

RANCANG BANGUN *LOW HEAD* TURBIN PIKO HIDRO

Aep Saepul Uyun¹, Bangun Novianto²

^{1,2}Dosen Sekolah Pascasarjana, Universitas Darma Persada

ABSTRAK

Sumber energi listrik sangat dibutuhkan untuk memenuhi target elektrifikasi yang merata di pedesaan. Pemenuhah energi listrik di pedesaan tersebut dapat menggunakan energi setempat yang tersedia misalkan energi air. Potensi energi air yang dapat dimanfaatkan dapat berasal dari sungai-sungai kecil dengan pembangkit mini dan mikro-hidro. Tantangan terbesar dalam pemanfaatan energi air pada sungai-sungai tersebut adalah bagaimana mendesain turbin air yang sesuai dengan tipe sungai low head tersebut. Karena setiap lokasi air memiliki kondisi lokasi yang berbeda, maka desain, pemilihan jenis dan ukuran turbin yang tepat menjadi lebih penting. Penelitian ini merupakan desain secara teoritis dalam optimasi perancangan profile sudu turbin serta analisis efek pusaran air pada prestasi turbin. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan mengembangkan model turbin menggunakan teori sayap. Selanjutnya dengan analisis numerik dihitung analisis daya hilang pada sistem akibat pusaran air. Hasil simulasi menunjukkan bahwa sudut serang optimum menghasilkan daya prediksi sebesar 976 W, serta daya hilang pada pusaran sebesar 8 W, sementara daya hilang total sebesar 59.5W atau efisiensi sistem berkurang 6% dengan efisiensi keseluruhan sebesar 74.5%.

Kata kunci : elektrifikasi pedesaan, turbin air, piko hidro, efek pusaran.

1. PENDAHULUAN

Energi air adalah sumber energi terbarukan yang paling banyak digunakan di seluruh dunia karena menyumbang kurang dari 20% dari daya listrik dunia dari pembangkit listrik besar dan kecil [1], [2]. Di Indonesia memiliki potensi energi bersih dan terbarukan yang tinggi. Berdasarkan data dari Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM), potensi energi terbarukan yang dimiliki Indonesia untuk ketenagalistrikan mencapai 443 GW dimana energi air merupakan potensi terbesar kedua setelah energi surya dengan potensi pembangkitan sebesar 95 GW diantaranya 19 GW berasal dari mini dan mikrohidro [3]. Di antara potensi sumber daya energi terbarukan, energi dari air untuk memenuhi kebutuhan listrik (PLTA) telah memperoleh daya tarik tertinggi karena bersih, murah dan operasi yang ramah lingkungan. Ini bisa menjadi pilihan ekonomis terbaik untuk elektrifikasi pedesaan di negara-negara berkembang dan sangat penting untuk masa depan yang berkelanjutan [4].

Pembangkit listrik tenaga air (PLTA) memiliki beberapa jenis berdasarkan skala energi listrik yang dibangkitkan [5]. Pembangkit listrik tenaga air skala besar memiliki kapasitas lebih dari 100 MW, pembangkit listrik tenaga air skala menengah: 10–100 MW, pembangkit listrik tenaga air kecil (small) kurang dari 10 MW, pembangkit listrik tenaga mini hidro: 1000 - 100 kW, Pembangkit listrik mikrohidro: 5-100 kW dan Pico-hydro merupakan skala terkecil dalam pembangkit listrik tenaga air dengan kapasitas kurang dari 5 kW [6]–[8].

Pico-hydro memiliki keunggulan karena tidak membutuhkan head yang tinggi dan debit air yang tidak terlalu besar serta pekerjaan sipil yang relative mudah, dan investasi awal yang sangat murah. Maher et al. (2003) membandingkan sistem pico hidro dengan sistem fotovoltaik surya di Kenya dan menetapkan bahwa pico hydro lebih efektif biaya berdasarkan per-rumah tangga dengan biaya 15% lebih rendah per kWh karena daya dari pico hidro biasanya tersedia terus menerus [9].

Elektrifikasi pedesaan dengan rumah-rumah yang tersebar dan pemukiman yang menggunakan sistem tenaga listrik AC konvensional membutuhkan jalur distribusi dan peralatan distribusi yang panjang dan mahal. Selain itu, konsumsi listrik keluarga di daerah yang baru dialiri listrik biasanya sangat rendah sehingga biaya untuk pemasangan kabel rumah dan meteran pembatas arus terlalu tinggi dibandingkan dengan keuntungan yang diperoleh dari perusahaan listrik negara (PLN). Banyak desa hanya memiliki sumber daya air yang terbatas untuk pembangkit listrik. Untuk memenuhi kebutuhan daya ketika sebagian besar peralatan seperti lampu, TV dan radio, dinyalakan[10].

Permasalahan lain, pada pembangkit listrik head yang sangat rendah (di bawah 3 - 4 m) casing gulir tirus tidak disarankan karena membuat kecepatan tinggi pada saluran masuk ke turbin, yang menyebabkan tekanan yang sangat rendah terjadi. Ini mengarah pada dua masalah potensial: i) seal poros cenderung menghisap udara; ii) mungkin ada tekanan yang cukup rendah untuk terjadinya kavitasi. Kedua masalah ini serius karena menyebabkan penurunan efisiensi turbin dan juga dapat menyebabkan kerusakan pada sudu turbin[11].

Berdasarkan tinjauan di atas, belum banyak aplikasi piko hidro low head untuk masyarakat pedesaan karena pembangunan pembangkit listrik jenis pico hydro banyak dilakukan oleh kelompok yang membutuhkan saluran transmisi tidak secara individu. Untuk itu penelitian kami bertujuan untuk merancang dan mengetahui unjuk kerja turbin baling-baling yang telah dibuat untuk diaplikasikan pada sungai dengan head rendah. Penelitian ini akan dilanjutkan untuk melakukan pengujian eksperimen agar mendapatkan hasil daya nyata pada desain turbin yang sudah di optimasi dan perlu dipertimbangkan juga penggunaan material turbin yang lebih murah seperti plastik, karena daya yang dibangkitkan pada PLTPH tidak terlalu besar dan untuk upaya efektifitas biaya.

2. PENELITIAN PICO HIDRO

Studi tentang desain turbin picohydro yang dicapai melalui standarisasi turbin picohydro telah banyak dilakukan sebelumnya. Pengembangan desain standar untuk pico-turbin propeller untuk produksi secara lokal di negara-negara berkembang dilakukan oleh Simpson dan Williams (2006). Pengujian turbin 5 kW dibangun di lokasi di Peru dan data kinerja keseluruhan desain turbin diperoleh dengan computational fluid dynamics (CFD)[11], [12]. B.Ho-Yan (2012) mendesain turbin propeller yang dirancang untuk memungkinkan pembangkitan listrik 250 W dengan tinggi head 2 m dan debit air 25 L/s. Pengujian turbin dilakukan di Cameroon dengan daya terukur maksimal 49 W (kurang dari 20% dari target pembangkit listrik) [13]. Proses pembuatan pico turbin secara lokal di negara-negara berkembang dapat menghasilkan efektivitas biaya dan untuk memenuhi target elektrifikasi dengan penyebaran teknologi pico-hydro di daerah terpencil/pedesaan [14].

Penelitian lainnya, turbin hidraulik dilakukan pada bilah turbin dengan profil datar memiliki beberapa sudut berbeda (30°, 45°, 60°). Jumlah bilah akan diterapkan untuk head di bawah 2 meter. Di sisi lain, karena aliran rendah adalah parameter lain yang perlu difokuskan sehingga nilai laju aliran air telah diatur ke 13 l/s. Alat analisis seperti

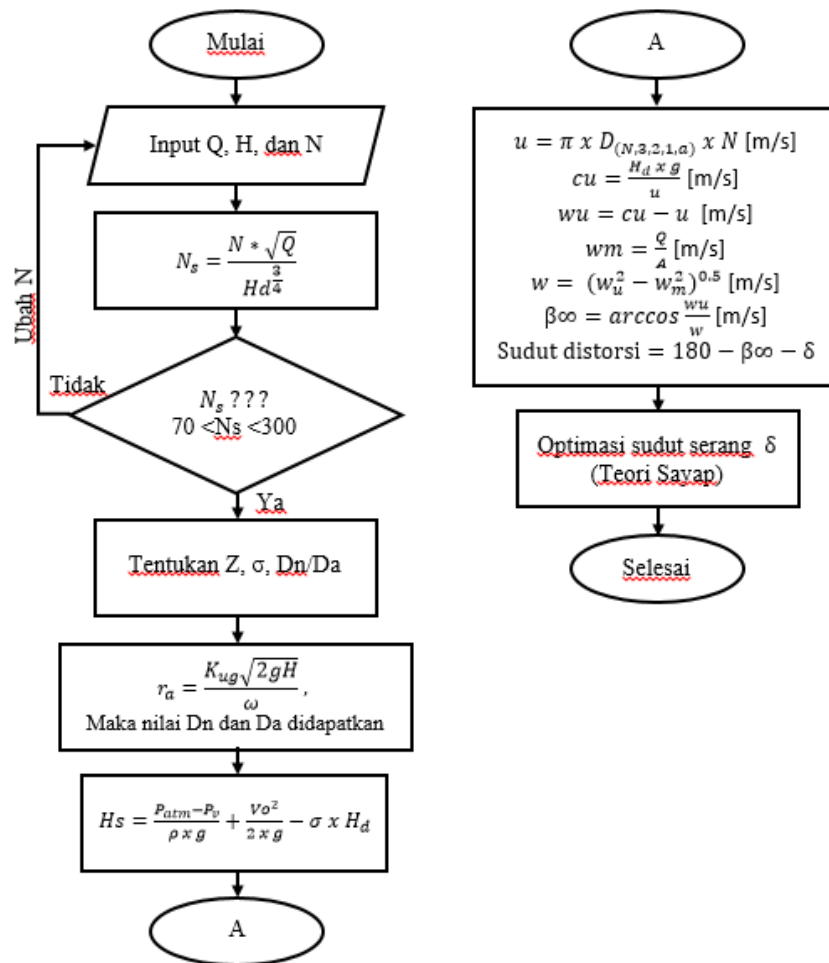
Computer Fluid Dynamic (CFD) diterapkan dalam penelitian ini untuk menentukan hasil yang paling optimal berdasarkan beberapa parameter yang telah ditentukan. Dari hasil akhir CFD, turbin 3 bilah dengan sudut 30° adalah kombinasi terbaik di antara parameter yang terlibat[15]. Evaluasi kinerja turbin propeller head rendah tanpa menggunakan baling-baling pemandu (guide vanes). Studi ini juga menganalisis tiga turbin dan pemilihan bilah turbin dengan ketebalan konstan (tanpa camber) dengan optimalisasi sudut bilah dan diameter hub menggunakan studi komputasi dari ANSYS CFX 16.2. bilah dengan ketebalan konstan dipilih berdasarkan distribusi torsi dengan sudut bilah 12° dan diameter hub 80 mm untuk fabrikasi dan pengujian. Pengujian dilakukan dengan pengukuran torsi menggunakan rem dinamometer. Prototipe diuji pada sebagian beban 0,615 dan efisiensi yang dihasilkan diperoleh menjadi 44 persen[16].

Penelitian lain membuat turbin propeller untuk di aplikasikan di sungai. Turbin sumbu horizontal ini beroperasi dalam berbagai aliran mulai dari 1.0 m/s hingga 1.7 m/s. Sistem ini menghasilkan daya 388 W pada aliran 1.7 m/s, menghasilkan efisiensi puncak 36% pada tip speed ratio 2.5. Daya yang diamati dari percobaan menunjukkan persetujuan positif, dengan kesalahan relatif kurang dari sekitar 3%, dengan prediksi numerik[17]. Selanjutnya pembuatan turbin propeller yang dirancang untuk memungkinkan pembangkitan listrik 250 W dengan tinggi head 2 m dan debit air 25 l/s. Pengujian turbin dilakukan di Cameroon dengan daya terukur maksimal 49 W (kurang dari 20% dari target pembangkit listrik)[13]. Proses pembuatan turbin skala pico hidro secara lokal di negara-negara berkembang dapat menghasilkan efektivitas biaya dan untuk memenuhi target elektrifikasi dengan penyebaran teknologi pico hidro di daerah terpencil/pedesaan [14]. Metodologi baru disajikan berdasarkan analisis teoretis, teknis, dan ekonomi. Studi kelayakan berfokus pada nilai daya kecil untuk turbin propeller tipe sistem pipa. Untuk menganalisis perilaku beberapa turbin dalam kondisi hidrolis yang berbeda, beberapa perbandingan antara tes laboratorium dan simulasi CFD dilakukan. Hasil yang disajikan adalah nilai yang menjanjikan dengan BEP (Best Efficiency Point) antara 80% hingga 90%[18].

Studi desain pico-turbin kaplan dan hasil pengembangan turbin dengan pendekatan kemampuan produksi di negara berkembang secara manual serta paradoks yang tampak untuk menggunakan teknik simulasi canggih untuk merancang turbin berbiaya rendah. Hasilnya, output daya mekanik 1 kW dicapai untuk aliran 0,057 m³/detik dengan turbin profil NACA sementara 0,067 m³/detik untuk turbin yang disederhanakan dengan desain yang dibuat[19]. Model turbin dan guide vane baru dari pico-turbin propeller dirancang untuk meningkatkan kinerja model runner lama yang ada. Dengan membandingkan hasil analisis CFD untuk model turbin lama dan baru, dapat diidentifikasi bahwa model baru mencapai efisiensi 84,0% yang 14% lebih tinggi daripada model lama[20].

3. METODE PERANCANGAN

Desain awal turbin didasarkan pada perhitungan dasar teori elemen bilah klasik untuk mendapatkan dimensi turbin. Selanjutnya dilakukan pengembangan bilah menggunakan teori sayap. Perhitungan dengan teori plat datar untuk mendapatkan daya prediksi dari turbin yang didesain. Apabila bilah turbin yang dibuat sudah optimal, selanjutnya analisis daya yang dihasilkan oleh turbin dengan menggunakan simulasi CFD. Berikut diagram alir dalam mendesain turbin yang dilakukan:

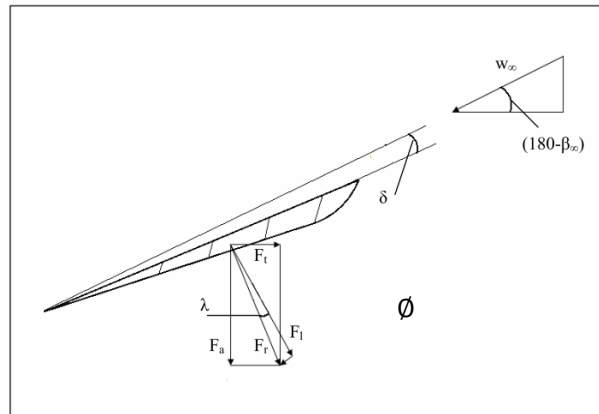


Gambar 1. Diagram alir desain turbin propeler skala piko hidro.

Ada empat parameter yang paling relevan dalam desain turbin dan ini adalah kepala net (H), laju aliran (Q), kecepatan rotasi turbin (N) dan efisiensi turbin (η). Dua dari parameter ini (H dan Q) adalah data studi hidrologi dari sumber air, karena lokasi sungai jauh dari universitas maka data Q dan H diasumsikan, yaitu Debit air (Q) 0.066 [m³/s], Tinggi head desain (H) 2 [m] Efisiensi hidrolis (η_h) 0.78 [23], Massa jenis air (ρ) 998.00 [kg/m³], Gaya Gravitasi (g) 9.80 [m/s²], Kecepatan Putaran Turbin rpm (N) 1500 [min⁻¹], maka Power Desain (PD) 1 kW.

3.1. Teori Sayap

Teori sayap (Tragflügeltheorie) dikembangkan oleh Ludwig Prandtl. Menurut "Tragflügeltheorie", gaya angkat/ lifting force F_l berlaku pada sudu turbin karena konfigurasi aliran paralel dan aliran sirkulasi, yang terjadi pada blade.



Gambar 2. Tragflügeltheorie (Teori Sayap)[24].

Oleh karena itu, nilai-nilai seperti koefisien angkat dan sudut serangan ϕ juga memainkan peran penting dalam desain bilah. Koefisien ini dapat ditentukan melalui uji model. Dalam buku "Vesiturbiinit", hasil tes model tersebut ditampilkan. Dengan menggunakan hasil tes model, besarnya profil, chord dan distorsi yang tepat dari bilah dapat ditentukan[24].

Selanjutnya, untuk memahami karakteristik sudu pada "Tragflügeltheorie" terdapat beberapa cara, diantaranya adalah sebagai berikut:

- Step 1 : koefisien angkat untuk setiap jari-jari dapat ditentukan melalui persamaan berikut:

$$\zeta_a = \frac{w_2^2 - w_\infty^2 + 2xg \left(\frac{P_{atm} - H_s - P_{min}}{\lambda} - \eta_s x \frac{C_3^2 - C_4^2}{2xg} \right)}{K x w_\infty^2} \quad [-] \quad (1)$$

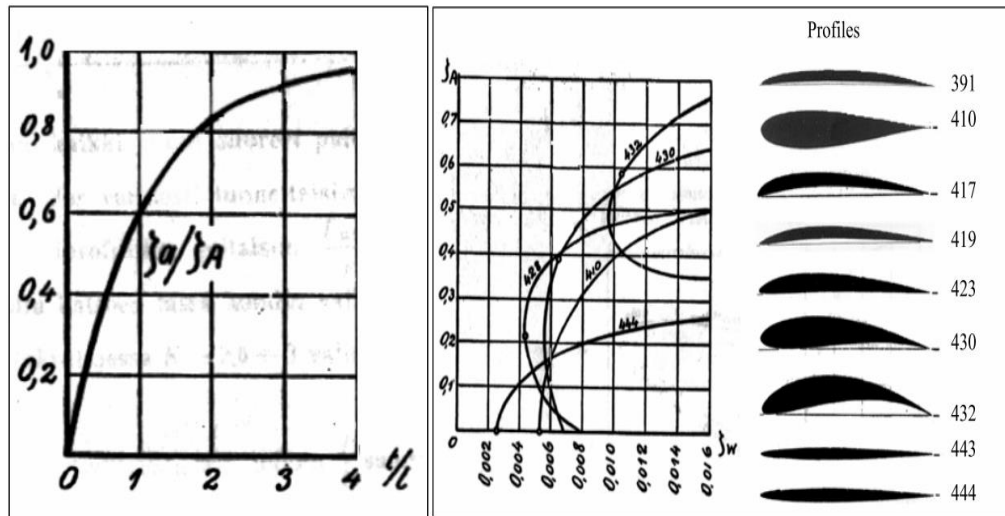
w_2 = kecepatan relatif setelah kisi [m/s], w_∞ = kecepatan relatif medial [m/s], P_{min} = Tekanan minimum air [Pa], η_s = efisiensi perubahan energi, C_3 = kecepatan setelah turbin [m/s], K = nilai karakteristik profil.

- Step 2 : Ketika koefisien angkat diketahui, rasio l/t dapat ditetapkan sebagai berikut:

$$l/t = \frac{g x \eta_s x Hd}{w_\infty^2} x \frac{cm}{u} x \frac{\cos \lambda}{\sin(180 - \beta_\infty - \lambda)} x \frac{1}{\zeta_a} \quad [-] \quad (2)$$

Dimana: λ = sudut selip [°], cm = kecepatan meridian [m/s], $(180 - \beta_\infty)$ = sudut inflow [°]. Dalam persamaan (17), sudut slip λ harus, diasumsikan, kisaran asumsi adalah sebagai berikut: $\lambda = 2.5^\circ \div 3^\circ$. Dengan menggunakan asumsi ini, nilai perkiraan rasio l/t dapat ditetapkan. Dalam buku *Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen* rasio t/l dapat diasumsikan 0.7[25] dan rasio t/l 0.62 s./d. 0.87[26].

- Step 3 : nilai timbal balik dari rasio l/t harus ditetapkan. Melalui nilai kebalikan, rasio koefisien pengangkatan ζ_a/ζ_A dapat dibaca pada gambar 3 (kiri). Dengan menggunakan rasio ini, koefisien pengangkatan ζ_A dapat ditentukan.
- Step 4 : Grafik pada gambar 3 (kanan) berikut memberikan informasi tentang drag koefisien ζ_W dari profil yang berbeda.

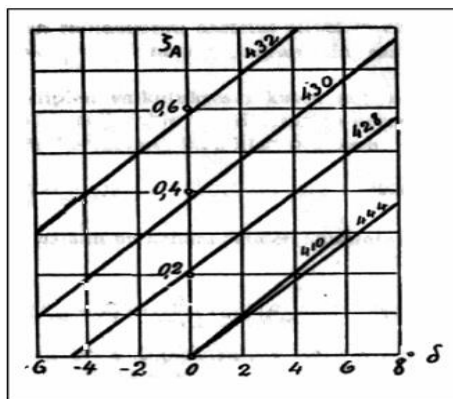


Gambar 3. Rasio ζ_a/ζ_A dan t/l (kiri), Rasio ζ_A dan ζ_W (kanan) [24], [25].

- Step 5 : Sudut slip dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\lambda = \arctan \frac{\zeta_W}{\zeta_A} \text{ [}^\circ\text{]} \tag{3}$$

- Step 6 : Sudut serang ϕ dari profil yang dipilih sekarang dapat ditetapkan dengan menggunakan gambar 4.



Gambar 4. Rasio ζ_A dan ϕ untuk profil yang berbeda[24], [25].

- Untuk mendapatkan sudut distorsi yang akurat, sudut ϕ harus dikurangkan dari sudut $(180-\beta^\infty - \phi)$.

3.2. Teori Plat Datar

Daya turbin adalah variabel dependen yang terkait dengan torsi total dan rotasi turbin. Torsi turbin disebabkan oleh gaya angkat atau lift force (FL) dan gaya seret atau drag forcé (FD) pada permukaan bilah turbin. Gaya seperti itu dihasilkan dari interaksi antara aliran fluida dan permukaan blade. fluida mengalir di atas permukaan blade dan menghasilkan gaya angkat (FL) dan gaya seret (FD), yang masing-masing dihitung menggunakan koefisien angkat dan seret C_L dan C_D [27].

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho A W_1^2 \tag{4}$$

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A W_1^2 \quad (5)$$

$$C_L = 2 \sin \phi \cos \phi \quad (6)$$

$$C_D = 2 \sin^2 \phi \quad (7)$$

Dimana, ρ adalah densitas air, W_1 adalah kecepatan fluida relatif, A adalah bidang pada bagian blade, dan ϕ adalah sudut serangan.

Maka torsi turbin adalah, dimana r adalah dimensi radial stasiun blade;

$$T = \sum (F_L \cos \beta_1 - F_D \cos \beta_1) r \quad (8)$$

Sehingga daya turbin dapat dihitung dengan persamaan;

$$P_t = T \times \omega \quad (9)$$

Atau, dapat juga dihitung dengan menggunakan persamaan [28]

$$P_t = \frac{T * 2\pi * n}{60} \quad (10)$$

Untuk menghitung Daya Turbin (P_r), bisa menggunakan persamaan berikut ini, dimana $\eta_g = 82\%$

$$P_r = P_t \times \eta_g \quad (11)$$

3.2. Daya Hilang

Daya hilang pada system PLTPH dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$HL_{total} = HL_c + HL_v + HL_t + HL_{dt} + HL_o \quad (12)$$

Dimana, HL_c adalah daya hilang pada casing, HL_v adalah daya hilang efek pusaran yang dihasilkan oleh casing. HL_t adalah daya hilang sepanjang pusaran yang melewati turbin hingga ujung turbin. HL_{dt} adalah daya hilang pada drafttube. HL_o adalah daya hilang pada output aliran.

Daya hilang pada casing, HL_c dapat dihitung menggunakan persamaan Darcy Weisbach sebagai berikut:

$$HL_c = f(L/D) \left(\frac{V^2}{g} \right) \quad (13)$$

Model hidrolis untuk mitigasi vortex didasarkan pada hukum persamaan fraude. Pada intake, gaya viskos dan tegangan permukaan (diwakili oleh Reynolds number dan Weber number)[29]. Dalam kisaran angka Froude yang dipertimbangkan dalam penelitian ini, hubungan antara α dan F dapat diperkirakan sebagai linier, dan dapat digeneralisasi sebagai berikut[30].

$$HL_v = \alpha \frac{V^2}{2g} \quad (14)$$

$$\alpha = -4.15F + 3.28K \quad (15)$$

Selanjutnya, head loss pada dafttube yang diperbesar akibat gaya gesek fluida terhadap dinding drafttube dihitung menggunakan persamaan belanger.

$$HL_{dt} = \frac{(d_2 - d_1)^3}{4 \cdot d_1 \cdot d_2} \quad (16)$$

Selanjutnya, head loss pada output dihitung menggunakan persamaan berikut

$$HLo = \frac{V^2}{2g} \quad (17)$$

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Beberapa dimensi turbin terangkum dalam tabel 1,2, dan 3. Dimensi tersebut dijadikan acuan dalam mendesain turbin 3D dan untuk proses simulasi.

Tabel 1. Dimensi hub & tip turbin

Uraian	Simbol	Nilai	Satuan
Nilai faktor karakteristik turbin	σ	1.45	-
Jumlah Blade	z	4.00	-
Ratio Hub/Tip	Dn/Da	0.400	-
Diameter luar bilah turbin (Runner diameter)	Dn	0.151	[m]
Diameter dalam bilah turbin (Hub diameter)	Da	0.060	[m]

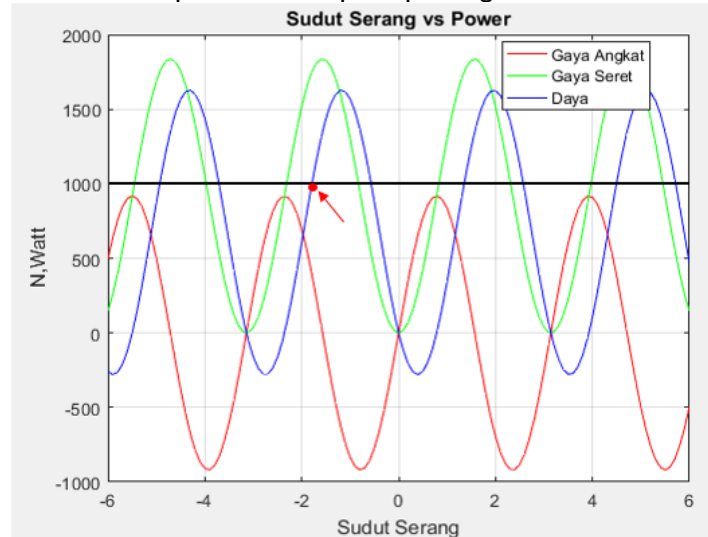
Tabel 2. Sudut distorsi bilah.

Uraian	5	4	3	2	1=Da	Satuan
d	0.151	0.128	0.105	0.083	0.060	[m]
u	11.83	10.05	8.28	6.50	4.73	[m/s]
$cu1$	1.66	1.95	2.37	3.02	4.15	[m/s]
$cu2$	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	[m/s]
cu^∞	1.66	1.95	2.37	3.02	4.15	[m/s]
$wu1$	-10.17	-8.10	-5.91	-3.49	-0.58	[m/s]
$wu2$	-11.83	-10.05	-8.28	-6.50	-4.73	[m/s]
wu^∞	-11.00	-9.08	-7.09	-5.00	-2.66	[m/s]
wm	4.41	4.41	4.41	4.41	4.41	[m/s]
$w1$	11.08	9.22	7.37	5.62	4.45	[m/s]
$w2$	11.83	10.05	8.28	6.50	4.73	[m/s]
w^∞	11.85	10.09	8.35	6.67	5.15	[m/s]
β^∞	158	154	148	139	121	[°]
$(180-\beta^\infty)$	22	26	32	41	59	[°]

Tabel 3. Sudut Optimum Distorsi Bilah

Uraian	5	4	3	2	1=Da	Satuan
α	-1.8	0	2	5	-	[°]
$(180-\beta^\infty-\alpha)$	24	26	30	36	59	[°]

Setelah mendapatkan sudut serang bilah. Daya prediksi optimum pada teori plat datar adalah sebesar 976 Watt dengan efisiensi 96.8%. Hubungan sudut serang dan daya yang dihasilkan dapat dilihat seperti pada gambar 5.



Gambar 5. Sudut serang vs Daya.



Gambar 6. Desain 3D turbin.

Pada simulasi desain turbin menggunakan CFD ini, akan dilakukan simulasi pergerakan fluida kerja di dalam ruang turbin. Simulasi ini bertujuan untuk mengetahui beberapa parameter desain penting, seperti kecepatan aliran fluida kerja pada saat masuk dan keluar, debit fluida kerja, putaran Turbin, torsi Turbin dan daya yang dihasilkan. Software CFD yang di gunakan adalah software Autodesk CFD Ultimate. Beberapa input parameter CFD adalah sebagai berikut, material turbin SUS 304, Kecepatan aliran fluida desain 0.334 m/s, dan Nilai tegangan bahan 215 Mpa. Berikut hasil simulasi menggunakan CFD seperti pada gambar 7.

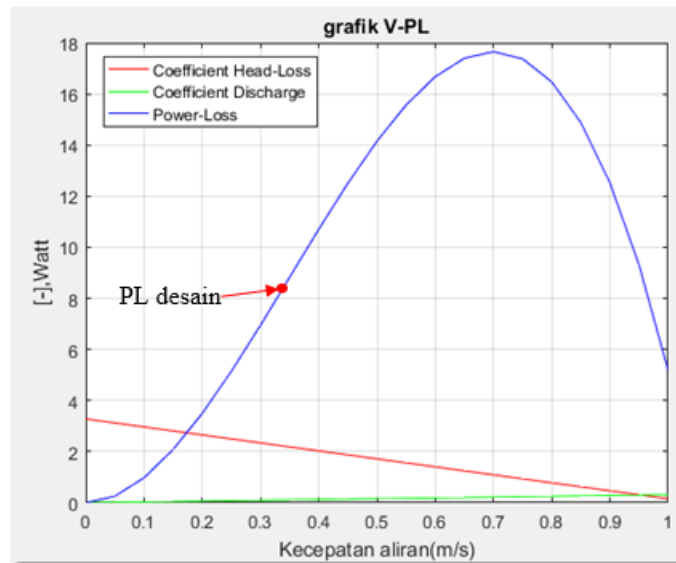
Tabel 4. Hasil simulasi CFD - Torsi dan putaran turbin.

Angular Displacement (deg)	Force (Newton)	Torque (N-m)	Hydraulic ForceX (Newton)	Hydrau
1.45643e-09	0	3.84971	33.9023	
1.54258e-09	0	-0.449429	2.66304	
1.63133e-09	0	3.25204	-0.389011	
1.72291e-09	0	3.54096	-0.380977	
1.81498e-09	0	0.607677	34.6142	
1.90876e-09	0	2.12864	13.6782	
2.00491e-09	0	2.97585	29.5122	
1.72291e-09	0	3.54096	-0.380977	

Setelah putaran Turbin dan torsi Turbin diketahui, dengan menggunakan persamaan 10. Bisa diketahui besarnya nilai Daya Turbin hasil simulasi adalah 800.4 Watt. Dengan menggunakan persamaan 11. Maka daya listrik yang dihasilkan adalah 656.3 Watt.

Kehilangan head pada casing, HL_c dapat dihitung menggunakan persamaan Darcy Weisbach sebagai berikut: Dimana, f adalah koefisien gesek casing yang didapat dengan moody chart. Dengan mengetahui kecepatan aliran air adalah $V_1 = 0.338$ m/s, Diameter casing $D_1 = 0.39$ m, Panjang casing $L = 0.75$ m, $e = 0.045$ (kekasaran plat casing), dan viskositas kinematic air $\nu = 8.94 \times 10^{-7}$ serta percepatan gravitasi, $g = 9.8$ m/s², didapat nilai HL_c adalah sebesar 0.0012 m.

Selanjutnya, kehilangan head HL_v pada pusaran dapat dihitung dengan persamaan fraude didapat 0.012 m. sedangkan head-loss akibat efek pusaran terbesar adalah 0.03 m. Akan tetapi setelah mencapai optimum head-loss pada kecepatan 0.7 m/s, penurunan terus terjadi. Seperti terlihat pada gambar 4.13 C_d meningkat dengan penurunan α (CHL). Hal ini sesuai dengan (J.Yang et.al 2014) C_d meningkat dengan penurunan α , sehingga α lebih rendah dan C_d lebih tinggi di berbagai debit [29]. Daya hilang terbesar akibat pusaran terjadi apabila kecepatan air mencapai 0.7 m/s, dengan daya yang hilang sebesar 17.6 Watt. Efisiensi akan berkurang 1.75% (akibat pusaran) dari Efisiensi keseluruhan. Pada penelitian ini, penulis mendesain kecepatan aliran adalah 0.34 m/s. Daya hilang berdasarkan kecepatan desain adalah 9 Watt dengan efisiensi hilang 1% seperti terlihat pada gambar 8.



Gambar 7. Daya hilang pada pusaran.

Selanjutnya, kehilangan head, HL_t sepanjang pusaran yang melewati turbin hingga ujung turbin dapat dihitung dengan persamaan Darcy Weisbach adalah $0.061 m$. Kemudian kehilangan head pada drafttube HL_{dt} yang diperbesar akibat gaya gesek fluida terhadap dinding drafttube dihitung menggunakan persamaan belanger sebesar $0.014 m$. Selanjutnya, Kehilangan head pada output dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$HL_o = V^2 / 2g = \frac{0.3^2}{2 * 9.8} = 0.004 m$$

Maka Kehilangan head total adalah sebagai berikut:

$$HL_{total} = 0.0012 + 0.012 + 0.061 + 0.014 + 0.004 = 0.0922 m$$

Maka daya hilang total

$$PL_{total} = \rho * Q * g * HL_{total} = 59.5 \text{ Watt atau } 6\%$$

Maka total daya dan efisiensi keseluruhan yang mungkin dihasilkan oleh system dapat diketahui dengan analisis perhitungan sebagai berikut:

$$P_{total} = (P_t - PL_{total}) * \eta_g = (976 - 59.5) * 0.82 = 751 \text{ Watt}$$

$$\eta_r = \frac{P_{total}}{P_D} * 100\% = \frac{751 \text{ Watt}}{1008 \text{ Watt}} * 100\% = 74.5 \%$$

Maka, Total daya yang mungkin dihasilkan dari perhitungan adalah 751 Watt dengan efisiensi keseluruhan sebesar 74.5% . Dan total daya yang dihasilkan dari simulasi CFD adalah sebesar 607.53 Watt dengan efisiensi keseluruhan sebesar 60.2% .

5. KESIMPULAN

Turbin di desain untuk Head $2 m$ dengan debit air $0.066 m^3/s$. Turbin dengan kapasitas $1 kW$ yang memiliki dimensi hub $0.06 m$ dan dimensi turbin $0.151 m$. Optimasi desain bilah turbin propeller mendapatkan sudut serang optimum -1.8° dengan daya yang mungkin dihasilkan oleh turbin sebesar 976 Watt dan hasil simulasi CFD sebesar

800.4 Watt. Jika kecepatan air sesuai dengan asumsi desain, maka daya hilang akibat pusaran adalah 9 Watt atau efisiensi sistem akan berkurang hingga 1%. Total daya hilang secara keseluruhan pada fluida yang bergerak adalah 59.5 Watt atau efisiensi sistem akan berkurang hingga 6%. Total daya yang dihasilkan sistem PLTPH dari perhitungan adalah 751 Watt dengan efisiensi keseluruhan sebesar 74.5 %. Dan total daya yang dihasilkan dari simulasi CFD adalah sebesar 607.53 Watt dengan efisiensi keseluruhan sebesar 60.2%.

DAFTAR PUSTAKA

1. M. A. Haidar, M. F. M. Senan, A. Noman, and T. Radman, 2012, ***Utilization Of Pico Hydro Generation In Domestic And Commercial Loads***, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 1, pp. 518–524.
2. Mohammad Akbari, 2016, ***Effect of Vortex in Kaplan Turbine-Using CFD A Case Study: Rosseries Power Plant***. SUDAN UNIVERSITY OF SCIENCE & TECHNOLOGY
3. DEN, 2017, ***Perpres Nomor 22 Tahun 2017 Rencana Umum Energi Nasional***.
4. Erinofiardi et al., 2017, ***A Review on Micro Hydropower in Indonesia***, *Energy Procedia*, vol. 110, no. December 2016, pp. 316–321
5. Zuhud, S. I. Cahyono, and D. D. D. P. Tjahyana, 2018, ***Redesign Runner Turbin Pembangkit Listrik Tenaga Pico Hydro Dengan Metode Reverse Engineering Melalui Pendekatan Teoritis***, *J. Tek. Mesin Indones.*, vol. 11, no. 2, p. 61
6. A. Lahimer, M. A. Alghoul, K. Sopian, N. Amin, N. Asim, and M. I. Fadhel, 2012, ***Research and development aspects of pico-hydro power***, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 8, pp. 5861–5878
7. goleman Daniel, B. Richard, and Mckee, 2000, ***Low Head Pico Hydro Power: A Review Of Available Turbine Technologies***, *World Renew. Energy Congr. VI*
8. J. Susanto and S. Stamp, 2012, ***Local Installation Methods For Low Head Pico-Hydropower In The Lao PDR***, *Renew. Energy*, vol. 44, pp. 439–447
9. P. Maher, N. P. A. Smith, and A. A. Williams, 2003, ***Assessment Of Pico Hydro As An Option For Off-Grid Electrification In Kenya***, *Renew. Energy*, vol. 28, no. 9, pp. 1357–1369
10. S. Hermann, 2006, ***Design of a Micro-Hydro Powered Battery Charging System for Rural Village Electrification***, no. March. Oldenburg: Energy and Semiconductor Research Laboratory Department of Physics Faculty of Mathematics & Science Carl von Ossietzky University
11. R. Simpson and A. Williams, 2011, ***Design Of Propeller Turbines For Pico Hydro.*** pp. 1–15, 2011.
12. R. Simpson and A. Williams, 2006, ***Application Of Computational Fluid Dynamics To The Design Of Pico Propeller Turbines***, *Proc. Int. Conf. Renew. Energy Dev. Ctries*
13. Ho-Yan, 2012, ***Design of a Low Head Pico Hydro Turbine for Rural Electrification in Cameroon***. Ontario: The University of Guelph
14. K. Sopian and J. A. Razak, 2009, ***Pico Hydro: Clean Power From Small Streams***, *Proc. 3rd WSEAS Int. Conf. Energy Planning, Energy Saving, Environ. Educ. EPESE '09, Renew. Energy Sources, RES '09, Waste Manag. WWAI '09*, no. May 2015, pp. 414–419
15. M. M. Othman, J. Ab Razak, M. F. Bashar, N. S. Muhammad, and K. Sopian, 2014, ***CFD Analysis on the Flat Runner Blades of Propeller's Turbine under Low Head and Low Flow Condition***, *Appl. Mech. Mater.*, vol. 699, pp. 437–442

16. M. Koirala, B. Tiwari, M. Khanal, P. Pathak, and R. Chaulagain, 2018, ***Design , CFD Analysis , Fabrication , Testing and Efficiency Evaluation of Low Head Pico-Propeller turbine Without Guide Vanes Design , CFD Analysis , Fabrication , Testing and Efficiency Evaluation of Low Head Pico-Propeller turbine Without Guide Vanes***, Proc. IOE Grad. Conf. 2017, vol. Volume: 5, no. January 2017, p. ISSN: 2350-8914.
17. Jacob Daniel Riglin, 2016, Design, ***Manufacture and Prototyping of a Hydrokinetic Turbine Unit for River Application***, Lehigh University
18. H. M. Ramos, A. Borga, and M. Simão, 2009, ***New Design Solutions For Low-Power Energy Production In Water Pipe Systems***, Water Sci. Eng., vol. 2, no. 4, pp. 69–84
19. M. Chiarelli, L. Favre, N. El Hayek, E. L. Niederhauser, and L. Donato, 2019, ***Design Of A New Kaplan Pico-Turbine Runner Bades***, IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci., vol. 240, no. 4
20. V. L. Vu, Z. Chen, and Y.-D. Choi, 2018, ***Design and Performance of a Pico Propeller Hydro Turbine Model***, KSFM J. Fluid Mach., vol. 21, no. 3, pp. 44–51
21. R. A. Subekti, A. Susatyo, and P. Irasari, 2011, ***Perancangan Dan Analisis Prototip Unit Turbin-Generator Tipe Submersible Skala Piko Hidro Untuk Aplikasi Pada Aliran Sungai Datar***, Pus. Penelit. Tenaga List. dan Mekatronik LIPI, vol. 1, pp. 1–13, 2011.
22. S. B. S. Nasution, Warjito, Budiarmo, and D. Adanta, 2018, ***A Comparison Of Openflume Turbine Designs With Specific Speeds (Ns) Based On Power And Discharge Functions***, J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci., vol. 51, no. 1, pp. 53–60, 2018.
23. W. S. Ebhota and F. Inambao, 2016, ***Design basics of a small hydro turbine plant for capacity building in Sub-Saharan Africa***, African J. Sci. Technol. Innov. Dev., vol. 8, no. 1, pp. 111–120.
24. T. Flaspöhler, 2007, ***Design of the runner of a Kaplan turbine for small hydroelectric power plants Supervisor***
25. K. Menny, 2005, ***Hydraulische und thermische Kraft-und Arbeitsmaschinen***. Ronnenberg
26. M. Polák, V. Polák, and M. Hudoušková, 2016, ***Verification of model calculations for the Kaplan turbine design***, TAE 2016 - Proc. 6th Int. Conf. Trends Agric. Eng. 2016, pp. 490–499.
27. K. Wright and D. H. Wood, 2004, ***The starting and low wind speed behaviour of a small horizontal axis wind turbine***, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., vol. 92, no. 14–15, pp. 1265–1279.
28. Herry Susanto, 2017, ***Desain Turbin ORC (Organic Rankine Cycle) untuk Sistem Pembangkit Listrik Bersumber Energi Terbarukan Dengan Panas Rendah***. Universitas Darma Persada.
29. J. Yang, P. Andreasson, C. M. Högström, and P. Teng, 2018, ***The Tale of an Intake Vortex and its Mitigation Countermeasure: A Case Study From Akkats Hydropower Station***,” Water (Switzerland), vol. 10, no. 7, pp. 1–14
30. J. Yang, T. Liu, A. Bottacin-Busolin, and C. Lin, 2014, ***Effects of intake-entrance profiles on free-surface vortices***, J. Hydraul. Res., vol. 52, no. 4, pp. 523–531