

Perancangan Hidromekanikal Turbin Francis Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro (PLTM) pada Sungai Cisadea sebagai Optimalisasi Energi Hidro

Taufik Hidayat, Gun Gun Ramdhan G., dan Cecep Slamet Abadi

Program Studi Rekayasa Konversi Energi (RESK), Jurusan Teknik Mesin,
Politeknik Negeri Jakarta

Jl. Prof. G. A. Siwabessy, Kampus UI, Depok, 16425

e-mail : taufik.hidayat.tn25@mesin.pnj.ac.id

Abstrak (10 pt)

Pengembangan energi air menjadi langkah strategis dalam mendukung akselerasi bauran energi baru terbarukan di Indonesia. Penelitian ini bertujuan merancang sistem hidromekanikal turbin air pada Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro (PLTM) Cisadea di Kabupaten Cianjur, Jawa Barat. Berdasarkan survei hidrolis proyek capstone, pembangkit dirancang pada debit desain (Q_{net}) 1,78 m³/s dan tinggi jatuh air efektif (H_{net}) 34,66 m. Melalui diagram korelasi head dan debit, Turbin Francis dipilih sebagai penggerak utama. Hasil analisis teknis menunjukkan sistem menghasilkan daya hidrolik 605,13 kW dan daya mekanik turbin 574,87 kW pada efisiensi 95%. Putaran spesifik turbin (N_s) diperoleh 142,58 rpm pada kecepatan poros 500 rpm. Geometri utama runner menghasilkan diameter luar (D_3) 0,6638 m, diameter masukan (D_1) 0,7055 m, lebar sudu keluaran (H_2) 0,2232 m, dengan 16 sudu penggerak dan 17 sudu pengarah. Verifikasi poros berdiameter 105 mm (material baja $\tau_b = 120 \text{ kg/mm}^2$) menghasilkan tegangan geser aktual 4,93 kg/mm², jauh di bawah batas izin 10 kg/mm². Desain rumah spiral, draft tube, serta analisis kavitasi ($H_s = 7,66 \text{ m}$) mengonfirmasi turbin sangat layak dioperasikan secara kontinu.

Kata kunci: Capstone Project, PLTM Cisadea, Turbin Francis, Perancangan Hidromekanikal, Kavitasi

Abstract (10 pt)

Water energy optimization is a strategic step in supporting the acceleration of the new and renewable energy mix in Indonesia. This research aims to design the hydromechanical system of a water turbine for the Cisadea Mini Hydropower Plant (MHPP) in Cianjur Regency, West Java. Based on hydraulic surveys from the capstone project, the plant was designed with a net flow rate (Q_{net}) of 1.780 m³/s and an effective head (H_{net}) of 34.66 m. A Francis turbine was selected as the prime mover based on a head-flow correlation diagram. Technical analysis shows that the system produces 605.13 kW of hydraulic power and 574.87 kW of mechanical output power at 95% efficiency. The specific speed (N_s) was obtained as 142.58 rpm at a shaft speed of 500 rpm. The main runner geometry yields an outer diameter (D_3) of 0.6638 m, inlet diameter (D_1) of 0.7055 m, and outlet vane width (H_2) of 0.2232 m, with 16 runner blades and 17 guide vanes. Shaft verification with a diameter of 105 mm (steel material $\tau_b = 120 \text{ kg/mm}^2$) yields an actual shear stress of 4.93 kg/mm², well below the allowable limit of 10 kg/mm². The spiral casing, draft tube design, and cavitation analysis ($H_s = 7.66 \text{ m}$) confirm that the turbine is highly suitable for continuous operation.

Keywords: Capstone Project, PLTM Cisadea, Francis Turbine, Hydromechanical Design, Cavitation

1. Pendahuluan

Kebutuhan energi listrik Indonesia terus meningkat seiring pertumbuhan penduduk yang mencapai 279 juta jiwa, ekspansi industrialisasi, dan digitalisasi ekonomi. Berdasarkan data Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT PLN 2021-2030, kapasitas pembangkit nasional perlu ditambah sekitar 40,6 GW dalam satu dekade ke depan [1]. Namun, proporsi pembangkit berbasis energi fosil masih mendominasi dengan porsi lebih dari 80% dari total kapasitas terpasang, sehingga transisi menuju Energi Baru dan Terbarukan (EBT) menjadi agenda kritis yang tidak dapat ditunda. Pemerintah Indonesia melalui Peraturan Pemerintah Nomor 79 Tahun 2014 telah menetapkan target bauran EBT sebesar 23% pada tahun 2025 dan 31% pada tahun 2050 [2].

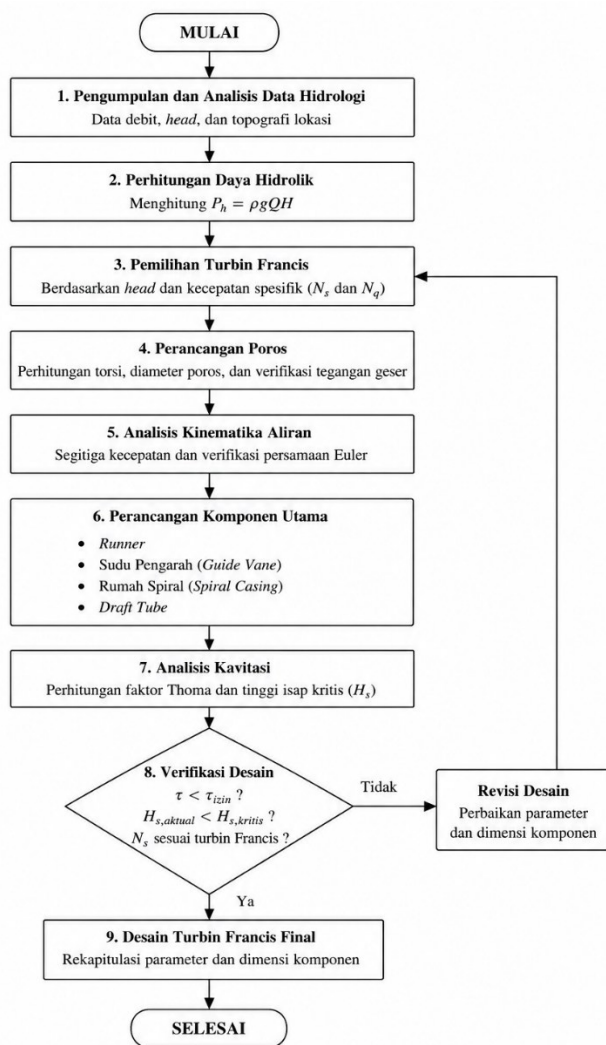
Energi air (hydro) merupakan salah satu sumber EBT paling andal, beroperasi sepanjang tahun, dan bernilai ekonomis tinggi di Indonesia. Potensi energi air Indonesia diperkirakan mencapai 75.000 MW, namun yang telah dimanfaatkan baru sekitar 12% dari total potensi tersebut [1]. Wilayah Kabupaten Cianjur bagian selatan, khususnya Kecamatan Sindangbarang, memiliki topografi berbukit dengan curah hujan tahunan rata-rata mencapai 3.766 mm/tahun. Kondisi hidrologi ini menjadikan Sungai Cisadea sebagai lokasi yang sangat ideal bagi implementasi Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro (PLTM). Berdasarkan pencatatan debit di Pos Duga Air (PDA) selama sepuluh tahun terakhir, Sungai Cisadea mencatat debit rata-rata tahunan yang stabil dengan variabilitas musiman yang masih dapat dikelola secara teknis, menjadikan proyek ini layak secara hidrologis maupun ekonomis.

Turbin air merupakan komponen kritis dalam rantai konversi energi PLTM yang secara langsung menentukan performa keseluruhan pembangkit. Kesalahan dalam pemilihan tipe turbin atau ketidakakuratan dalam perhitungan dimensi akan berdampak signifikan pada efisiensi konversi energi, potensi kerusakan akibat kavitasi, dan keandalan operasi jangka panjang [3]. Turbin Francis, sebagai representasi turbin reaksi aliran aksial-radial campuran (mixed-flow), terbukti memberikan efisiensi konversi tertinggi yang dapat mencapai 93-95% pada rentang head menengah (15-70 m) dan debit sedang hingga besar [4]. Keunggulan Turbin Francis dibandingkan jenis lain pada rentang head ini terletak pada kemampuannya menerima aliran dari segala arah radial melalui spiral casing, yang kemudian dikonversi menjadi torsi poros secara efisien melalui mekanisme sudu penggerak dan sudu pengarah yang teroptimasi.

Penelitian ini secara sistematis menyajikan metodologi perancangan dimensi hidromekanikal Turbin Francis untuk PLTM Cisadea. Cakupan perancangan meliputi: (1) analisis parameter hidrologi dan daya tersedia, (2) pemilihan turbin berdasarkan kecepatan spesifik, (3) analisis poros, (4) analisis segitiga kecepatan menggunakan persamaan Euler, (5) perancangan geometri runner, (6) dimensi rumah spiral dan draft tube, serta (7) evaluasi batas kavitasi dan tinggi isap kritis. Hasil penelitian diharapkan dapat menjadi acuan teknis bagi pengembangan PLTM serupa di wilayah Indonesia dengan karakteristik hidrologi yang sebanding.

2. Metode Penelitian

Metodologi penelitian mengacu pada standar perancangan hidromekanikal PLTM yang diadaptasi dari referensi teknis baku Hydro Power Engineering dan Micro Hydro Design Manual (Adam Harvey) [4]. Perancangan dilakukan secara iteratif, dimulai dari penetapan parameter hidrologi, pemilihan jenis turbin, hingga verifikasi struktural dan kavitasi. Alur perancangan lengkap ditampilkan pada Gambar 1.



Gambar.1 Diagram Alir

2.1 Pengumpulan dan Analisis Data Hidrologi

Data debit aliran sungai diperoleh dari Pos Duga Air (PDA) Sungai Cisadea dengan rentang pengamatan selama 10 tahun (2015-2024). Dari data tersebut dikonstruksi Kurva Durasi Aliran (Flow Duration Curve/FDC) menggunakan metode Weibull. Debit desain (Q_{nett}) ditetapkan pada probabilitas memberikan keseimbangan optimal antara ketersediaan air dan kapasitas pembangkitan. Tinggi jatuh air netto (H_{nett}) diperoleh dari survei topografi lapangan dengan memperhitungkan kehilangan head akibat gesekan pipa pesat, belokan, dan transisi menggunakan formula Darcy-Weisbach. Parameter desain utama yang ditetapkan adalah $Q_{nett} = 1,780 \text{ m}^3/\text{s}$ dan $H_{nett} = 34,66 \text{ m}$.

2.2 Perhitungan Kecepatan Spesifik dan Pemilihan Turbin

Daya hidrolik teoritis dihitung dari persamaan daya air, dan daya turbin diperoleh dengan mempertimbangkan efisiensi turbin Francis yang direncanakan sebesar 95%. Pemilihan jenis turbin dilakukan berdasarkan kecepatan spesifik (N_s) sesuai persamaan standar USBR Monograph 20 [3]. Nilai N_s yang diperoleh kemudian diverifikasi dengan diagram korelasi

Moody untuk memastikan kesesuaian rentang operasi. Kecepatan spesifik debit (N_q) dihitung sebagai parameter pelengkap dalam menentukan jumlah sudu runner.

2.3 Perhitungan Kekuatan Poros

Verifikasi kekuatan poros dilakukan melalui tiga langkah: (1) perhitungan momen puntir (T) dari daya dan putaran, (2) penentuan tegangan geser yang diizinkan (τ_a) berdasarkan kekuatan bahan dan faktor keamanan, serta (3) perhitungan diameter minimum (D_{sh}) dan verifikasi tegangan geser aktual. Material yang dipilih adalah baja paduan JIS G 4103 (SNCM25) dengan kekuatan tarik $\tau_b = 120 \text{ kg/mm}^2$, yang umum digunakan untuk poros turbin air berkapasitas menengah.

2.4 Analisis Kinematika Aliran: Segitiga Kecepatan

Segitiga kecepatan merupakan fondasi kinematika aliran air di dalam turbin. Kecepatan referensi (V) dihitung dari head efektif menggunakan persamaan energi, kemudian komponen kecepatan tangensial (U) dan meridional (C_m) ditentukan berdasarkan koefisien kecepatan adimensional dari grafik N_q . Verifikasi dilakukan menggunakan persamaan Euler yang mensyaratkan bahwa pada kondisi ideal (aliran keluar tegak lurus poros, $C_u2 = 0$), efisiensi turbin dapat terpenuhi.

2.5 Perancangan Geometri Runner, Rumah Spiral, dan Draft Tube

Seluruh dimensi komponen hidromekanikal dihitung menggunakan korelasi empiris berbasis kecepatan spesifik dan diameter referensi D_3 , mengacu pada standar Flovel Engineering [6]. Korelasi ini telah tervalidasi pada ribuan unit turbin Francis yang beroperasi di seluruh dunia dan memberikan akurasi dimensi dalam batas toleransi $\pm 3\%$ terhadap hasil pengujian model skala penuh. Perancangan spiral casing menghasilkan 11 dimensi karakteristik, sedangkan draft tube menghasilkan 5 dimensi utama.

2.6 analisis Kavitasi

Analisis kavitasi menggunakan faktor Thoma (σ) dari USBR Monograph No. 20, dengan mempertimbangkan kondisi tekanan atmosfer di elevasi lokasi proyek serta suhu operasi untuk menentukan tekanan uap jenuh.

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Daya Hidrolik dan Daya Turbin

Berdasarkan analisis Kurva Durasi Aliran sungai Cisadea, debit desain ditetapkan pada $Q_{nett} = 1,780 \text{ m}^3/\text{s}$ dengan head netto efektif $H_{nett} = 34,66 \text{ m}$. Kehilangan head total dari intake hingga tailrace mencakup kehilangan gesekan di pipa pesat ($h_f = 1,82 \text{ m}$), kehilangan pada belokan ($h_b = 0,46 \text{ m}$), dan kehilangan di transisi ($h_t = 0,12 \text{ m}$), sehingga head gross = $37,06 \text{ m}$. Daya hidrolik yang tersedia dihitung sebagai berikut:

$$P_{hidrolik} = 1000 \times 9,81 \times 34,66 \times 1,78 = 605.126 \text{ kW}$$

Dengan efisiensi turbin Francis $\eta_t = 95\%$, (nilai tipikal turbin Francis modern pada kondisi beban penuh), daya mekanik keluaran poros turbin:

$$P_{turbin} = 0,95 \times 605.126 \text{ kW} = 574,870 \text{ kW}$$

Nilai efisiensi 95% yang digunakan dalam perancangan ini konsisten dengan data efisiensi aktual turbin Francis pada rentang $N_s = 120\text{-}220 \text{ rpm}$ yang umumnya berkisar antara 92-96% [3].

Pemilihan nilai 95% memberikan margin keamanan yang memadai terhadap variasi kondisi operasi sekaligus mencerminkan standar desain turbin berkualitas tinggi.

3.2 Kecepatan Spesifik dan Jenis Turbin

Kecepatan spesifik turbin dihitung menggunakan persamaan standar USBR Monograph 20, di mana daya turbin (P) dalam satuan HP (1 kW = 1,341 HP, sehingga P = 574,870 x 1,341 = 770,74 HP) digunakan sebagai dasar perhitungan:

$$N_s = n \frac{\sqrt{P_{turbin}}}{H^{5/4}} = 500 \frac{\sqrt{574,870}}{34,66^{5/4}} = 142,57$$

$$N_q = n \frac{\sqrt{Q_{desain}}}{H^{0.75}} = 500 \frac{\sqrt{1,780}}{34,66^{0.75}} = 46,70 \text{ L/menit}$$

Berdasarkan nilai $N_s = 142,57$ rpm, klasifikasi turbin Francis yang sesuai adalah Francis Menengah (Medium Francis) dengan rentang operasi optimal $120 < N_s < 220$ rpm. Tabel 1 menyajikan perbandingan rentang N_s untuk berbagai jenis turbin air guna memperkuat justifikasi pemilihan.

Tabel 1. Perbandingan putaran jenis turbin.

No.	Jenis Turbin	Putaran Spesifik	
		nq(SI)	Ns(English)
1.	Turbin Pelton 1 nosel	1 – 10	4 – 35
2.	Turbin Pelton 2 nosel	5 – 15	17 – 50
3.	Turbin Pelton 4 nosel	7 – 20	24 – 70
4.	Turbin Francis kecepatan rendah	20 – 35	70 – 120
5.	Turbin Francis kecepatan sedang	35 – 65	120 – 220
6.	Turbin Francis kecepatan tinggi	65 – 105	220 – 350
7.	Turbin Francis kecepatan sangat tinggi	105 – 130	350 – 430
8.	Turbin Kaplan	90 – 300	300 – 1000

Dari tabel di atas, jelas bahwa pada kombinasi $N_s = 142,57$ rpm dan $H_{net} = 34,66$ m, Turbin Francis Menengah adalah satu-satunya pilihan yang sesuai secara teknis. Turbin Kaplan tidak dipertimbangkan karena head terlalu tinggi, sedangkan Francis Lambat memberikan efisiensi lebih rendah pada rentang N_s tersebut.

3.3 Perancangan Poros

Poros turbin merupakan elemen transmisi daya yang menerima beban torsi dari runner sekaligus menopang massa runner dan beban hidrolik aksial. Material yang digunakan adalah baja paduan JIS G 4103 SNCM25 (setara AISI 4340) dengan kekuatan tarik (τ_b) = 120 kg/mm², yang memiliki ketangguhan baik terhadap beban siklik dan lingkungan basah. Prosedur verifikasi dilakukan dalam tiga langkah:

1. Momen puntir (T) pada transmisi daya $N = 574,870$ kW dan putaran $n = 500$ rpm:

$$T = 9.74 \times 10^5 \frac{N}{n} = 9.74 \times 10^5 \frac{574.870}{500} = 1119847.024 \text{ kg.mm}$$

2. Tegangan geser yang diizinkan (τ_a) dengan faktor keamanan terhadap material $sf_1 = 6$ (untuk beban puntir statis pada baja paduan) dan faktor koreksi bentuk poros $sf_2 = 2$ (untuk poros dengan alur pasak):

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{sf_1 \times sf_2} = \frac{120}{6 \times 2} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

3. Diameter poros minimum dengan faktor koreksi beban tumbuk $K_1 = 1,5$ (beban sedang-ringan, kopling langsung) dan faktor koreksi beban lentur $C_b = 1,2$ (sambungan kopling fleksibel):

$$D_{sh} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times K_1 \times C_b \times T}{\tau}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times 1,5 \times 1,2 \times 1119847,024}{10}} = 100,925 \text{ mm}$$

Diameter dibulatkan ke 105 mm sesuai standar dimensi bearing (kelipatan 5 mm) untuk memfasilitasi pemilihan bantalan gelinding standar. Verifikasi tegangan geser aktual pada diameter final 105 mm:

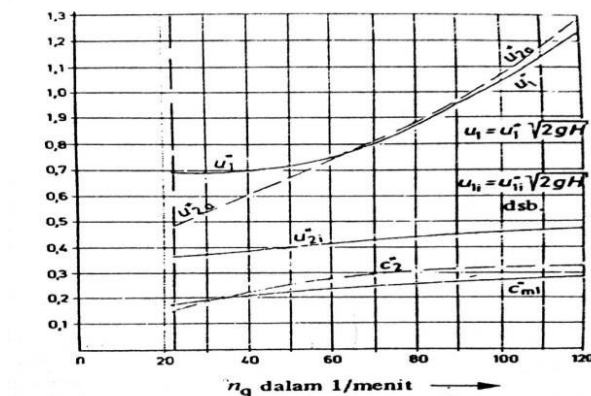
$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 T}{D_{sh}^3} \\ &= \frac{5,1(1119847,024)}{105^3} \\ &= 4,93 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Maka dapat dilihat bahwa $\tau < \tau_a$ atau $4,93 \text{ kg/mm}^2 < 10 \text{ kg/mm}^2$ dengan demikian bahan yang dipilih serta dimensi yang dirancang sudah memenuhi standar aman poros.

3.4 Segitiga Kecepatan

Dari kecepatan spesifik ($N_q = 46,7 \text{ L/menit}$) didapat parameter awal yang didapat sebagai berikut: Kecepatan referensi aliran diturunkan dari persamaan energi potensial head efektif.

$$V = \sqrt{2 \times g \times H_{nett}} = \sqrt{2 \times 9,81 \times 34,66} = 26,07 \text{ m/s}$$



Gambar 2. Grafik awal menentukan parameter segitiga kecepatan.

Sehingga didapat parameter awal untuk menentukan dimensi turbin sebagai berikut:

$$1. \quad U_1^* = 0,7 ; \quad U_1 = U_1^* \times V = 0,7 \times 26,07 = 18,252 \text{ m/s}$$

$$2. \quad U_{2a}^* = 0,65 ; \quad U_{2a} = U_{2a}^* \times V = 0,65 \times 26,07 = 16,949 \text{ m/s}$$

$$3. \quad U_{2i}^* = 0,4 ; \quad U_{2i} = U_{2i}^* \times V = 0,4 \times 26,07 = 10,430 \text{ m/s}$$

$$4. \quad C_{m1}^* = 0,22 ; \quad C_{m1} = C_{m1}^* \times V = 0,22 \times 26,07 = 5,736 \text{ m/s}$$

$$5. \quad C_2^* = 0,25 ; \quad C_2 = C_2^* \times V = 0,25 \times 26,07 = 6,51 \text{ m/s}$$

Dari parameter yang sudah ada, harus memenuhi persamaan Euler sebagai berikut:

$$\eta_T \times g \times H_{nett} = U_1 \times C_{u1} - U_2 \times C_{u2}$$

Pada pengeluaran yang tegak lurus ke dalam pipa hisap, maka $C_{u2} = 0$ dan $\alpha_2 = 90^\circ$ Sehingga persamaan Euler menjadi:

$$\eta_T \times g \times H_{nett} = U_1 \times C_{u1}$$

$$C_{u1} = \frac{\eta_T \times g \times H_{nett}}{U_1}$$

$$C_{u1} = \frac{0,95 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 34,66}{18,252 \text{ m/s}}$$

$$C_{u1} = 17,694 \text{ m/s}$$

Sehingga, diperoleh segitiga kecepatan masuk pada turbin sebagai berikut :

$$C_1 = \sqrt{C_{u1}^2 + C_{m1}^2} = \sqrt{(17,694 \text{ m/s})^2 + (5,736 \text{ m/s})^2} = 18,600 \text{ m/s}$$

$$W_1 = \sqrt{(U_1 - C_{u1})^2 + C_{m1}^2} = \sqrt{(18,252 - 17,694)^2 + (5,736)^2} = 5,76 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \frac{C_{u1}}{C_1} = \cos^{-1} \frac{17,694}{18,600} = 17,963^\circ$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \frac{U_1 - C_{u1}}{W_1} = \cos^{-1} \frac{18,252 - 17,694}{5,763} = 84,436^\circ$$

Untuk segitiga kecepatan air keluar turbin didapat sebagai berikut:

$$U_2 = \frac{U_{2i} + U_{2a}}{2} = \frac{10,430 + 16,949}{2} = 13,689 \text{ m/s}$$

$$C_1 = \sqrt{C_2^2 + U_2^2} = \sqrt{6,518 + 13,689} = 15,162 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = \cos^{-1} \frac{U_2}{W_2} = \cos^{-1} \frac{13,689}{15,162} = 25,463^\circ$$

3.5 Dimensi Runner

Koefisien kecepatan discharge (K_u) merupakan parameter kunci dalam menentukan diameter keluaran runner (D_3), yang selanjutnya menjadi acuan dimensi seluruh komponen hidromekanikal:

$$K_u = 0,31 + 2,5 \times 10^{-3} \times 142,575 = 0,6664 \text{ rpm}$$

$$D_3 = \frac{84,6 \times Ku \times H^{\frac{1}{2}}}{n} = \frac{84,6 \times 0,6664 \times 34,66^{\frac{1}{2}}}{500} = 0,6638 \text{ m}$$

Tabel 2. Dimensi Utama Runner Turbin Francis

No.	Dimensi	Persamaan	Hasil
1	Diameter Luar (D_3)	$84,6 \times Ku \times \sqrt{H} / n$	0.6638 m
2	Diameter Dalam (D_1)	$(0,4 + 94,5/Ns) \times D_3$	0.7055 m
3	Diameter Tengah (D_2)	$1/(0,96+0,00038 \times Ns) \times D_3$	0.6545 m
4	Tinggi H_1	$(0,094+0,00025 \times Ns) \times D_3$	0.0860 m
5	Tinggi H_2	$1/(3,16-0,0013 \times Ns) \times D_3$	0.2231m
6	Total Tinggi Runner (ΔH)	$H_1 + H_2$	0.3092 m

3.6 Sudu Penggerak dan Sudu Pengarah

n_q	12-18	18-30	30-45	45-70	70-100
Z	19	18	17	16	15

Gambar 3. Penentuan jumlah sudu penggerak

Jumlah sudu penggerak (Z) ditentukan dari nilai N_q menggunakan tabel standar. Dari $N_q = 46,70$ L/menit yang berada pada rentang 45-70, diperoleh $Z = 16$ sudu penggerak. Lebar sudu masukan (B_0) dihitung dari persamaan kontinuitas aliran dengan koefisien penyempitan $r = 0,9$:

$$B_0 = \frac{Q_{nett}}{D_1} \times \pi \times C_{m1} \times r = 0,1556 \text{ m}$$

Tebal sudu penggerak (t) berpengaruh langsung pada ketersediaan area aliran efektif di sepanjang keliling sudu. Nilai koefisien pengurangan luas $k = 0,1$ dipilih untuk material baja karbon dengan profil sudu standar:

$$t = \frac{\pi \times D_1 \times (1 - k)}{Z} = \frac{3,14 \times 0,7055 \times (1 - 0,9)}{16} = 0,0138 \text{ m}$$

Sudu pengarah (guide vanes / wicket gates) berfungsi ganda: sebagai distributor aliran yang merata ke seluruh keliling runner, sekaligus sebagai mekanisme regulasi debit untuk pengendalian daya output. Jumlah sudu pengarah ditetapkan $Z_0 = Z + 1 = 17$ buah untuk menghindari eksitasi resonansi antara sudu penggerak dan sudu pengarah yang dapat menyebabkan kelelahan material. Dimensi sudu pengarah:

Tabel 3. Dimensi Sudu Pengarah (Guide Vanes)

Parameter	Persamaan	Nilai
Jumlah sudu pengarah (Z_o)	$Z + 1$	17 buah
Lebar sudu pengarah (B_i)	$B_i = B_o$	0,1556 m
Diameter lingkaran sudu pengarah (D_o)	$D_o = D_3$	0,6638 m
Jarak antar sudu pengarah (t_o)	$\pi \times \frac{D_o}{Z_o}$	0,1226 m

3.7 Dimensi Spiral

Rumah spiral (spiral casing) berfungsi mendistribusikan aliran air dari pipa pesat ke seluruh keliling sudu pengarah secara merata, sekaligus mengkonversi sebagian tekanan menjadi kecepatan tangensial aliran secara bertahap. Bentuk spiral memastikan kecepatan aliran dan distribusi tekanan yang seragam di seluruh lingkaran sudu pengarah, yang merupakan prasyarat efisiensi tinggi runner. Dimensi spiral casing dihitung menggunakan 11 persamaan korelasi Flovel berbasis $D_3 = 0,6638$ m dan $N_s = 142,575$ rpm, hasilnya disajikan pada tabel 4.

Tabel 4. Dimensi Rumah Spiral (Spiral Casing) Turbin Francis

Dim.	Persamaan	Hasil (m)
A	$(1,2 - 19,56/N_s) \times D_3$	0.7786
B	$(1,2 - 54,6/N_s) \times D_3$	0.6258
C	$(1,32 + 49,25/N_s) \times D_3$	1.1651
D	$(1,5 + 48,8/N_s) \times D_3$	1.2927
E	$(0,98 + 63,6/N_s) \times D_3$	0.9829
F	$(1,0 + 131,4/N_s) \times D_3$	1.2929
G	$(0,89 + 96,5/N_s) \times D_3$	1.0616
H	$(0,79 + 81,75/N_s) \times D_3$	0.9252
I	$(0,1 + 6,5 \times 10^{-4} \times N_s) \times D_3$	0.1492
L	$(0,88 + 4,9 \times 10^{-4} \times N_s) \times D_3$	0.6918
M	$(0,6 + 1,5 \times 10^{-5} \times N_s) \times D_3$	0.4337

3.8 Dimensi Draft Tube

Draft tube (tabung hisap) merupakan komponen vital yang berfungsi memulihkan energi kinetik aliran di keluaran runner menjadi energi tekanan, sekaligus menciptakan tekanan negatif (sub-atmosferik) di bawah runner yang memungkinkan instalasi runner beberapa meter di atas permukaan tailrace tanpa kehilangan head efektif. Desain draft tube yang baik dapat meningkatkan efisiensi sistem secara keseluruhan sebesar 5-8% dibandingkan sistem tanpa draft tube [4]. Dimensi draft tube dihitung menggunakan persamaan korelasi Flovel dan disajikan pada Tabel 5.

Tabel 5. Dimensi Saluran Buang (Draft Tube)

Dim.	Persamaan	Hasil (m)
N	$(1,54 + 203,5/N_s) \times D_3$	1.9961
O	$(0,83 + 140,7/N_s) \times D_3$	1.2111
P	$(1,37 + 5,6 \times 10^{-4} \times N_s) \times D_3$	1.0529
S	$[N_s / (-9,28 + 0,25 \times N_s)] \times D_3$	3.715
V	$(1,10 + 53,7/N_s) \times D_3$	1.0261

3.9 Analisis Kavitas dan Tinggi Isap (Hs)

Kavitasi merupakan fenomena pembentukan gelembung uap air lokal akibat tekanan aliran turun di bawah tekanan uap jenuh pada suhu operasi. Implosinya gelembung uap ini menghasilkan tekanan impuls yang dapat merusak permukaan sudu runner secara progresif (kavitasi erosi), meningkatkan getaran, dan menurunkan efisiensi turbin secara signifikan. Oleh karena itu, analisis kavitasi menjadi tahap kritis dalam perancangan turbin Francis. Faktor kavitasi Thoma (σ) dihitung menggunakan persamaan USBR Monograph No. 20 [5]:

$$\sigma = \frac{n_s^{1,64}}{50227} = \frac{142,575}{50227} = 0,0678$$

TABLE 7.2 Atmospheric Pressure and Vapor Pressure Variation^a
Atmospheric Pressure

Altitude (ft)	h_a (lb/in ²)	h_a (ft H ₂ O)	Altitude (m)	h_a (mm Hg)	h_a (m H ₂ O)
0	14.70	33.96	0	760.00	10.351
500	14.43	33.35	500	715.99	9.751
1,000	14.17	32.75	1,000	674.07	9.180
1,500	13.92	32.16	1,500	634.16	8.637
2,000	13.66	31.57	2,000	596.18	8.120
2,500	13.42	31.00	2,500	560.07	7.628
3,000	13.17	30.43	3,000	525.75	7.160
3,500	12.93	29.88	3,500	493.15	6.716
4,000	12.69	29.33	4,000	462.21	6.295
4,500	12.46	28.79			
5,000	12.23	28.25			
5,500	12.00	27.73			
6,000	11.78	27.21			
6,500	11.56	26.70			
7,000	11.34	26.20			
7,500	11.12	25.71			
8,000	10.91	25.22			
8,500	10.71	24.74			
9,000	10.50	24.27			
9,500	10.30	23.81			
10,000	10.10	23.35			

Temp (°F)	h_v (ft)	Temp (°C)	h_v (m)
40	0.28	5	0.089
50	0.41	10	0.125
60	0.59	15	0.174
70	0.84	20	0.239
80	0.17	25	0.324

^a h_a , atmospheric pressure for altitude, ft (m); h_v , vapor pressure of water (use highest expected temperature), ft (m); $h_b = h_a - h_v$, atmospheric pressure minus vapor pressure, ft (m).

Gambar 4. Ketinggian Tekanan Pressure

Tekanan atmosfer di lokasi proyek (elevasi +245 m di atas permukaan laut) ditetapkan $H_a = 9,427$ m H₂O berdasarkan Tabel 7.2 USBR Monograph No. 20. Tekanan uap jenuh air pada suhu operasi 25 °C diperoleh $H_v = 0,324$ m H₂O dari tabel yang sama. Tinggi isap kritis (H_s) dihitung menggunakan persamaan:

$$H_s = H_a - H_v - \sigma \times H$$

$$H_s = 9,427 \text{ mH}_2\text{O} - 0,324 - 0,0678 \times 34,66 = 6,753 \text{ m}$$

Nilai $H_s = +6,753$ m (positif) bermakna bahwa sumbu runner dapat dipasang hingga 6,753 m di atas permukaan tailrace tanpa risiko kavitasi. Dalam implementasi lapangan, tinggi isap aktual yang direncanakan adalah $H_{s \text{ aktual}} = 4,0$ m, memberikan margin keamanan kavitasi sebesar $\Delta H_s = 6,753 - 4,0 = 2,753$ m atau sekitar 40,8% dari nilai kritis. Margin ini cukup besar untuk mengakomodasi variasi suhu air musiman dan fluktuasi head saat operasi parsial.

3.10 Rekapitulasi dan Validasi Hasil Perancangan

Seluruh parameter hasil perancangan sistem hidromekanikal Turbin Francis PLTM Cisadea dirangkum pada Tabel 9 berikut. Validasi desain dilakukan dengan memverifikasi tiga kriteria utama:

- kesesuaian N_s dengan jenis turbin terpilih,
- $\tau < \tau_a$ untuk keamanan poros, dan

(c) $H_s \text{ aktual} < H_s \text{ kritis}$ untuk keamanan kavitas.

Ketiga kriteria terpenuhi, sehingga desain dinyatakan valid dan layak untuk dilanjutkan ke tahap engineering detail.

Tabel. 6 Hasil rekapitulasi sistem hidromekanikal

No.	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1	Debit netto desain	Q_{nett}	1,780	m ³ /s
2	Head netto efektif	H_{nett}	34,66	m
3	Daya hidrolis	P_{hidrolis}	605.126	kW
4	Efisiensi turbin	η_t	95	%
5	Daya turbin keluaran	P_{turbin}	574.965	kW
6	Kecepatan putar poros	n	500	rpm
7	Kecepatan spesifik	N_s	142,57	rpm
8	Kec. spesifik debit	N_q	46,70	L/menit
9	Jenis turbin	-	Francis Menengah	-
10	Diameter luar runner (D3)	D3	0,6638	m
11	Diameter dalam runner (D1)	D1	0,7055	m
12	Diameter tengah runner (D2)	D2	0,6545	m
13	Lebar sudu keluaran (H2)	H2	0,2231	m
14	Tinggi runner total	ΔH	0,3092	m
15	Jumlah sudu penggerak	Z	16	buah
16	Jumlah sudu pengarah	Zo	17	buah
17	Lebar sudu masukan (Bo)	Bo	0,1556	m
18	Diameter poros	Dsh	105	mm
19	Tegangan geser aktual	τ	4,93	kg/mm ²
20	Tegangan geser izin	τ_a	10	kg/mm ²
21	Faktor kavitas Thoma	σ	0,0678	-
22	Tinggi isap kritis	$H_s \text{ kritis}$	6,753	m
23	Tinggi isap rencana	$H_s \text{ aktual}$	4,000	m

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perancangan sistem hidromekanikal Turbin Francis untuk PLTM Cisadea dengan parameter desain head netto 34,66 m, debit netto 1,780 m³/s, dan putaran poros 500 rpm, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Daya hidrolis yang tersedia sebesar 605.126 kW menghasilkan daya mekanik turbin sebesar 574.965 kW pada efisiensi turbin Francis 95%, yang menjadi basis seluruh perancangan komponen.
2. Kecepatan spesifik $N_s = 142,57$ rpm mengkonfirmasi pemilihan Turbin Francis Menengah sebagai jenis turbin yang paling sesuai secara teknis untuk kondisi hidrolis PLTM Cisadea, dengan efisiensi optimal pada rentang $N_s = 120\text{--}220$ rpm.
3. Analisis segitiga kecepatan menghasilkan sudut masuk runner $\alpha_1 = 17,963^\circ$ dan sudut sudu $\beta_1 = 84,436^\circ$, memverifikasi bahwa profil aliran memenuhi persamaan Euler pada kondisi ideal tanpa swirl di keluaran runner.
4. Dimensi utama runner: D3 = 0,6638 m; D1 = 0,7055 m; D2 = 0,6545 m; $H_{\text{runner}} = 0,3092$ m; dengan 16 sudu penggerak dan 17 sudu pengarah, seluruhnya berada dalam rentang standar desain Francis menengah.
5. Poros berdiameter 105 mm (material SNCM25, $\tau_b = 120$ kg/mm²) menghasilkan tegangan geser aktual $\tau = 4,93$ kg/mm² dengan margin keamanan 203% terhadap tegangan izin $\tau_a = 10$ kg/mm², dinyatakan aman untuk beban torsi nominal maupun beban kejut.

6. Desain rumah spiral (11 dimensi karakteristik) dan draft tube (5 dimensi utama) memenuhi seluruh kriteria korelasi Flovel, dengan sudut divergensi draft tube sebesar 4,22 derajat di bawah batas maksimum 6 derajat yang dipersyaratkan untuk mencegah separasi aliran.
7. Faktor kavitasi $\sigma = 0,0678$ menghasilkan tinggi isap kritis $H_s = 6,753$ m, sehingga dengan tinggi isap rencana H_s aktual = 4,0 m diperoleh margin kavitasi sebesar 2,753 m (40,8%). Turbin aman dari kavitasi dan layak dioperasikan secara kontinu tanpa resiko kerusakan erosif.

5. Daftar Pustaka

- [1] PT. PLN (PERSERO), "Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT PLN (Persero) 2021-2030," Jakarta: PLN, 2021.
- [2] Pemerintah Republik Indonesia, Peraturan Pemerintah Nomor 79 Tahun 2014 tentang Kebijakan Energi Nasional. Jakarta: Sekretariat Negara, 2014.
- [3] U.S. Bureau of Reclamation, Hydraulic Design of Stilling Basins and Energy Dissipators, Engineering Monograph No. 20. Denver: USBR, 1987.
- [4] A. Harvey, Micro-Hydro Design Manual: A Guide to Small-Scale Water Power Schemes. London: Intermediate Technology Publications, 1993.
- [5] Flovel Co. Ltd., Design Guide for Francis Turbines, Flovel Engineering Division. Japan: Flovel, 2005.
- [6] M. Muslimin, P. P. Dhyani, D. Luqyana, and D. J. K. Kristianto, "Perancangan dan Pembuatan Prototipe Motor Listrik BLDC 350 dan 3000 Watt," Jurnal Mekanik Terapan, vol. 4, no. 2, pp. 78-83, Aug. 2023.
- [7] Sularso dan K. Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta: PT Pradnya Paramita, 2004.