

Perencanaan Turbin Air dengan Head 50 m, Debit 3 m³/s, dan Putaran 750 Rpm

Daris Muhammad Al Mubarak¹, M. Abdulkadir¹, Daru Sugati¹

^{1,2,3} Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Nasional Yogyakarta

Jl. Babarsari, Caturtunggal, Depok, Sleman, Yogyakarta, 55281 Telp. (0274) 485390
e-mail: ¹maz.moebarok@gmail.com, ²makadir2011@gmail.com, ³daru.tm@itny.ac.id

Abstrak

Turbin air merupakan salah satu jenis mesin konversi energi yang termasuk dalam teknologi energi terbarukan. Tugas akhir ini disusun untuk mengetahui proses perencanaan sebuah turbin air berdasarkan sumber air yang ada. Sumber air yang tersedia mempunyai tinggi jatuh 50 m dan debit 3 m³/s. Putaran turbin ditentukan sebesar 750 rpm. Berdasarkan kondisi kerja turbin tersebut diperoleh putaran spesifik (N_q) sebesar 69,09 rpm sehingga ditentukan jenis turbin yang dirancang adalah turbin Francis. Daya yang dihasilkan turbin sebesar 1,2 MW. Selanjutnya ditentukan segitiga kecepatan sisi masuk dan keluar sudu jalan untuk menentukan ukuran dasar runner. Ukuran dasar runner digunakan untuk menentukan ukuran dasar komponen selanjutnya, yaitu sudu wicket gate, stay vane, spiral housing dan draft tube. Poros turbin dan kopling flens ditentukan berdasarkan daya yang dihasilkan oleh turbin. Dari hasil perhitungan diperoleh diameter runner sebesar 632 mm pada sisi masuk dan 636 mm pada sisi keluar. Sudut sisi masuk sudu sebesar 38°, sedangkan pada sisi keluar 36° dengan jumlah sudu 15 buah. Air masuk ke dalam runner diarahkan wicket gate pada sudut 12° dengan jumlah sudu 16 buah. Jumlah sudu stay vane sebanyak 16 buah dengan sudut sisi masuk dan keluar 41°. Diameter saluran sisi masuk spiral housing diperoleh 833 mm, sedangkan diameter keluar draft tube sebesar 1332 mm. Turbin dipasang pada ketinggian 2661 mm di atas permukaan tail race untuk menghindari kavitasi.

Kata kunci— PLTA, PLTMH, Turbin air, Turbin Francis

Abstract

Hydropower turbine is one of renewable energy technologies. This article is written to understand the entire process of designing a hydropower turbine based on available water source. The available water source has 50 m head, and 3 m³/s discharge rate. Turbine is designed to operate at the speed of 750 rpm. Based on those data, the calculated specific speed (N_q) is 69,09. Thus, a Francis turbine is selected. 1,2 MW of power can be generated. After determining the type of turbine, velocity triangle on the suction and discharge side of the runner blade is determined. Based on the velocity triangle, the basic dimensions of the runner are obtained. The basic dimensions of the runner are used to determine the basic dimensions of the rest part such as wicket gate, stay vane, spiral housing and draft tube. Turbine shaft and coupling dimensions are determined based on the generated power of the turbine. From the calculation process, the runner has 632 mm in diameter on the suction side, and 636 mm on the discharge side. The blade has the angle of 38° on the suction side and 36° on the discharge side with the number of runner blade is 15. Water is directed to the runner by the wicket gate at the angle of 12° with the number of wicket gate blade is 16. The stay vane has also 16 blades with the angle of 41° on both suction and discharge side. The inlet diameter of spiral housing is 833 mm and the outlet diameter of the draft tube is 1332 mm. The turbine is installed at 2661 mm above the tail race to prevent cavitation

Keywords— Hydropower, Micro-hydro power plant, Hydropower turbine, Francis turbine

1. PENDAHULUAN

Turbin air merupakan salah satu jenis mesin konversi energi yang termasuk dalam teknologi energi terbarukan. Menurut data statistik yang dikeluarkan oleh Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral, kapasitas terpasang pembangkit tenaga listrik nasional secara keseluruhan untuk PLTA adalah 5.124,06 MW.

Turbin air mempunyai keunggulan tersendiri jika dibandingkan dengan turbin uap. Turbin air jauh lebih ramah lingkungan, biaya operasional lebih murah, dan relatif lebih mudah dibuat terutama untuk kapasitas yang lebih kecil.

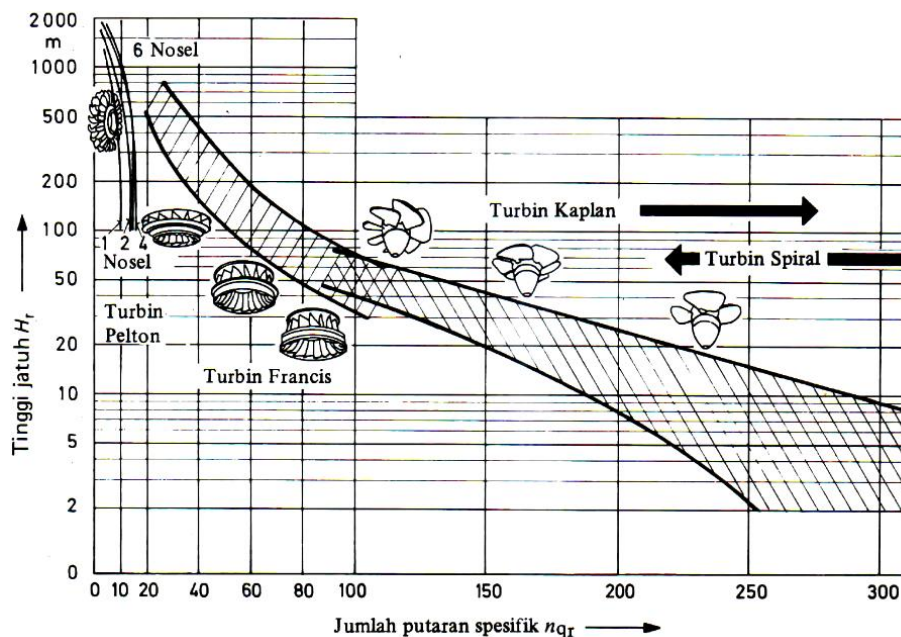
Pada tugas akhir ini direncanakan sebuah turbin air untuk memanfaatkan energi dari sumber air yang mempunyai tinggi jatuh 50 m dan debit 3 m³/s dengan putaran 750 rpm.

Dalam tugas akhir perencanaan turbin air ini akan direncanakan sebuah sistem turbin air meliputi:

1. Penentuan jenis turbin yang sesuai dengan sumber air.
2. Perencanaan komponen-komponen utama turbin.
3. Perencanaan poros dan bantalan.
4. Perencanaan kopling.

2. LANDASAN TEORI

Turbin secara umum adalah mesin fluida penghasil kerja yang memanfaatkan energi potensial dari fluida (gas, uap, atau air) untuk menggerakkan rotor secara langsung (Satibi, Purnawan, & Nazifah, 2013).



Gambar 1. Grafik daerah penggunaan untuk beberapa konstruksi turbin air.

Sumber: Turbin Pompa dan Kompresor, Fritz Dietzel, hal. 24.

Turbin air adalah salah satu jenis turbin yang memanfaatkan energi potensial air dari perbedaan permukaan air di tempat yang tinggi (mempunyai energi potensial lebih tinggi) dengan tempat yang lebih rendah (mempunyai energi potensial lebih rendah) (Pudjanarsa & Nursuhud, 2008).

Tinggi jatuh atau *head* (H) adalah ketinggian permukaan air yang diukur dari posisi turbin hingga permukaan sumber air. Debit (Q) adalah volume fluida, dalam hal ini air, yang

mengalir tiap satuan waktu. Putaran turbin (n) adalah banyaknya putaran roda turbin pada porosnya tiap satuan waktu.

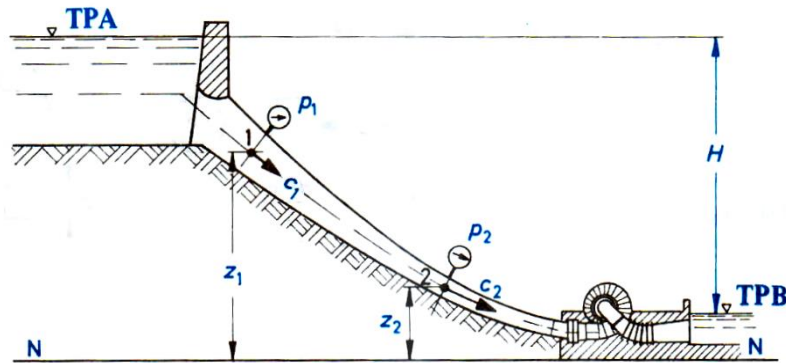
Gambar 1 menjadi panduan untuk menentukan jenis turbin yang dirancang berdasarkan putaran spesifik (N_q) dan tinggi jatuh turbin (H). Berdasarkan gambar 1, turbin air dapat diklasifikasikan berdasarkan putaran spesifik (N_q) dan tinggi jatuh turbin.

Dalam perencanaan turbin air, penentuan ukuran-ukuran utama pada turbin seperti jenis turbin, diameter *runner*, bentuk sudu, jumlah sudu, diameter nosel, dan sebagainya, harus mengikuti panduan tertentu agar turbin tersebut dapat bekerja pada randemen yang optimal (Karakas, 2019). Panduan tersebut didasarkan pada putaran spesifik turbin (N_q) yang dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$N_q = n \cdot \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \tag{2.1}$$

Keterangan:

- N_q = Putaran spesifik (rpm)
- n = Putaran turbin (rpm)
- Q = Debit air (m³/s)
- H = Tinggi jatuh (m)



Gambar 2. Perubahan energi pada aliran air.

Di dalam suatu fluida yang mengalir terkandung tiga macam energi yaitu energi potensial, energi tekanan, dan energi kinetik. Jumlah ketiga energi tersebut konstan walaupun masing-masing bentuk energi besarnya berubah-ubah pada kondisi tertentu. Hal tersebut direpresentasikan dengan persamaan sebagai berikut:

$$mgz + m \frac{p}{\rho} + m \frac{c^2}{2} = \text{konstan (Nm atau J)} \tag{2.2}$$

Suku pertama (mgz) merupakan bentuk energi potensial ketinggian. Air dengan massa m pada ketinggian z dari permukaan bawah mempunyai energi potensial sebesar mgz Nm (joule). Suku kedua $m \frac{p}{\rho}$ adalah bentuk energi tekanan aliran atau energi kerja aliran (Streeter & Wylie, 1999). Suku ketiga $m \frac{c^2}{2}$ merupakan energi kinetik massa air yang bergerak pada kecepatan tertentu.

Berdasarkan keadaan seperti pada gambar 2, dari persamaan 2.2 diperoleh persamaan umum kecepatan aliran pancaran air (c_p) (Dietzel, 1996):

$$c_p = \sqrt{2gH} \tag{2.3}$$

Air yang mengalir pada debit Q yang masuk sudu jalan dengan kecepatan c_1 dan keluar dengan kecepatan c_2 menghasilkan gaya dengan persamaan:

$$F = Q \cdot \rho (\vec{c}_1 - \vec{c}_2) \tag{2.4}$$

Masing-masing vektor \vec{c}_1 dan \vec{c}_2 tersebut mempunyai komponen arah aksial (a) dan arah sejajar putaran turbin (u) sehingga diperoleh \vec{c}_{1u} , \vec{c}_{1a} , \vec{c}_{2u} dan \vec{c}_{2a} .

Gaya yang berguna untuk menghasilkan momen puntir pada sudu adalah gaya arah sejajar putaran turbin (u) sehingga menimbulkan putaran pada roda turbin. Pada diameter terluar

roda turbin timbul kecepatan tangensial roda turbin (u). Kecepatan air masuk sudu turbin tidak lagi kecepatan absolut \vec{c}_1 melainkan kecepatan relatif \vec{w}_1 terhadap kecepatan tangensial turbin pada sudut β_1 sehingga diperoleh: $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$. Pada bagian air keluar sudu juga terdapat kecepatan relatif air keluar sudu \vec{w}_2 terhadap putaran roda turbin pada sudut β_2 .

Gaya yang menggerakkan *runner* pada turbin Francis dapat ditentukan dengan persamaan:

$$F_u = Q \cdot \rho (\vec{w}_{1u} + \vec{w}_{2u})$$

Gaya tersebut menggerakkan *runner* pada putaran tertentu sehingga diperoleh persamaan daya turbin sebagai berikut:

$$P = Q \cdot \rho (u_1 \cdot \vec{w}_{1u} - u_2 \cdot \vec{w}_{2u}) \tag{2.5}$$

Daya teoritis yang dapat dihasilkan suatu sumber air dengan tinggi jatuh dan debit tertentu dapat ditentukan dengan persamaan:

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T \tag{2.6}$$

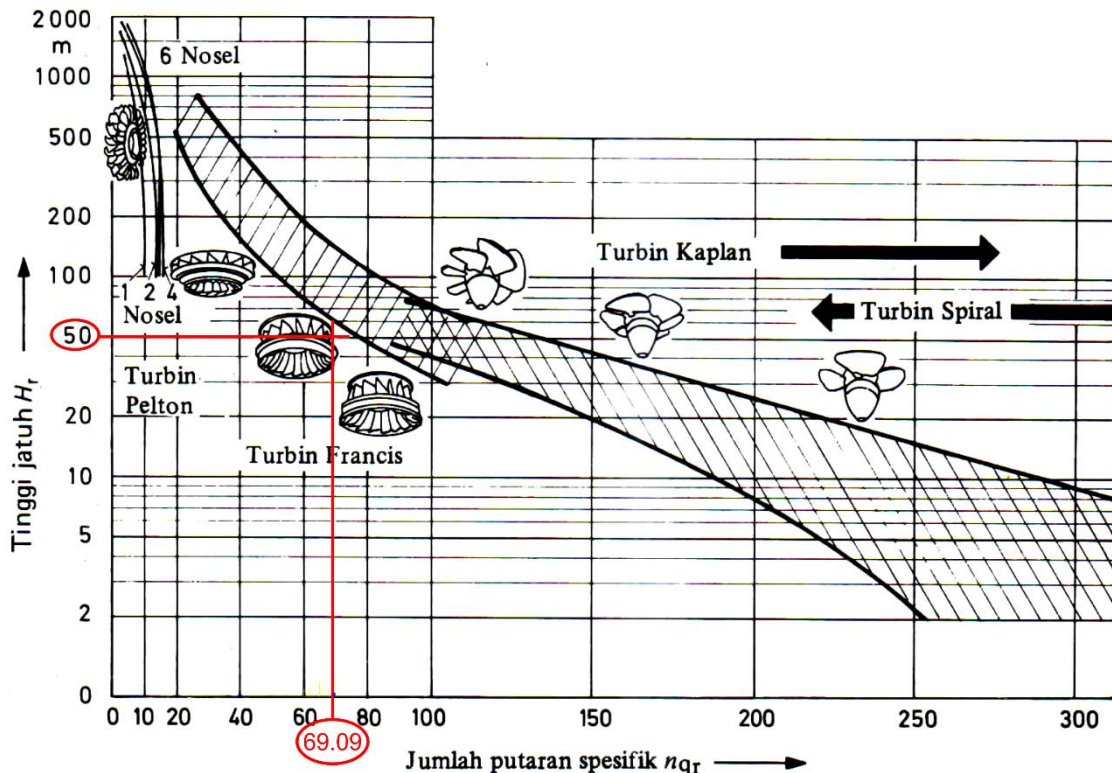
Dengan demikian, diperoleh persamaan tinggi jatuh berikut:

$$H = \frac{(u_1 \cdot \vec{w}_{1u} - u_2 \cdot \vec{w}_{2u})}{g \cdot \eta_T} \tag{2.7}$$

3. PERHITUNGAN KOMPONEN TURBIN

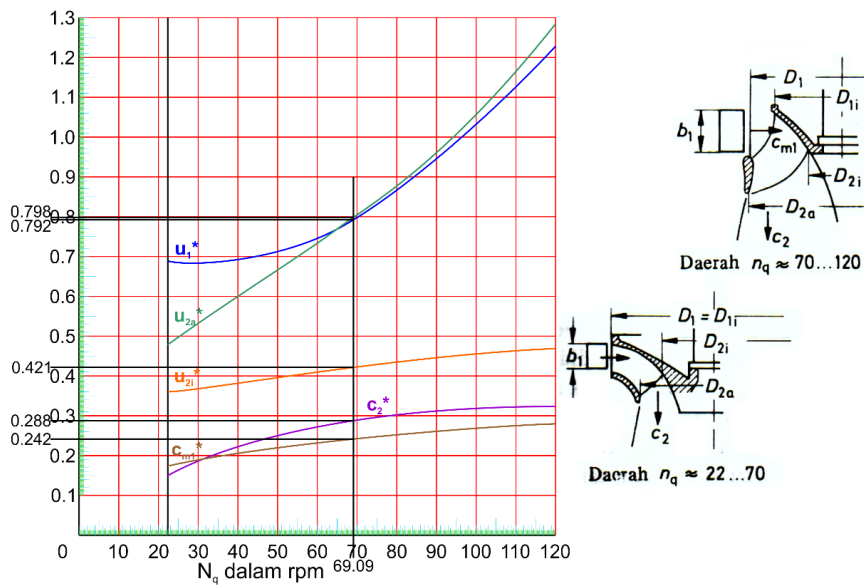
Berdasarkan data awal berupa tinggi jatuh desain (H), debit air (Q), putaran turbin (n), dan efisiensi turbin (η_T) dapat ditentukan potensi daya dan putaran spesifik (N_q) menggunakan persamaan 2.6 dan 2.1 sehingga diperoleh daya $P = 1249500 \text{ watt}$ dan $N_q = 69,09 \text{ rpm}$.

Nilai N_q sebesar 69,09 rpm dan tinggi jatuh 50 m dimasukkan ke dalam grafik pada gambar 3 untuk menentukan jenis turbin yang dibuat.



Gambar 3. Penentuan jenis turbin.

Dari gambar 3 dapat disimpulkan jenis turbin yang sesuai adalah turbin Francis.



Gambar 4. Penentuan harga spesifik hasil penelitian.
 Sumber: Turbin Pompa dan Kompresor, Fritz Dietzel, hal. 24.

Nilai putaran spesifik $N_q = 69,09$ rpm dimasukkan pada grafik gambar 4 untuk menentukan harga spesifik. Masing-masing harga spesifik tersebut dikalikan dengan harga kecepatan aliran pancaran air (c_p) yang dihitung menggunakan persamaan 2.6. Diperoleh nilai $c_p = 31,321$ m/s. Dengan demikian diperoleh data harga awal sebagai berikut:

Tabel 1. Tabel harga awal penentuan ukuran-ukuran dasar turbin

No.	Harga Awal	Nilai
1.	u_1	24,806 m/s
2.	u_{2a} (u_{2o})	24,994 m/s
3.	u_{2i}	13,186 m/s
4.	c_2	9,02 m/s
5.	c_{m1} (c_{1a})	7,58 m/s

Keterangan:

- u_1 = kecepatan tangensial runner pada sisi masuk sudu (m/s).
- u_{2o} = kecepatan tangensial runner sisi keluar sudu pada diameter terluar (m/s).
- u_{2i} = kecepatan tangensial runner sisi keluar sudu pada diameter terdalam (m/s).
- c_2 = kecepatan absolut air pada sisi keluar sudu (m/s).
- c_{1a} = kecepatan absolut air arah aksial pada sisi masuk sudu (m/s).

Pada efisiensi 100%, c_2 tidak mempunyai komponen tangensial lagi sehingga arahnya tegak lurus terhadap u_2 . Dengan demikian, dapat diketahui besaran w_2 dan β_2 dengan persamaan-persamaan berikut:

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 + u_{2i}^2} \tag{3.1}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_2}{u_{2i}} \right) \tag{3.2}$$

Keterangan:

- w_2 = kecepatan relatif air pada sisi keluar sudu (m/s).
- β_2 = arah w_2 kecepatan relatif air pada sisi keluar sudu ($^\circ$).

Dengan demikian diperoleh $w_2 = 15,976$ m/s dan $\beta_2 = 34^\circ$.

Untuk menentukan komponen tangensial kecepatan relatif air masuk sudu (w_{1u}), persamaan 2.7 dimodifikasi menjadi:

$$\vec{w}_{1u} = \frac{(H \cdot g \cdot \eta_T + u_2 \cdot \vec{w}_{2u})}{u_1} \tag{3.3}$$

Dengan demikian diperoleh $\overline{w_{1u}} = 9,798 \text{ m/s}$. Selanjutnya ditentukan harga komponen tangensial kecepatan absolut air sisi masuk (c_{1u}), kecepatan absolut air sisi masuk (c_1), dan arah c_1 (α_1).

$$c_{1u} = w_{1u} + u_1 \tag{3.4}$$

$$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1a}^2} \tag{3.5}$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1a}}{c_{1u}} \right) \tag{3.6}$$

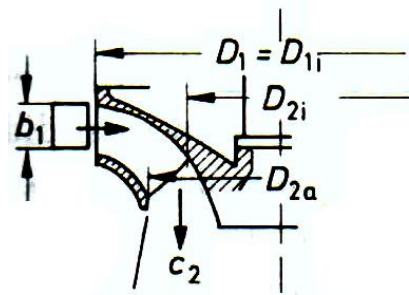
Diperoleh $c_{1u} = 34,604 \text{ m/s}$, $c_1 = 35,425 \text{ m/s}$, dan $\alpha_1 = 12^\circ$.

Besar komponen radial kecepatan relatif air sisi masuk (w_{1a}) sama dengan besar c_{1a} . Dengan demikian besar kecepatan relatif air masuk sudu (w_1) dan arahnya (β_1) dapat ditentukan dengan:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \tag{3.7}$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{w_{1a}}{w_{1u}} \right) \tag{3.8}$$

Diperoleh $w_1 = 12,388 \text{ m/s}$, dan $\beta_1 = 38^\circ$.



Dacrah $n_q \approx 22 \dots 70$

Gambar 5. Nomenklatur ukuran dasar runner untuk $N_q 69,09$.

Diameter D_1 , D_{2o} , dan D_{2i} diperoleh berdasarkan besaran u_1 , u_{2o} , dan u_{2i} dengan persamaan dasar:

$$D = \frac{u \cdot 60}{\pi \cdot n} \tag{3.9}$$

Dengan demikian diperoleh $D_1 = 632 \text{ mm}$, $D_{2o} = 637 \text{ mm}$, dan $D_{2i} = 336 \text{ mm}$.

Pengecekan dilakukan dengan menghitung debit sisi keluar runner (Q_2) dengan persamaan berikut:

$$Q_2 = c_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{2o}^2 \tag{3.10}$$

Diperoleh $Q_2 = 2,87 \text{ m}^3/\text{s}$. Besar Q_2 harus sama dengan Q . Dengan demikian perlu dilakukan koreksi. Koreksi yang dilakukan adalah mengubah nilai koefisien c_2^* dari 0,288 menjadi 0,302. Sehingga diperoleh $c_2 = 9,459 \text{ m/s}$.

Dengan melakukan perhitungan ulang pada persamaan 3.1, 3.2 dan 3.9 dengan harga $c_2 = 9,459 \text{ m/s}$ diperoleh $w_2 = 16,228 \text{ m/s}$, $\beta_2 = 36^\circ$ dan $Q_2 = 3,009 \text{ m}^3/\text{s}$. Dengan demikian, koreksi berhasil dilakukan.

Selanjutnya, lebar sisi masuk runner dihitung dengan persamaan:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot c_{1a} \cdot \epsilon} \tag{3.11}$$

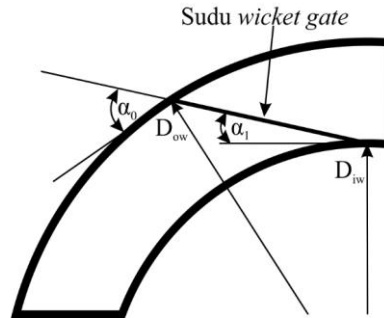
Keterangan:

ϵ = penyempitan luas area sisi masuk runner.

Pengurangan luas penampang sisi masuk akibat adanya ketebalan sudu turbin (ϵ) diambil 0,9 (Dietzel, 1996). Dengan demikian diperoleh $b_1 = 222 \text{ mm}$.

Selanjutnya jumlah sudu turbin (Z) diambil 15 buah berdasarkan contoh perhitungan turbin Francis berukuran kecil (Dietzel, 1996). Dengan pertimbangan ketahanan aus yang baik, bahan yang digunakan untuk *runner* adalah baja tahan karat AISI 440C.

Jumlah sudu *wicket gate* (Z_w) diambil 16 buah dengan kemiringan pada sisi keluar $\alpha_1=12^\circ$. Celah antara *runner* dan *wicket gate* dibuat 5% lebih besar dari diameter D_1 untuk mengurangi turbulensi (Church, 1993), sehingga diperoleh diameter dalam *wicket gate ring* $D_{iw} = 663 \text{ mm}$. Lebar arah radial *wicket gate ring* diambil 100 mm sehingga diperoleh diameter luar *wicket gate* $D_{ow} = 863 \text{ mm}$.



Gambar 6. Ilustrasi sudu *wicket gate*.

Kecepatan air masuk sudu (α_0) ditentukan dengan persamaan:

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left(\frac{\cos(\alpha_1) \cdot 0.5D_{iw}}{0.5D_{ow}} \right) \quad (3.12)$$

Diperoleh $\alpha_0 = 41$. Dengan pertimbangan ketahanan aus yang baik, bahan yang digunakan untuk *runner* adalah baja tahan karat AISI 440C.

Diameter dalam *stay vane* (D_{is}) dibuat sama dengan diameter luar *wicket gate* (D_{ow}) yaitu sebesar 863 mm. Lebar arah radial *wicket gate* diambil 100 mm sehingga didapat diameter luar *stay vane* $D_{os} = 1063 \text{ mm}$. Arah kecepatan air keluar dan masuk *stay vane* (α_s) sama dengan sisi masuk *wicket gate* (α_0) yaitu sebesar 41° . Bahan yang digunakan untuk *stay vane* adalah baja tahan karat AISI 321 karena memiliki sifat mampu las yang baik.

Debit aliran air masuk di sepanjang *spiral housing* akan berkurang secara linier. Untuk menentukan debit air pada bagian *spiral housing* dengan sudut tertentu, digunakan persamaan berikut:

$$Q_\theta = Q \cdot \frac{\theta}{360} \quad (3.13)$$

Keterangan:

- Q_θ = Debit air pada bagian *spiral housing* dengan sudut θ
- Q = Debit air turbin

Dengan mengetahui besar Q_θ pada posisi θ dapat ditentukan luas penampang pada posisi tersebut. Perhitungan dilakukan berulang untuk beberapa nilai θ hingga dihasilkan beberapa segmen yang membentuk profil *involute* mengelilingi *stay vane*. Bahan *spiral housing* dibuat sama dengan bahan *stay vane* yaitu baja tahan karat AISI 321.

Untuk menentukan ukuran dasar *draft tube* ditentukan terlebih dahulu tinggi turbin dari permukaan *tail race* (h) dengan persamaan:

$$h = (H_a - H_v) - (H \cdot \sigma_c) \quad (3.14)$$

Keterangan:

- H_a = tinggi jatuh tekanan atmosfer (m)
- H_v = tinggi jatuh tekanan saturasi air (m)
- σ_c = koefisien kavitasi

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh nilai $h = 2661 \text{ mm}$. Nilai h diperlukan untuk menentukan panjang *draft tube*. Panjang *draft tube* dimulai dari sisi keluar *runner*, sepanjang garis tengah radius belokan siku, hingga sisi keluar *draft tube* yang berada di bawah permukaan *tail race*.

Saluran sepanjang siku *draft tube* tetap mengalami pembesaran dengan sudut pembesara 4° . Diameter sisi masuk siku *draft tube* (D_{ms}) sama dengan diameter saluran keluar dari turbin (D_{2o}), yaitu 636 mm. Dengan demikian diameter sisi keluar *draft tube* (D_3) dapat ditentukan dengan persamaan:

$$D_3 = D_{ms} + (l_{dt} \cdot (\tan 4) \cdot 2) \tag{3.15}$$

Keterangan:

l_{dt} = panjang keseluruhan *draft tube* (termasuk panjang saluran siku) (m)

Diperoleh $D_3 = 1332 \text{ mm}$.

Poros ditumpu pada 2 tempat menggunakan bantalan di dekat *runner* dan di dekat kopleng flens penghubung antara poros turbin dengan poros generator. Diameter poros minimum ditentukan dengan memodifikasi persamaan tegangan maksimum yang terjadi pada poros (Sularso & Suga, 2004) menjadi:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \sqrt{(M \cdot Fs)^2 + (T \cdot Fs)^2}}{\pi \cdot \tau_{maks}}} \tag{3.16}$$

Dengan faktor keamanan (Fs) sebesar 3 untuk beban kejut tinggi, diperoleh $d_p = 125,07 \text{ mm}$. Diambil diameter poros $d_p = 150 \text{ mm}$ disesuaikan dengan diameter dalam bantalan yang digunakan.

Bahan yang digunakan untuk membuat kopleng flens adalah baja AISI 1008 dengan tegangan luluh sebesar 285 MPa. Dengan faktor keamanan sebesar 0,3, maka diperoleh tegangan geser maksimal yang diijinkan (τ_{maks}) sebesar 85,5 MPa. Diameter dalam kopleng flens (d) sama dengan diameter luar poros, yaitu 150 mm. Tebal *hub* kopleng flens ditentukan sebesar 20 mm sehingga diameter *hub* kopleng (d_h) adalah 190 mm. Tegangan geser maksimum pada *hub* tidak boleh melebihi tegangan geser yang diijinkan bahan, yaitu 85,5 MPa. Untuk menentukan tegangan geser desain (τ), digunakan persamaan berikut:

$$\tau = \frac{T \cdot 16}{\pi \cdot d_h^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{d_h}\right)^4\right)} \tag{3.17}$$

Diperoleh $\tau = 57,95 \text{ MPa}$. Dengan demikian, kopleng tidak akan rusak pada bagian *hub*. Selanjutnya, tebal flens dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$t_f = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot d_h^2 \cdot \tau} \tag{3.18}$$

Diperoleh $t_f = 14,524 \text{ mm}$. Dengan pertimbangan dimensi baut yang digunakan, diambil tebal flens 23 mm.

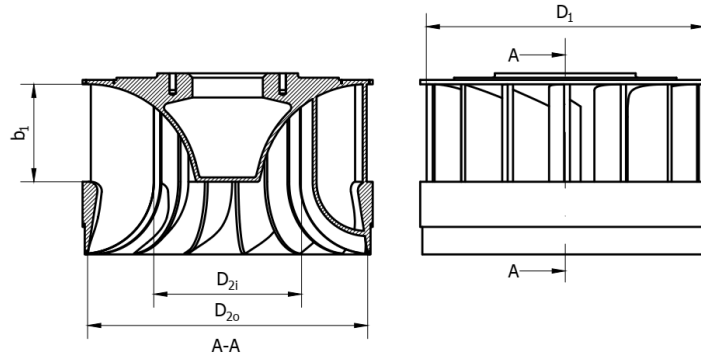
Diameter *pitch* flens (d_{pf}) ditentukan sebesar 250 mm. Jumlah baut ditentukan sebanyak 10 buah. Untuk pertimbangan keamanan, jumlah baut yang dianggap menahan beban torsi hanya setengahnya sehingga dalam perencanaan jumlah baut (n_b) diambil 5 buah. Bahan baut yang digunakan adalah baja AISI 1030 yang mempunyai spesifikasi tegangan luluh maksimum 440 MPa. Dengan demikian, tegangan geser maksimum yang diijinkan bila menggunakan faktor keamanan untuk beban kejut besar, 0,3 adalah 132 MPa. Diameter baut (d_b) berdasarkan data yang telah disebutkan, dapat digunakan persamaan berikut:

$$d_b = \sqrt{\frac{8 \cdot T}{\pi \cdot n_b \cdot d_{pf} \cdot \tau}} \tag{3.19}$$

Diperoleh $d_b = 15,67 \text{ mm}$. Dengan demikian, baut yang digunakan adalah baut M16x2 dengan diameter nominal 16 mm.

4. KESIMPULAN

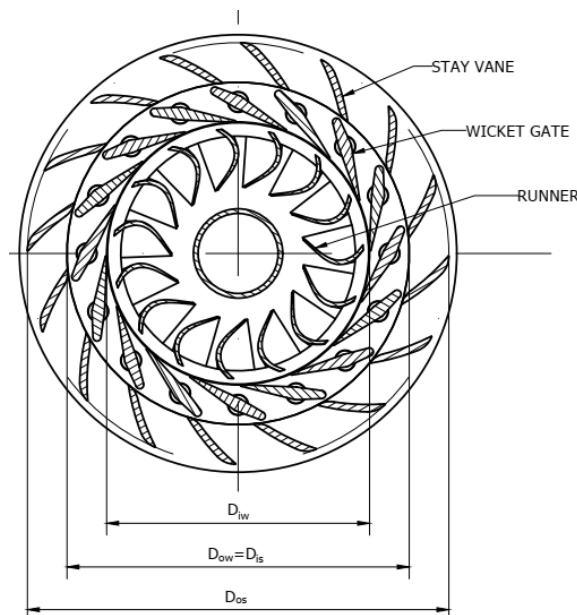
Dari hasil perhitungan, diperoleh ukuran dasar serta bahan yang digunakan untuk masing-masing komponen utama.



Gambar 7. Runner

Tabel 2. Ukuran dasar runner.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter sisi masuk	D_1	632	mm
2.	Diameter sisi keluar sebelah dalam	D_{2i}	336	mm
3.	Diameter sisi keluar sebelah luar	D_{2o}	636	mm
4.	Sudut sisi masuk sudu	β_1	38	°
5.	Sudut sisi keluar sudu	β_2	36	°
6.	Lebar sisi masuk runner	b_1	222	mm
7.	Jumlah sudu	Z	15	
Bahan: Baja tahan karat AISI 440C				



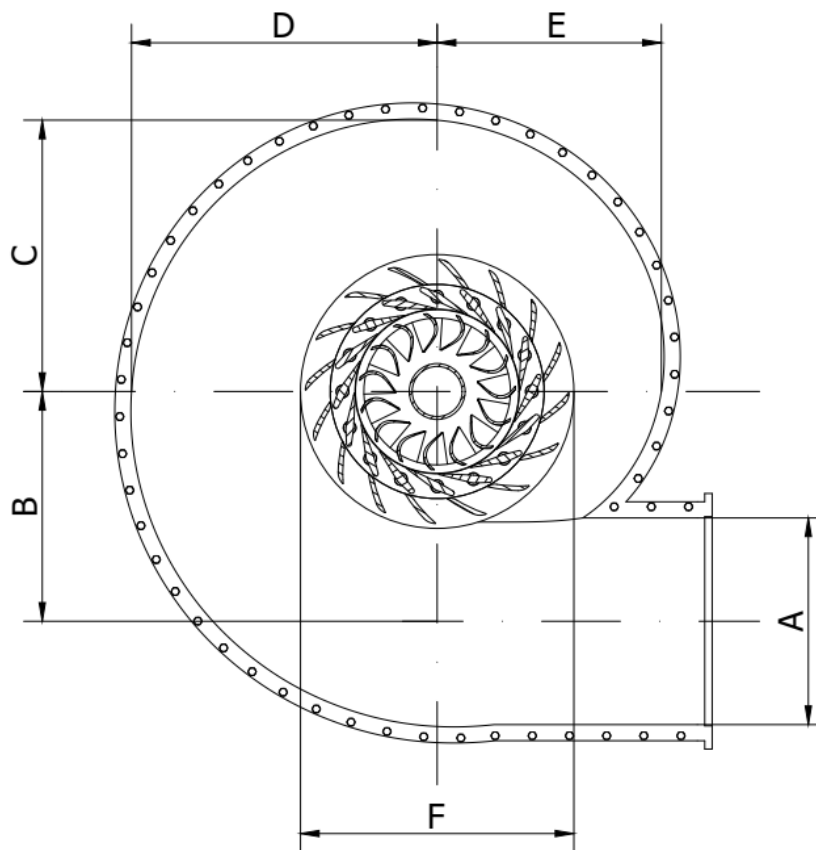
Gambar 8. Potongan melintang runner, wicket gate, dan stay vane.

Tabel 3. Ukuran dasar *wicket gate*.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter dalam <i>wicket gate ring</i>	D_{iw}	663	mm
2.	Diameter luar <i>wicket gate ring</i>	D_{ow}	863	mm
3.	Arah aliran air sisi masuk	α_0	41	°
4.	Arah aliran air sisi keluar	α_1	12	°
5.	Jumlah sudu	Z_w	16	
Bahan: Baja tahan karat AISI 440C				

Tabel 4. Ukuran dasar *stay vane*.

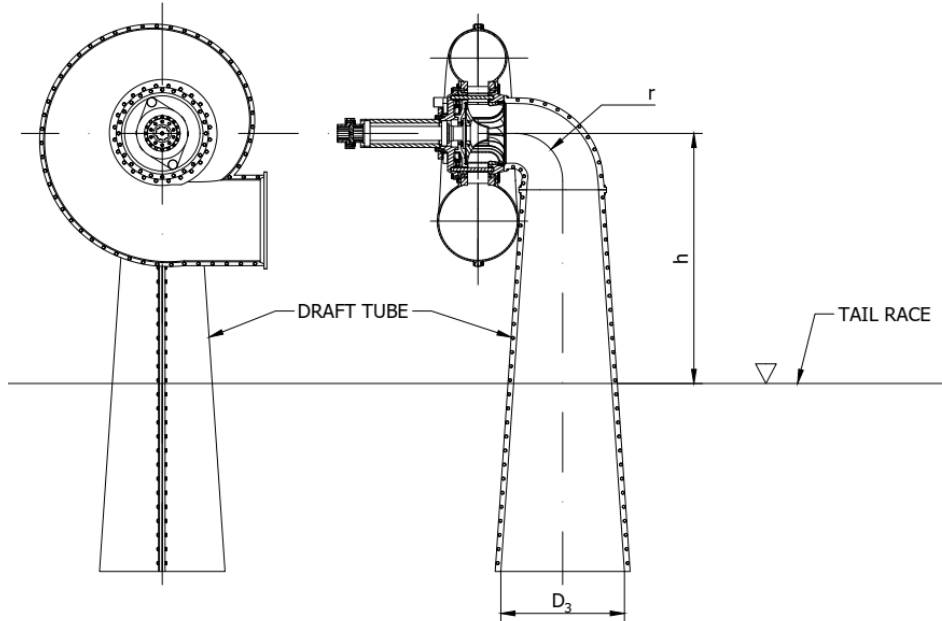
No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter dalam <i>stay vane</i>	D_{is}	863	mm
2.	Diameter luar <i>stay vane</i>	D_{os}	1063	mm
3.	Arah aliran air sisi masuk dan keluar	α_0	41	°
4.	Jumlah sudu <i>stay vane</i>	Z_s	16	
Bahan: Baja tahan karat AISI 321				



Gambar 9. Potongan melintang turbin.

Tabel 5. Ukuran dasar *spiral housing*.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter saluran masuk <i>spiral housing</i>	A	833	mm
2.	Jarak saluran masuk dengan titik pusat	B	926	mm
3.	Jarak titik pusat dengan puncak bawah	C	1093	mm
4.	Jarak titik pusat dengan puncak kiri	D	1233	mm
5.	Jarak titik pusat dengan puncak kanan	E	905	mm
6.	Diameter luar <i>stay vane ring</i>	F	1103	mm
7.	Tebal dinding <i>spiral housing</i>	Th _h	15	mm



Gambar 10. Instalasi turbin.

Tabel 6. Ukuran dasar *draft tube*.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Tinggi garis tengah turbin dari <i>tail race</i>	h	2661	mm
2.	Radius belokan siku <i>draft tube</i>	r	500	mm
3.	Panjang siku <i>draft tube</i>	l _{ed}	785	mm
4.	Diameter saluran sisi masuk siku	D _{ms}	637	mm
5.	Diameter saluran sisi keluar siku	D _{ls}	747	mm
6.	Panjang <i>draft tube</i>	l _{dt}	4161	mm
7.	Diameter saluran sisi masuk <i>draft tube</i>	D _{id}	747	mm
8.	Diameter saluran sisi keluar <i>draft tube</i>	D ₃	1332	mm
Bahan: Baja tahan karat AISI 321				

Tabel 7. Ukuran dasar poros turbin.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter poros	d _p	150	mm
2.	Diameter akar <i>spline</i>	d _a	130	mm
3.	Panjang <i>spline</i>	p _s	110	mm
Bahan: Baja AISI 1040				

Tabel 8. Ukuran dasar kopling flens.

No.	Dimensi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter <i>hub</i> kopling	d_h	190	mm
2.	Tebal flens kopling	t_f	23	mm
3.	Diameter <i>pitch</i> flens	d_{pf}	250	mm
4.	Spesifikasi Baut	d_b	M16x2	Mm
5.	Jumlah baut	n_b	10	
Bahan kopling: Baja AISI 1008				
Bahan baut kopling: Baja AISI 1030				

5. DAFTAR PUSTAKA

- Church, Austin H. 1993. *Pompa Dan Blower Sentrifugal*. 3rd ed. edited by Z. Harahap. Jakarta: Erlangga.
- Dietzel, Fritz. 1996. *Turbin, Pompa Dan Kompresor*. edited by D. Sriyono. Jakarta: Erlangga.
- Karakas, Enver. 2019. "Turbine Specific Speed and Specific Speed Map." (November 2015).
- Pudjanarsa, Astu, and Djati Nursuhud. 2008. *Mesin Konversi Energi*. Yogyakarta: Andi.
- Satibi, Loekman, Irfan Purnawan, and Lisa Nazifah. 2013. *Mesin Penggerak Utama (Prime Mover)*. Yogyakarta: Graha Ilmu.
- Streeter, Victor L., and E. Benjamin Wylie. 1999. *Mekanika Fluida Edisi Delapan Jilid 1*. edited by A. Prijono. Jakarta: Erlangga.
- Sularso, and Kiyokatsu Suga. 2004. *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.