat ditentukan dengan masing-masing persamaan (11) dan (12) berikut[12].

$$C_{m1} = K_{cm1}\sqrt{2gH} \quad (11)$$

$$C_{m2} = K_{cm2}\sqrt{2gH} \quad (12)$$

Berdasarkan nilai kecepatan spesifik $n_{sQ} = 24,41$ dan grafik (Gambar 7) di bawah ini, maka nilai faktor kecepatan radial area sudu (k_{cm}) besarnya adalah $K_{cm1} = 0,15$ dan $K_{cm2} = 0,11$ sehingga besarnya kecepatan fluida masuk dan keluar sudu impeler adalah.



Gambar 7. Grafik Koefisien Kecepatan Radial Area Sudu[12]

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} = 0,15 \sqrt{2(9,81)(37)} = 4,04 \text{ m/s}$$

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH} = 0,11 \sqrt{2(9,81)(37)} = 2,96 \text{ m/s}$$

- **Menghitung Kecepatan Cairan Masuk Impeller (c_0)**

Besarnya kecepatan fluida masuk impeler ditentukan dengan persamaan (13) sebagai berikut.

$$c_0 = (0,9 \text{ sd } 1,0) c_{m1} \quad (13)$$

Sehingga, didapatkan $c_0 = (0,9 \text{ sd } 1,0) 4,04 \text{ m/s} = 3,636 \text{ sd } 4,04 \text{ m/s}$ diambil $c_0 = 4,04 \text{ m/s}$.

- **Menghitung Kapasitas Teoritis**

Besarnya kapasitas teoritis masuk impeler lebih besar dibanding kapasitas yang dibutuhkan, karena adanya rugi-rugi resirkulasi, besarnya kapasitas teoritis diambil dengan persamaan (14) sebagai berikut[15].

$$Q' = (1,02 \text{ sd } 1,05) Q \quad (14)$$

Angka 0,02 sd 0,05 adalah penambahan kapasitas untuk mengantisipasi rugi-rugi bocoran atau dapat ditulis efisiensi volumetris antara 98 sd 95% (diambil 97%) maka :

$$Q' = (229,8 \text{ m}^3/\text{jam})/0,97 = 236,91 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,66 \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Menghitung Diameter Masuk Impeller (d_0)**

Diameter sisi masuk impeler ditentukan dengan persamaan (15) sebagai berikut[12].

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A'_0}{\pi}} \quad (15)$$

Keterangan :

$$A'_0 = A_0 + A_{hub} = (0,016337 + 0,0022062) \text{ m}^2 = 0,0185432 \text{ m}^2.$$

$$A_0 = Q'/c_0 = (0,66 \text{ m}^3/\text{s})/4,04 \text{ m/s} = 0,016337 \text{ m}^2.$$

$$A_{hub} = 3,14(d_{hub})^2/4 = 3,14(0,053^2)/4 = 0,0022062 \text{ m}^2.$$

Sehingga, didapatkan $d_0 = 154 \text{ mm}$.

Untuk diameter *impeller* bagian dalam (d_1) dibuat sama dengan diameter masuk *impeller* (d_0), hal ini untuk membuat aliran yang halus (menghindari turbulensi).

- **Menghitung Kecepatan Tangensial *Impeller* Bagian Dalam (u_1)**

Besarnya kecepatan tangensial impeler bagian masuk ditentukan dengan persamaan (16) sebagai berikut.

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} \quad (16)$$

Bila diameter masuk sudu impeller d_1 154 mm, maka didapatkan $u_1 = 11,69$ m/s.

- **Menentukan kecepatan relative fluida masuk**

Besarnya kecepatan relative fluida masuk dapat memakai rumus segitiga persamaan (17) sebagai berikut :

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_{m1}^2} \quad (17)$$

Bila kecepatan radial fluida sisi masuk sudu *impeler* c_{m1} 4,04 m/s, maka diperoleh $w_1 = 12,3684$ m/s.

- **Menentukan Sudut sudu masuk impeler**

Besarnya sudut sudu masuk impeler dapat ditentukan dengan persamaan (18) sebagai berikut.

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m1}}{u_1} \right) \quad (18)$$

Maka diperoleh, $\beta_1 = 19^\circ$

- **Menghitung Kecepatan Tangensial *Impeller* Bagian Luar (u_2)**

Menentukan kecepatan tangensial impeler sisi keluar menggunakan persamaan (19) sebagai berikut[12].

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + g \frac{H}{\eta_h} (1 + C_p)} \quad (19)$$

Bila diketahui,

c_{m2} = kecepatan fluida keluar sudu impeler, (2,96 m/s)

β_2 = sudut sudu keluar impeler, (15° sd 35°), diambil 30° .

g = percepatan grafitasi bumi, ($9,81 \text{ m/s}^2$)

H = *head* pompa, (37 m)

C_p = 0,317 (hasil iterasi)[12]

η_h = efisiensi hidrolis, (87,71%) pada $n_{sf} = 73,23$ [14]

maka, didapatkan $u_2 = 26,05$ m/s. Untuk impeler bahan menggunakan bronze (UNS C95200) dengan kecepatan maksimum $u_2 = 60$ m/s[15], jadi impeler aman dari kerusakan karena kecepatan.

- **Menghitung Diameter *Impeller* Bagian Luar (d_2)**

Besarnya diameter luar impeler ditentukan dengan persamaan (20) sebagai berikut.

$$d_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} \quad (20)$$

Sehingga, didapatkan $d_2 = 343$ mm. Cek rasio diameter $d_2/d_1 = 343/154 = 2,2$ (pilihan 2,0 sd 3,5) jadi masih memenuhi syarat.

- **Menghitung Jumlah Sudu (Z)**

Jumlah sudu impeler dapat ditentukan berdasarkan persamaan (21) sebagai berikut :

$$Z = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin 0,5(\beta_1 + \beta_2) \quad (21)$$

Sehingga diperoleh $Z = 7$ buah.

- **Menghitung kecepatan relative fluida keluar sudu**

Besarnya kecepatan relative fluida keluar sudu dapat ditentukan dengan persamaan (22) sebagai berikut.

$$w_2 = \frac{c_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (22)$$

Sehingga diperoleh $w_2 = 5,92$ m/s.

- **Menghitung kecepatan tangensial fluida keluar impeler**

Kecepatan relative tangensial fluida keluar impeler (w_{u2}) ditentukan dengan persamaan (23) berikut ini :

$$w_{u2} = w_2 \cos \beta_2 \quad (23)$$

Sehingga $w_{u2} = 5,127$ m/s

Kecepatan absolute tangensial fluida keluar impeler (c_{u2}) ditentukan dengan persamaan (24) berikut ini :

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} \quad (24)$$

sehingga diperoleh $c_{u2} = u_2 - w_{u2} = 26,05 - 5,127 = 20,92$ m/s

- **Menghitung Jarak Antar Sudu *impeller* (t)**

Jarak antar sudu *impeller* sisi masuk (t_1) dihitung menggunakan persamaan (25) berikut ini.

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{Z} \quad (25)$$

Sehingga, didapatkan $t_1 = 69$ mm.

Jarak antar sudu *impeller* sisi keluar (t_2) dihitung menggunakan persamaan (26) berikut ini.

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z} \quad (26)$$

Sehingga, didapatkan $t_2 = 154$ mm.

- **Menghitung Perpotongan Tebal Sudu *Impeller* (s_u)**

Perpotongan tebal sudu sisi masuk impeler dapat dihitung dengan persamaan (27) berikut ini.

$$s_{u1} = \frac{s_1}{\sin \beta_1} \quad (27)$$

Bila diketahui,

s_1 = tebal sudu, (6 mm)

β_1 = sudut sudu masuk impeler, (19°)

Maka didapatkan $s_{u1} = 18$ mm. Perpotongan tebal sudu sisi keluar impeler dapat dihitung dengan persamaan (28) berikut ini.

$$s_{u2} = \frac{s_2}{\sin \beta_2} \quad (28)$$

Bila diketahui, s_2 = tebal sudu (6 mm) dan β_2 = sudut sudu keluar impeller (30°) sehingga, didapatkan $s_{u2} = 12$ mm

- **Menghitung Faktor Penyempitan Luas Penampangan Aliran (ϕ)**

Faktor penyempitan sisi masuk (ϕ_1) dihitung dengan persamaan (29) berikut ini.

$$\phi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}} \quad (29)$$

Bila t_1 jarak bagi antar sudu sisi masuk impeler sebesar 69 mm, maka didapatkan $\phi_1 = 1,35$. Faktor penyempitan sisi keluar (ϕ_2) dihitung dengan persamaan (30) berikut ini.

$$\phi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}} \quad (30)$$

Bila t_2 jarak bagi antar sudu sisi keluar impeler sebesar 154 mm, maka didapatkan $\phi_2 = 1,08$.

- **Menghitung Tinggi Sudu Impeller (b)**

Menghitung lebar laluan sisi masuk (b_1) dapat dihitung dengan persamaan (31) berikut ini.

$$b_1 = \phi_1 \frac{Q'}{\pi d_1 c_{m1}} \quad (31)$$

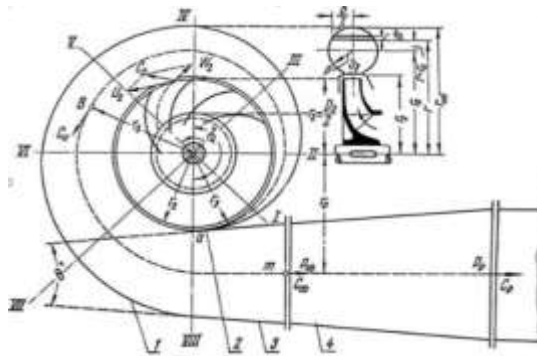
Sehingga, didapatkan $b_1 = 46$ mm. Menghitung lebar laluan sisi keluar (b_2) dapat dihitung dengan persamaan (32) berikut ini.

$$b_2 = \phi_2 \frac{Q'}{\pi d_2 c_{m2}} \quad (32)$$

Sehingga, didapatkan $b_2 = 22$ mm.

8). Perancangan Rumah Volute

Dalam perancangan pompa sentrifugal ini, rumah *volute* akan dibagi menjadi beberapa *section* seperti Gambar 8 berikut.



Gambar 8. Rancangan Rumah Volute[16]

- **Ukuran Jari-Jari Lidah Volute (r_3)**

Jari-jari lidah volute ditentukan dengan persamaan (33) berikut ini.

$$r_3 = (1,02 \text{ sd } 1,05)r_2 \quad (33)$$

Dimana r_2 adalah jari-jari impeler bagian luar ($343/2$ mm = 171,5 mm). Sehingga, $r_3 = (1,02 \text{ sd } 1,05) 171,5$ mm = 174,93 sd 180,075 mm, diambil $r_3 = 175$ mm

- **Lebar Laluan masuk Volute (b_3)**

Lebar laluan masuk volute ditentukan dengan persamaan (34) sebagai berikut.

$$b_3 = b_2 + (0,025r_2) \quad (34)$$

Dimana b_2 adalah tinggi sudu bagian keluar impeler (22 mm) dan r_2 jari-jari impeler bagian keluar (171,5 mm), Sehingga besarnya $b_3 = 22\text{mm} + (0,025)(171,5 \text{ mm}) = 26 \text{ mm}$

- **Nilai Konstanta k_u**

Besarnya konstanta k_u ditentukan dengan persamaan (35) berikut ini.

$$k_u = c_{u3}r_3 \quad (35)$$

Bila,

c_{u3} = kecepatan tangensial fluida masuk lidah volute = $k_{cu2} \cdot c_{u2}$

k_{cu2} = faktor sirkular = 0,76 (pada $n_s = 89,1$)[16]

c_{u2} = kecepatan absolut tangensial fluida keluar impeler, (20,92 m/s)

r_3 = jari-jari sisi masuk volute, (0,175 m)

Sehingga, didapatkan $k_u = (0,76)(20,92)(0,175) = 2,78 \text{ m}^2/\text{s}$

- **Jari-Jari Volute**

Jari-jari volute (r_{vol}) ditentukan dengan persamaan (36) sebagai berikut.

$$r_{vol} = 2\rho + r_3 \quad (36)$$

Jari-jari lingkaran volute (ρ) ditentukan dengan persamaan (37) berikut ini.

$$\rho = \frac{\varphi^o}{X} + \sqrt{2 \frac{\varphi^o}{X} r_3} \quad (37)$$

X adalah parameter tetapan yang nilainya ditentukan dengan persamaan (38) berikut ini.

$$X = \frac{720}{Q_s} k_u \pi \quad (38)$$

Bila,

Q_s = kapasitas pompa, (0,0638 m³/s)

k_u = konstanta kecepatan, (2,78 m²/s)

maka $X = 98,51/\text{mm}$. Sehingga jari-jari lingkaran volute menjadi persamaan (39) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\varphi^o}{X} + \sqrt{2 \frac{\varphi^o}{X} r_3} = \frac{\varphi^o}{98,51/\text{mm}} + \sqrt{2 \frac{\varphi^o}{98,51} (175\text{mm})} \\ \rho &= \left(\frac{\varphi^o}{98,51} + 1,885\sqrt{\varphi^o} \right) \text{mm} \end{aligned} \quad (39)$$

Sehingga parameter pada persamaan (39) dan (36) tersebut dapat ditabelkan sebagai berikut.

Tabel 3. Variasi Jari-Jari Volute terhadap Sudut φ^o

Cross Section No	φ^o	ρ pers. (39)	r_3 (mm)	$r_{vol} = 2\rho + r_3$
I	10	6,06	175	187
II	45	13,11	175	201
III	90	18,80	175	213
IV	135	23,27	175	222
V	180	27,12	175	229
VI	225	30,56	175	236

VII	270	33,71	175	242
VIII	315	36,65	175	248
IX	360	39,42	175	254

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Hasil Perancangan Impeler dan Volute

Hasil perancangan impeler dibandingkan dengan impeler pabrikan untuk kebutuhan *head* 37 m dan kapasitas 229,8 m³/jam dengan putaran 1450 rpm untuk fluida yang sama dapat dibuat pada Tabel 4 sebagai berikut.

Tabel 4. Perbandingan hasil perancangan dan dari pabrikan

No	Parameter	Simbol	Satuan	Rancangan	Pabrikan	Pabrikan
1	Head Total	H	m	37	34,7	38,7
2	Kapasitas	Q	m ³ /jam	229,8	229,8	229,8
3	Putaran Motor	n	Rpm	1450	1450	1450
4	Diameter luar impeler	d_2	mm	343	330	346
5	Fluida	-		Air bersih	Air bersih	Air bersih
6	Temperatur	-		Ambient	Ambient	Ambient
7	Efisiensi overall	ρ_{op}	%	80		
8	Daya Poros	P_p	kW	29,34	27,5	31
9	Jenis Impeler	-		Back Ward		
10	NPSHr	$NPSHr$	m	3,15	2,5	2,5

Pabrikan yang digunakan pembandingan adalah ETA-N 150 x 125-400 sesuai pompa lama. Dari Tabel 4 di atas pada kondisi kapasitas yang sama (229,8 m³/jam) sesuai kebutuhan, maka untuk impeler pabrikan yang ada, diameter impeler 330 mm tetapi *head*-nya hanya 34,7 m (terlalu rendah) sehingga tidak mencukupi kebutuhan, kalau dipaksakan maka kapasitas kurang. Diameter impeler 346 mm *head*-nya ketinggian (38,7 m) [11], sehingga untuk operasinya harus di *throttling*. Operasi pompa dengan di *throttle* adalah merugikan karena ada kerugian *head* pada katup *throttle* nya, dengan demikian untuk memperoleh kapasitas dan *head* yang sama maka daya pompa menjadi lebih besar. Dengan adanya kerugian *throttling* ini maka operasi pompa tidak disarankan dengan *men-throttling*. Hasil perancangan diperoleh diameter impeler 343 mm, *head* 37 m sesuai kebutuhan. Analisa terhadap hukum kesebangunan (*affinity law*) antara diameter 330 mm, *head* 34,7 m pabrikan dan 343 mm perancangan maka *head* yang dibangkitkan,

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 = 34,7 \text{ m} \left(\frac{343 \text{ mm}}{330 \text{ mm}} \right)^2 = 37,5 \text{ m}$$

Jadi dari hasil perancangan *head*-nya lebih rendah 0,5 m dari hukum kesebangunan, hasil perhitungan kesebangunan ini juga tergantung keakurasian pembacaan data *head* dan kapasitas di grafik kurvanya. Untuk NPSHr perancangan lebih besar (3,15 – 2,5 = 0,65 m) dari bacaan di kurva pabrikan, hal ini memungkinkan karena dalam test unjuk kerja NPSHr ada faktor koreksi, sedangkan hasil perancangan itu masih perhitungan perkiraan. Untuk itu maka bila ingin mendapatkan NPSHr riil harus dibuat impeler dan test. Untuk membuat impeler seukuran pompa industri ini cukup mahal.

Untuk penggantian material impeler dan volute belum bisa menunjukan ke unjuk kerja pompa (efisiensi). Dalam perancangan ini unjuk kerja pompa (efisiensi) parameternya hanya tergantung kecepatan spesifik (N_s) dan kapasitas (Gambar 4), sehingga jenis material belum kelihatan berpengaruh, namun dalam hal ketahanan korosi nantinya akan berpengaruh pada kondisi operasi dimana bila terjadi korosi pada impeler akan berdampak pada kemungkinan keseimbangan. Bila

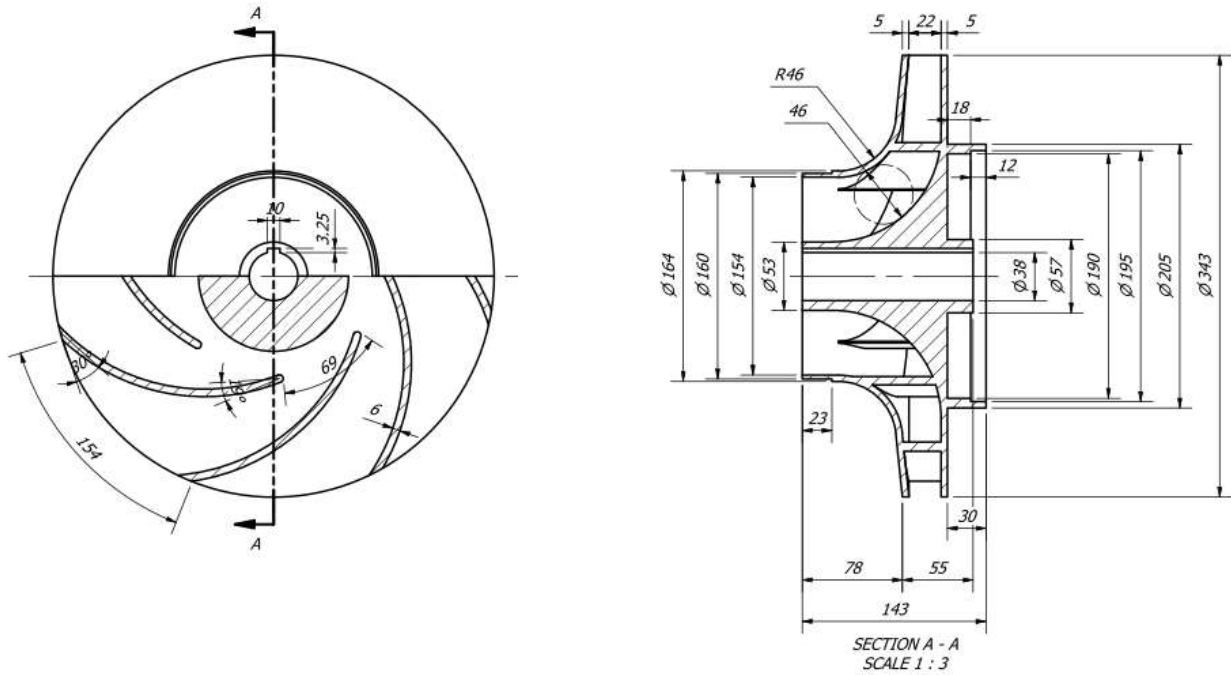
impeler beroperasi pada kondisi tidak seimbang karena adanya korosi maka rotor pompa akan mengalami gaya *unbalance*. *Unbalance* akan berdampak pada kebutuhan daya motor, kerusakan bantalan, suhu tinggi pada pelumas, level getaran akan naik/tinggi. Semua dampak ini akan merugikan dan biaya operasional yang mahal. Berdasarkan dampak inilah maka penggantian material yang lebih tahan korosi diperlukan pada perancangan ini.

Selain dampak korosi di atas, penggantian material impeler dari *cast iron* (FC200) menjadi bronze (UNS C95200) diharapkan dapat memperlambat kerusakan pada impeler. Sedangkan penggantian material pada volute dari *cast iron* (FC250) menjadi ASTM A48 class No. 40 juga diharapkan tingkat korosinya berkurang sehingga life time pompa secara keseluruhan jadi lebih lama dan kemungkinan penurunan unjuk kerja karena korosi dapat dihindari. Adapun data selengkapnya hasil perancangan dapat dilihat pada Tabel 5 berikut.

Tabel 5. Parameter dan Dimensi Impeler Hasil Perancangan

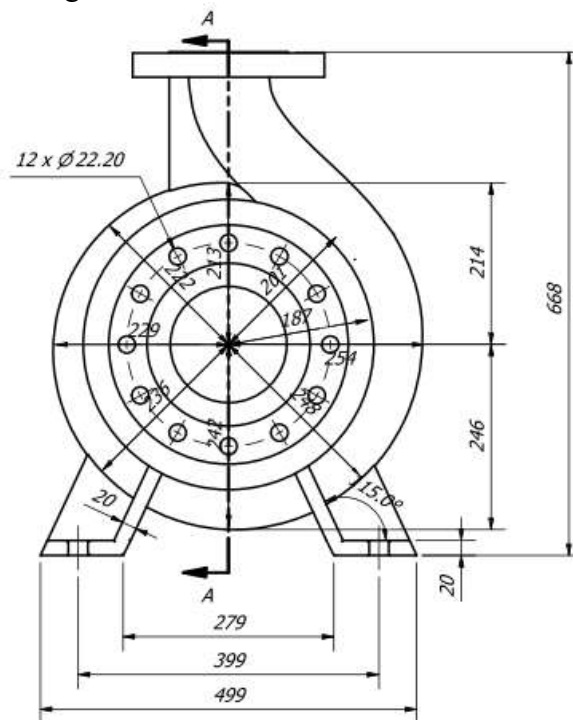
No	Parameter	Simbol	Satuan	Rancangan
1	Head Total	H	m	37
2	Kapasitas	Q	m ³ /jam	229,8
3	Putaran Motor	n	Rpm	1450
4	Diameter luar impeler	d_2	mm	343
5	Fluida	-		Air bersih
6	Temperatur	-		Ambient
7	Efisiensi overall	η_{op}	%	80
8	Efisiensi volumetric	η_v	%	97
9	Efisiensi hidrolik	η_h	%	73,33
10	Daya poros	P_p	kW	29,34
11	Jenis impeler			Back ward
12	NPSHr	$NPSHr$	m	3,15
13	Diameter poros	d_{sh}	mm	38
14	Diameter hup depan	d_{hub}	mm	53
15	Diameter hub belakang	d'_{hub}	mm	57
16	Diameter masuk impeler	d_o	mm	154
17	Diameter dalam impeler	d_1	mm	154
18	Diameter luar impeler	d_2	mm	343
19	Jumlah sudu impeler	Z	buah	7
20	Tinggi sudu masuk impeler	b_1	mm	46
21	Tinggi sudu keluar impeler	b_2	mm	22
22	Sudut sudu masuk impeler	β_1	deg	19
23	Sudut sudu keluar impeler	β_2	deg	30

Dari data tabel 5 tersebut di atas maka dapat digambarkan hasil perancangan impeler seperti Gambar 9 berikut ini.



Gambar 9. Hasil Perancangan Impeler

Sedangkan data hasil perancangan volute Tabel 3 di atas dapat digambarkan bentuk rumah Volute seperti Gambar 10 sebagai berikut.



Gambar 10. Bentuk Hasil Rancangan Volute.

4. SIMPULAN

Pada kondisi operasi dengan media air bersih dan terjadi korosi yang berdampak pada penurunan *head*, kapasitas, hal ini disebabkan karena korosi menyebabkan hambatan pada permukaan impeler jadi besar, juga timbul getaran karena adanya kemungkinan *unbalance* akibat korosi tidak merata pada impeler. Untuk mengatasi korosi perlu diganti material yang lebih tahan korosi

dibanding material lama (*Cast Iron*). Material impeler diganti dari *Cast Iron* (FC200) menjadi *bronze* UNS C95200 dengan harapan bisa mengurangi dampak korosi sehingga timbulnya getaran tinggi dapat diatasi, juga dampak penurunan head kapasitas dan kemungkinan kerusakan bantalan, kopling bisa dihindari. Dari perhitungan kekuatan karena kecepatan tangensial impeler (26,05 m/s masih aman, untuk klas *bronze* kecepatan maksimum 60 m/s. Material volute diganti dari *Cast Iron* (FC250) menjadi ASTM A48 Class No. 40 untuk mengurangi dampak korosi. Diameter luar impeler 343 mm dengan putaran 1450 rpm dan Jumlah sudu 7 buah pada kapasitas 229,8 m³/jam menghasilkan head 37 m. Sedangkan dari grafik pabrikan pompa ETA-N-150 x 125-400 pada kapasitas yang sama, diameter yang ada 330 mm headnya 34,7 m (kekecilan) dan diameter 346 mm headnya 38,7 m (ketinggian). Dari kondisi ini maka diameter impeller hasil rancangan sesuai kebutuhan tanpa harus di *throttling* dalam operasinya. Untuk penelitian berikutnya perhitungan perlu dilakukan iterasi berulang sehingga diperoleh hasil yang memuaskan.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] O. A. Towoju, O. Oluwatoyin, and B. Arebanmen, "Design of a Single Stage Centrifugal Pump," *Int. Res. J. Mod. Eng. Technol. Sci.*, vol. 4, no. 3, pp. 2374–2382, 2022, [Online]. Available: www.irjmets.com
- [2] Y. Iskandar, N. Nazaruddin, and Z. Arif, "Pengaruh Jumlah Sudu Impeller Terhadap Debit Air Yang Dihasilkan Pompa Centrifugal," *J. Mech. Eng. Manuf. Mater. Energy*, vol. 5, no. 1, pp. 78–90, 2021, doi: 10.31289/jmemme.v5i1.4472.
- [3] M. K. Subash; K, "Design and Analysis of Centrifugal Impeller," *J. Ind. Mech.*, vol. 4, no. 2, pp. 5–14, 2019.
- [4] H. Khaing, Y. M. Lwin, and Y. Lwin, "Design and Calculation of Centrifugal Pump (Impeller) For Water Pumping," *Int. J. Sci. Eng. Technol.*, vol. 8, no. 7, pp. 2278–7798, 2019.
- [5] A. T. T. T. et al., "Design and Analysis of Centrifugal Pump for Backward Blades with CFD Simulation," *IRE J.*, vol. 3, no. 2, 2019.
- [6] X. Han, Y. Kang, D. Li, and W. Zhao, "Impeller optimized design of the centrifugal pump: A numerical and experimental investigation," *Energies*, vol. 11, no. 6, pp. 1–21, 2018, doi: 10.3390/en11061444.
- [7] H. CVS, Rajesh, And Shariff, SK, "Design of Impeller of Centrifugal Pump by Using Analytical and Numerical Method," *Int. J. Mag. Eng. Technol. Manag. Reseacrh.*, vol. 5, no. 2, pp. 50–59, 2018.
- [8] I. P. Okokpujie, "Design, Production and Testing of a Single Stage Centrifugal Pump," *Int. J. Appl. ENgoneering Res.*, vol. 12, no. 18, pp. 7426–7434, 2017.
- [9] I. J. Karassik, *Pump handbook*. USA: McGraw-Hill, 1986.
- [10] A. S. 610, *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*, 10th ed. America: API 610, 2010.
- [11] T. P. M. F. G. C. Ltd., *Torishima pump handbook*. 2011.
- [12] S. Lazarkiewicz and A. T. Troskolanski, *Impeller Pump*. Moscow: Warszawa, 1965.
- [13] S. H. T., *Pompa dan Kompresor, Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*, 7th ed. Jakarta: Pradnya Paramita, 2000.
- [14] M. Khetagurov, *Marine auxiliary machinery and systems*. Moscow: Peace Publishers.
- [15] F. Dietzel, *Turbin, pompa dan kompresor*. Jakarta: Erlangga, 1980.
- [16] M. Khetagurof, *Marine Auxiliary Machinery and System*. Moscow: Peace Publisher, 1965.

Daftar Simbol

A_o = luas penampang aliran masuk impeller, m².
 A'_o = luas total sisi masuk suction, m².
 $\quad = A_o + A_{hub}$.
 A_{hub} = luas penampang hub, m².
 H = head, m
 K_{cm} = faktor kecepatan radial
 $NPSHr$ = net positive suction head required, m

P_w	= daya hidrolik, kW
P_p	= daya pompa, kW
P_m	= daya motor Listrik, kW
Q	= kapasitas, m ³ /jam
Q'	= kapasitas teoritis, m ³ /jam
S	= tetapan kavitasi
X	= konstanta volute
Z	= jumlah sudu impeller, buah
b_1	= tinggi sudu sisi masuk impeller, mm.
b_2	= tinggi sudu sisi keluar impeller, mm.
b_3	= lebar laluan lidah volute, mm
c_o	= kecepatan fluuida masuk impeller, m/s
c_1	= kecepatan absolute fluida masuk impeller, m/s
c_2	= kecepatan absolute fluida keluar impeller, m/s
c_m	= kecepatan meridional (radial) fluida, m/s
c_{u2}	= kecepatan absolute tangensial fluida sisi keluar impeller, m/s
c_{u3}	= kecepatan tangensial fluida masuk lidah volute, m/s
d_{hub}	= diameter hub depan
d'_{hub}	= diameter hub belakang
d_o	= diameter masuk impeller, mm
d_1	= diameter masuk sudu impeller, mm
d_2	= diameter keluar sudu impeller, mm
d_{sh}	= diameter lubang poros, mm
g	= grafitasi bumi, m/s ²
k_u	= konstanta kecepatan, mm ² /s
k_{cu2}	= factor sirkular
n	= putaran, rpm
n_{sQ}	= kecepatan spesifik kinematik
n_{sP}	= kecepatan spesifik dinamik
n_{sf}	= shape number
r_2	= jari-jari impeller bagian keluar. Mm
r_3	= jari-jari lidah volute, mm
r_{vol}	= jari-jari volute bagian luar, mm
s_1	= tebal sudu sisi masuk impeller, mm
s_2	= tebal sudu sisi keluar impeller, mm
s_{u1}	= perpotongan tebal sudu sisi masuk impeller, mm
s_{u2}	= perpotongan tebal sudu sisi keluar impeller, mm
t_1	= jarak antar sudu sisi masuk impeller, mm
t_2	= jarak antar sudu sisi keluar impeller, mm
u_1	= kecepatan tangensial impeller sisi masuk, m/s
u_2	= kecepatan tangensial impeller sisi keluar, m/s
w_1	= kecepatan relative fluida sisi masuk impeller, m/s
w_2	= kecepatan relative fluida sisi keluar impeller, m/s
w_{u2}	= kecepatan relative tangensial fluida keluar impeller, m/s
α	= margin factor
α_1	= sudut kecepatan absolut fluida masuk sudu impeller, deg.
α_2	= sudut kecepatan absolut fluida keluar sudu impeller, deg
β_1	= sudut sudu masuk impeller, deg
β_2	= sudut sudu masuk impeller, deg
ρ	= jari-jari lingkaran volute, mm
τ_{ijin}	= tegangan ijin, N/mm ² .
η_h	= efisiensi hidrolik, %
η_{op}	= efisiensi pompa, %
η_v	= efisiensi volumetrik, %
η_t	= efisiensi transmisi, %
ϕ_1	= faktor penyempitan sisi masuk sudu
ϕ_2	= faktor penyempitan sisi keluar sudu
ϕ^o	= sudut pembagian seksi volute, deg.