

ISSN 1693-9425

JURNAL TEKNOLOGI

(Journal of Technology)

JURNAL ILMU TEKNIK DAN SAINS

Penanggung Jawab:

Dekan Fakultas Teknik Universitas Pattimura

Penerbit:

Fakultas Teknik
Universitas Pattimura - Ambon

TEKNOLOGI

Jurnal Ilmu-Ilmu Teknik dan Sains

Volume 13. No 1 April 2016

D a f t a r I s i

Analisis Getaran Pada Roller Cam Dual Tangensial Pompa Injeksi Bahan Bakar Motor Diesel Dengan Variasi Putaran.	Benjamin G. Tentua Apriandi Pulu	2124-2130
Laser Semikonduktor Gaas Jenis Double Heterojunction Sebagai Sumber Cahaya Dalam Komunikasi Optik	Samy J. Litololy	2131-2137
Design Dan Asesmen Karakteristik Model Francis Turbin Kecepatan Rendah	Wulfilla M. Rumaherang J. Louhenapessy A.I. Laboki	2138-2144
Studi Numerik Pengaruh Variasi Bilangan Reynolds Dan Bilangan Prandlt Terhadap Karakteristik Aliran Fluida Dan Perpindahan Panas Melintasi Silinder Sirkular Tunggal	Cendy S.E Tupamahu	2145-2149
Faktor-Faktor Penyebab Terjadinya Keterlambatan Waktu Persediaan Material Pada Proyek Konstruksi Jalan Di Maluku	Felix Taihuttu Christy G. Buyang	2151-2155
Pengaruh Sifat Mekanis Kekuatan Tarik Fraksi Volume Komposit Serat Ijuk Aren Dengan Matriks Polyester	Arthur Y Leiwakabessy	2156-2159

DESIGN DAN ASESMEN KARAKTERISTIK MODEL FRANCIS TURBIN KECEPATAN RENDAH

Wulfilla M. Rumaherang^{*)}, J. Louhenapessy^{*)}, A.I. Laboki^{*)}

^{*)} email : max.rumaherang@fatek.unpatti.ac.id

Jurusan Teknik Mesin
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PATTIMURA
Jln. Ir. M. Putuhena Kampus Poka Ambon

Abstract

Efforts to improve the performance of water turbines have become an important problem in researches on the hydraulic machinery industry. A low-speed runner of the Francis turbine must be designed and installed on a micro hydropower plant on the Tona river with a head of $H=7$ meters. To test the performance of the turbine, a turbine model with the impeller diameter of $D_I = 0.105$ meters was designed and tested in the laboratory. Tests are conducted to describe the performance of the turbine with variations in the shaft rotational speed values at the constant values of Head $H = 7$ meters and discharge $Q = 0.0527$ m³ / s. In the values of the specific speed coefficient $ns = 28.6 \div 140.8$, the values torque Mz was decreasing proportionally with the increase in rotational speed of the runner. The values of the turbine power increase from $P_t = 390$ to 750 Watt and reach the maximum value at the specific speed coefficient $ns = 116.7$. Turbine efficiency increases with a value of speed coefficient and reaches the maximum value at $ns = 105.6$. This type of turbine will work optimally in the specific speed coefficient $ns = 105.6$.

Keywords: Francis turbine, specific speed coefficient, torque, turbine power, efficiency

1. PENDAHULUAN

Peningkatan efisiensi dan performance mesin-mesin hidrolis dan turbin air telah menjadi bagian penting untuk industri mesin-mesin hidrolis. Kajian energi alternatif mencakup availabilitas, reliabilitas, ekonomi dan teknologi, yang berhubungan dengan spesifikasi teknis, yaitu performance, kontinuitas dan implementasi teknologi konversi energi pembangkitan energi listrik.

Pengembangan kinerja dan efisiensi dilakukan berbagai desain dan metode manufaktur yang telah digunakan sejak mesin turbo tipe aliran radial ditemukan oleh James Francis pada tahun 1855, (Ayancik Fatma dkk, 2014).

Kinerja turbin air dipengaruhi oleh berbagai parameter, diantaranya parameter kavitas, yang dalam berbagai eksploitasi hydraulic turbin menurunkan nilai ekonomis, keandalan dan umur operasi PLTA (W. M. Rumaherang dkk, 2011).

Hasil pengukuran efisiensi dari beberapa turbin dengan menggambarkan kecepatan spesifik sebagai fungsi dari bilangan Reynold. (Hermod Brekke, 2013)

Efisiensi turbin ditentukan juga oleh berbagai factor design konstruksi dan perakitan elemen-elemen impeller/runner. Dalam penggunaan praktis, perakitan impeller dengan casing, draft tube dan bearing dapat

mengurangi efisiensi keseluruhan turbin karena gesekan (Kaewnai dkk, 2011). Hasil penelitian Kaewnai dkk, 2011 menunjukkan bahwa komponen-komponen kecepatan berkurang dari hub ke shroud, sehingga kinerja turbin juga akan dipengaruhi oleh bentuk dan ukuran hub dan shroud.

Efisiensi turbin dinyatakan melalui hubungan antara efisiensi dengan putaran turbin (KHARE dkk, 2010, Kaewnai dkk, 2011).

Dalam penelitian ini, sebuah model turbin Francis dirancang bangun dan diuji pada pada titik desain di laboratorium. Karakteristik turbin ditunjukkan melalui pengukuran parameter-parameter energi yaitu head, daya, torsi, efisiensi dan kecepatan rotasi (Damirel dkk, 2015).

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Parameter-parameter utama Turbin.

Energi spesifik mesin turbin didefinisikan sebagai perbedaan energi pada penampang inlet dan penampang outlet dan merupakan head kerja yang dilakukan oleh 1 kg air yang mengalir dari penampang tersebut.

$$H = \left(\frac{P_{atm}}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_{atm}}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (1)$$

Daya air (hydraulic power) turbin diberikan oleh persamaan :

^{*)}Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura

$$P_w = \rho g Q_h H \tag{2}$$

Dimana : P_w = Daya yang tersedia (kW).
 ρQ = Laju aliran massa air [kg/s].
 ρ = densitas air laut [kg/m³].
 Q = Kapasitas aliran [m³/s].
 g = percepatan gravitasi [m/s²].
 H = head neto [m].

Daya efektif turbin adalah (Himran, 2017)

$$Ne = \rho g Q H \eta_T \tag{3}$$

Dari penyelesaian persamaan Bernoulli untuk aliran relative pada titik 1 dan titik 2 yang terletak pada satu garis alir di depan dan di belakang impeller diperoleh:

$$\frac{gH_T}{\omega} = (rV_u)_1 - (rV_u)_2 \tag{4}$$

Dimana $H_T = \eta H_n$, dimana H_n – head netto, η - efisiensi hidrolis.

Momen putar diperoleh perbedaan nilai tekanan local di sisi tekan dan sisi isap pada penampang meridian impeller (W. M. Rumaherang, 2013):

$$M_x = \int \Delta p r dS_1 \tag{5}$$

Dimana: $\Delta p = p_p - p_m$ – adalah jatuh tekanan pada permukaan elementar dS_1 pada proyeksi blade pada penampang meridian, S_1 – proyeksi blade pada penampang meridian. Dari perhitungan segitiga kecepatan, dihitung momen putar, sehingga daya pada poros turbin adalah:

$$P_p = M \cdot \omega \tag{6}$$

Dimana P_p – Daya yang dihasilkan (kW),
 $\omega = \frac{\pi n}{60}$ –kecepatan sudut impeller (rad/s), H_T
 – Head teoritis turbin hidrolis (m).

2.2. Design Dan Pemodelan Turbin

Parameter utama dalam design turbine adalah debit Q (m³/s), head H (m), dan putaran n (rpm) dan daya turbine (kW). Berdasarkan nomenklatur turbin, aplikasi turbin Francis beraneka ragam. sesuai dengan data head, dan debit Q_1 dan putaran n_1 .

Diameter impeller ditentukan dengan rumus (Topazh, 2011):

$$D_i = \sqrt{\frac{N}{9.81 \eta Q_1 H_p \sqrt{H_p}}} \tag{7}$$

dimana N — daya nominal turbin, kW; Q_1 , — debit teoritis pada titik kurva turbin, M³/s; H_p — Head prototipe (m) η — efisiensi hidrolis turbin.

Rumus-rumus untuk menentukan ukuran-ukuran konstruksi impeller dan rumah impeller dinyatakan berdasarkan nilai diameter impeller D_1 .

2.3. Putaran spesifik n_Q

Dari nomenclature turbin, diperoleh putaran turbin yang dibutuhkan di Lab adalah :

$$n = \frac{n_{11} \sqrt{P}}{D_1} \tag{8}$$

Kecepatan spesifik impeller turbine berdasarkan standart ESHA (ESHA,2004) dihitung dengan persamaan :

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{9}$$

Dimana : P = daya turbin, kW
 Q = laju aliran m³/s.
 D_1 = diameter impeller (m)
 n_{11} = putaran referens impeller [rpm]
 H = Head [m]

2.4. Paramater-parameter energi pemodelan

Tekanan statis pada kanal intake adalah :

$$P_{s0} = P_a + \rho g h \tag{10}$$

Tekanan total di depan impeller adalah

$$P_{t1} = P_{s0} + \rho \frac{V_1^2}{2} \tag{11}$$

Dimana V_1 =kecepatan sesudah stator, pada titik masuk impeller (m/s).

Tekanan total di belakang impeller adalah

$$P_{t2} = P_{s0} - \rho \frac{V_2^2}{2} \tag{12}$$

Head total pada impeller turbin adalah :

$$H_T = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{\rho g} \tag{13}$$

2.5. Performance Turbin

Karakteritik yang dianalisa dan digambarkan untuk setiap konstruksi bangunan turbin adalah hubungan parameter-parameter head neto H [m], hydraulik power P_w [kW], daya mekanik P_p [kW] dan efisiensi η [%] terhadap total discharge Q [m³/s].

3. METODE PENELITIAN

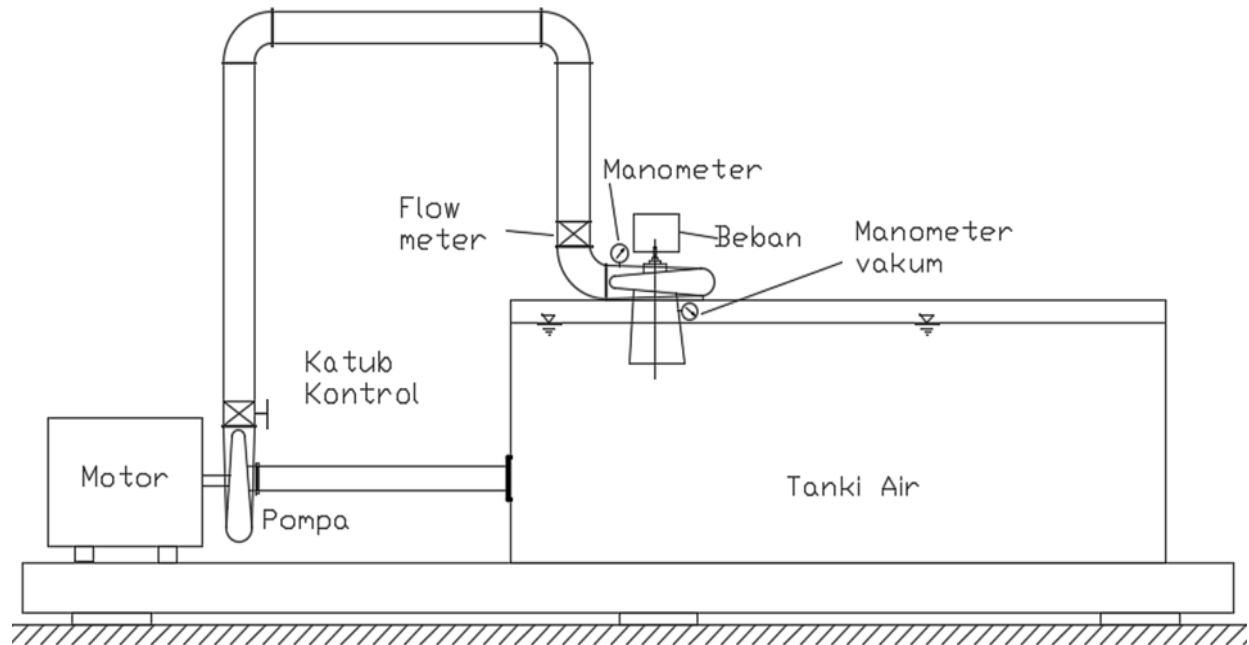
3.1. Rancangan dan Prosedur Penelitian

Dalam penelitian ini dilakukan rancang bangun dan pengujian dan pengujian model turbin Francis RO75 yang nomenclaturenya tersedia pada gambar grafik karakteristik universal turbin tersebut.

Dari gambar tersebut diperoleh data-data Q_{11} , n_{11} dan efesiensi hidrolis untuk setiap pembukaan sudu pengarah yang ditetapkan. Data ini digunakan untuk menghitung parameter-parameter utama turbin energi turbin dan penentuan ukuran geometri turbin.

Turbin didesign dan dan diuji dilaboratorium pada stand yang tersedia dengan peralatan sebagai berikut:

*)Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura



Gambar 1. Skema instalasi Turbin

set turbin, ponybreak, Head operasi : 2-10 m, Pompa alkon WL20 XN :5.5 HP, tachometer. Untuk mengukur kecepatan aliran digunakan flow meter dan, manometer, Vacuum gauge: 1.....hg, 4 katup control Butter fly.

Pada penelitian ini aliran dalam turbin anggap sebagian aliran sumbu simetris di dalam turbin yang dibatasi berturut-turut oleh sisi masuk (inlet) didedan sudu pengarah, dan pada sisi keluar (outlet) pada pipa keluar. Gambar tiga dimensi turbin ditampilkan pada gambar 1.

Pengukuran dilakukan pada posisi sudu pengarah terbuka penuh sedangkan kecepatan putar diatur bervariasi pada nilai head dan debit konstan $(H,Q)=const..$

Dari hasil pengukuran, selanjutnya dilakukan perhitungan karakteristik turbin. Nilai performance turbin dilukiskan melalui hubungan antara parameter efisiensi dengan putaran dan hubungan antara efisiensi dengan daya turbin.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Pemilihan Parameter-Parameter utama turbin

Dari hasil survey untuk sungai Tona, di peroleh data awal perencanaan turbin (tabel 1).

Tabel 1. Data awal turbin berdasarkan potensi tersedia

Head m	Debit, m ³ /s	Daya tersedia (kW)	n rpm	ns
7	0,192	13,19	903	291

Pemilihan sistem dan tipe impeller turbine ditentukan berdasarkan head maximum yang ditetapkan. Berdasar pada nilai $n_s = 107$, maka type turbin yang sesuai adalah turbin Francis *medium speed runner*. Dengan data-data universal seperti pada table 2.

Tabel 2. Data type turbin

No	Parameter			
	η_h	$Q_l^{optimal}$ m ³ /s	Q_l' m ³ /s	$n_l^{optimal}$ Rpm
	92.7	0.53	0.527	72,5

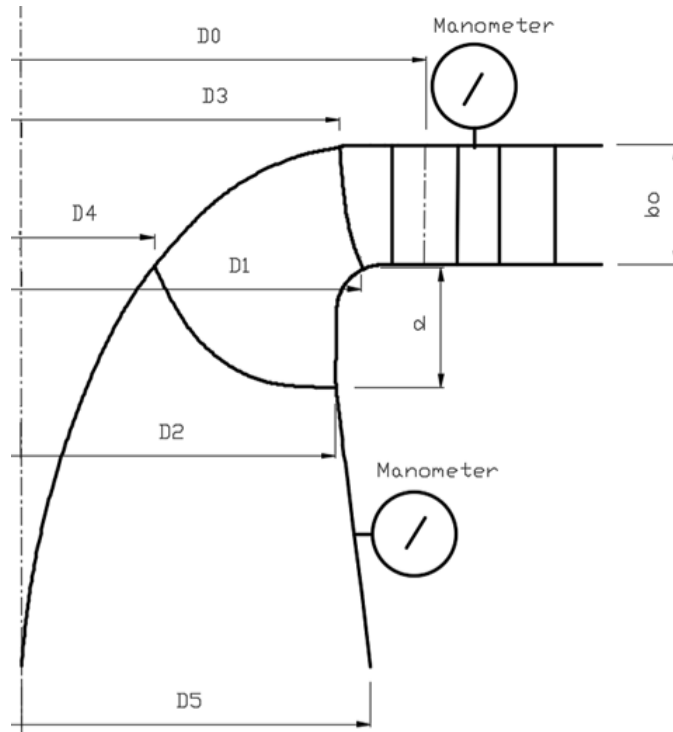
Skema impeller type turbin ini disajikan dalam gambar 2.

Berdasarkan data spesifikasi instalasi uji di lab, maka ukuran-ukuran utama model turbin disajikan dalam tabel 3.

Tabel 3. Parameter utama turbin.

Parameter	Ukuran	Parameter	Ukuran
Dia intake	0.050	V ₀	5.687
A ₀	0.002	P ₁	0.200
Q ₁	0.011	n ₂	1848.850
H _s	7	D ₁	0.100

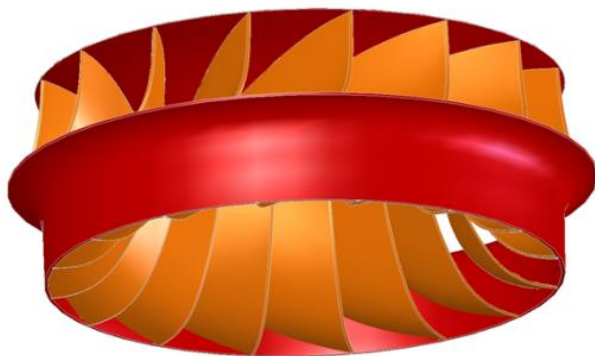
*)Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura



Gambar 2. Penampang meridian turbin.

Turbin didesign menurut persamaan (1) sampai persamaan (9), dan disesuaikan standarisasi untuk type turbin yang dipilih. Ukuran overall turbine akan dihitung berdasarkan ukuran diameter impeller D_1 . Bentuk konstruksi impeller dan sudu pengarah turbin ditampilkan dalam gambar 3.

Untuk kepentingan pengujian di laboratorium, maka model turbin dibuat dalam skala 5:1, sehingga ukuran-ukuran utama impeller model turbin adalah sebagai berikut ; diameter impeller $D_1=0,100$ meter dengan jumlah blade $z_1=16$ buah.

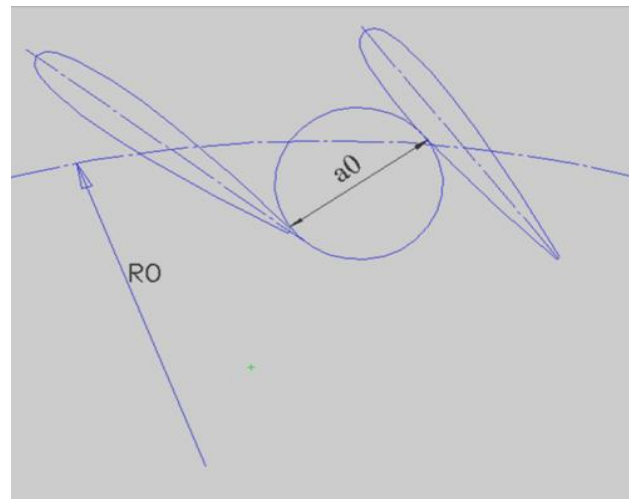


Gambar 3. Konstruksi impeller dan sudu pengarah turbin

Dari standarisasi turbin yang ditetapkan, diperoleh diameter sumbu sudu pengarah $D_0=0,116$ meter dengan jumlah sudu pengarah $z_0=20$ buah dan tinggi sudu $b_0 = 0,018$ meter. Konstruksi impeller turbin dan sudu

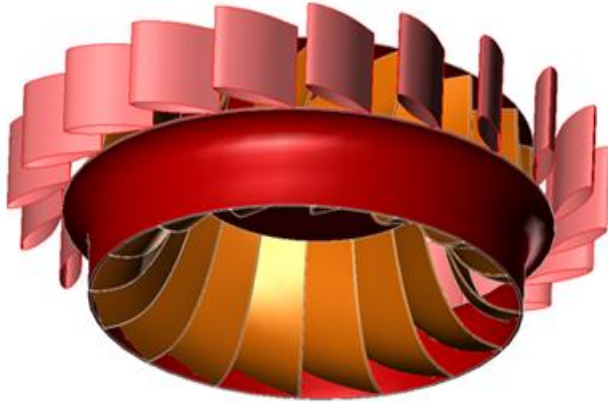
pengarah ditampilkan dalam gambar kerja turbin (gambar 3), seperti di bawah ini, dengan ukuran prototype dibangun dengan skala 1:5.

Selanjutnya pengukuran performance turbin dilakukan pada nilai $a_0 = 14$ mm. Posisi pembukaan sudu pengarah dilukiskan dalam gambar 5.4.



Gambar 4. Skema sudu pengarah $D_0 = 0,150$ m

Posisi sudu-sudu pengarah terhadap impeller turbin disajikan pada gambar 5.



Gambar 5. Konstruksi dan susunan sudu pengarah dan impeller turbin.

4.5. Karakteristik Turbin

Momen putar yang menggerakkan blade impeller tergantung pada perubahan tekanan pada permukaan blade di sisi tekan dan sisi isap namun dalam penelitian ini tidak diukur distribusi tekanan pada kedua permukaan blade. Untuk mengukur kinerja turbin pada head total $H_T = 7$ meter, maka berdasarkan persamaan (10) sampai dengan (11), maka diatur tekanan inlet konstan $P_{in}=169832 \text{ Pa} = \text{const}$ dan tekanan outlet $P_{out}=101300 \text{ Pa} = \text{const}$. Kapasitas pompa diatur sehingga debit aliran mencapai $Q = 0.011 \text{ m}^3/\text{s}$. Untuk mengukur pengaruh perubahan putaran terhadap efisiensi turbin, maka selanjutnya dilakukan pembebanan pada poros

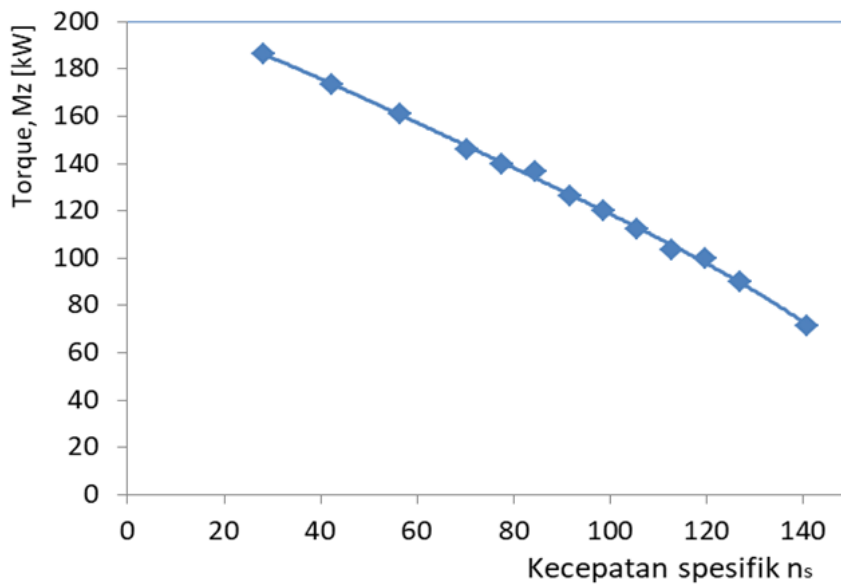
sedemikian sehingga putaran mencapai nilai yang ditetapkan yaitu $n = 875 - 1170 \text{ rpm}$.

Data hasil pengukuran momen yang dibangkitkan oleh impeller turbin ditampilkan pada table 5.8. Secara grafik pengaruh putaran poros terhadap nilai momen yang dibangkitkan oleh impller ditampilkan dalam gambar 6. Tabel 5.8. Data hasil pengukuran momen dan putaran

No	Putaran, n rpm	Momen, Mz Nm
1	875	154,826
2	900	151,220
3	945	146,441
4	980	141,246
5	1010,3	136,445
6	1044,0	131,225
7	1077,7	125,517
8	1111,4	119,715
9	1145,0	114,123
10	1178,7	108,664

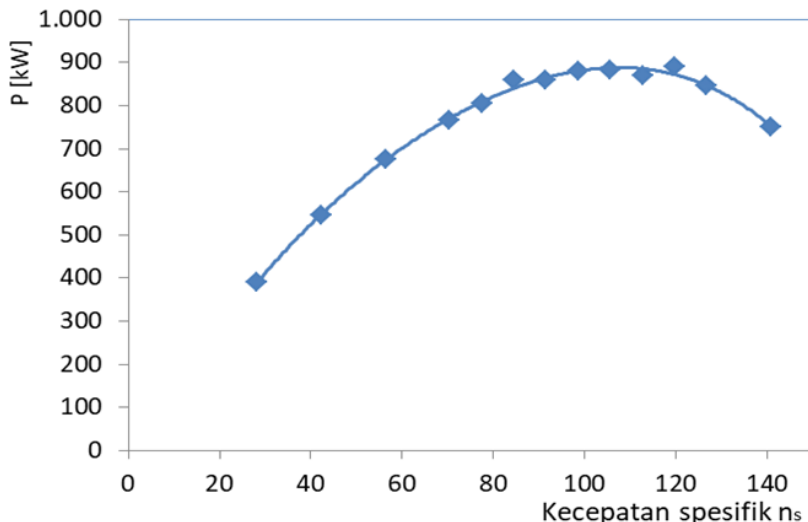
Gambar 6 menunjukkan bahwa pada berbagai putaran yang ditetapkan, maka untuk nilai head $H = \text{const}$ dan laju aliran $Q = \text{const}$, momen Mz akan berkurang secara perproporsional dengan kenaikan putaran.

Berdasarkan hasil pengukuran pada tabel 5.8, maka dengan menggunakan persamaan (5) dan (6) ditentukan daya yang dibangkitkan turbin pada poros turbin untuk berbagai nilai putaran turbin. Putaran spesifik ditentukan oleh nilai putaran poros dan hitung dengan persamaan (9).



Gambar 6. Hubungan momen dan putaran turbin.

*)Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura



Gambar 7. Pengaruh Putaran terhadap daya turbin

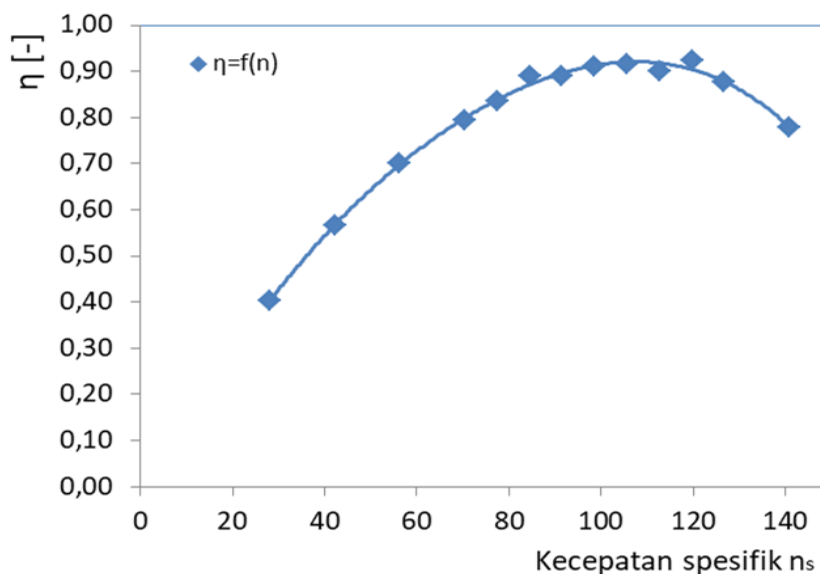
Pengaruh variasi nilai putaran impeller terhadap daya dapat digambarkan melalui kurva $P=f(n_s)$. Pengaruh kecepatan putar terhadap daya turbin yang dibangkitkan pada poros turbin untuk variasi nilai $n_s=26,16 \div 140,8$ dilukiskan pada gambar 7.

Gambar 7 menunjukkan bahwa, daya yang dibangkitkan oleh fluida yang melewati impeller turbin naik dengan naiknya nilai kecepatan putar dan mencapai maksimum pada nilai koefisien kecepatan spesifik $n_s=105,6$ dimana putaran poros $n=1843$ rpm, kemudian daya akan turun dengan bertambahnya nilai putaran turbin terhadap efisiensi turbin pada nilai Head dan debit

konstan. Pengaruh perubahan putaran terhadap efisiensi turbin ditunjukkan pada gambar 8.

Selanjutnya dengan menggunakan persamaan (14), maka ditentukan pengaruh perubahan putaran.

Gambar 8. menunjukkan bahwa kinerja untuk head dan debit konstan, efisiensi turbin naik dengan nilai kecepatan spesifik. Analogi dengan perubahan nilai daya, nilai efisiensi turbin mencapai nilai maksimum pada nilai koefisien kecepatan spesifik $n_s=105,6$. Hal ini menunjukkan bahwa untuk turbin type ini kecepatan spesifik n_s harus sama atau mendekati nilai $n_s=105$, atau turbin untuk model yang diuji di lab ini dapat beroperasi pada putaran optimal $n = 1975$ rpm.



Gambar 8. Pengaruh putaran turbin terhadap efisiensi turbin.

5 KESIMPULAN

Dari hasil pengukuran, analisa data arus pasang surut dan pemodelan turbin, maka dapat disimpulkan potensi dan karakteristik arus sebagai berikut :

1. Momen putar yang menggerakkan blade impeller tergantung pada perubahan tekanan pada permukaan blade di sisi tekan dan sisi tahanan
2. Pada nilai Head dan debit konstan, momen putar akan berkurang secara proporsional dengan kenaikan putaran.
3. Pengaruh kecepatan putar terhadap daya turbin yang dibangkitkan pada poros turbin menunjukkan bahwa, daya yang dibangkitkan turbin, naik secara proporsional dengan n_s dan mencapai maksimum pada nilai koefisien kecepatan spesifik $n_s = 105,6$ dimana putaran poros $n = 1843$ rpm, kemudian daya akan turun dengan bertambahnya nilai putaran turbin.
4. Efisiensi turbin naik dengan nilai kecepatan spesifik dan mencapai nilai maksimum pada nilai koefisien kecepatan spesifik $n_s = 105,6$.
5. Turbin type ini akan bekerja secara optimal pada putaran spesifik $n_s = 10,6$.

Daftar Pustaka

- Ayancik, Fatma, Celebioglu, Kutay and Aradag, Selin, 2014, Parametrical And Theoretical Design Of A Francis Turbine Runner With The Help Of Computational Fluid Dynamics, 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Orlando, Florida.
- Gizem Demirel, Ece Ayli, Kutay Celebioglu, Yigit Tascioglu, Selin Aradag, 2015, Experimental Determination of Cavitation Characteristics of Hydraulic Turbines, Proceedings of the World Congress on Engineering, II WCE 2015, London, UK.
- ESHA 2004, Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant,
- Hermod Brekke, 2013, Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines, Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering, Volume 13 Issue 5 Version 1.0.
- Ruchi Khare, Vishnu Prasad, Sushil Kumar, 2010, Approach For Flow Characteristics Of Hydraulic Francis Turbine, International Journal of Engineering Science and Technology, 2(8), 3824-3831
- Sukri Himran, Turbin Air – Teori dan Dasar Perencanaan. ANDI, Yogyakarta, Edisi 1, 2017.
- Suthep Kaewnai and Somchai Wongwises, 2011 Improvement of the Runner Design of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics, American J. of Engineering and Applied Sciences 4 (4): 540-547
- Topazh, G. I., Blades Hydraulic Machines And Hydrodynamic Transmissions, Basis Of The Working Process And Calculation Of Hydroturbins (Russian Language), Publisher Of Polytechnic University. St. Petersburg, 2011.
- W. M. Rumaherang, G.I. Topazh., 2012, Cavitation Flow Calculation Of The Driving Wheel At Radially-Axial Turbine. Jurnal of Science "Izvestiya" Russian Academy of Sciences, Tom 13, №1(2). Samara pp.472-475.
- W. M. Rumaherang, G. I. Topazh, A.V. Zakharov 2012, Methods For Calculating The Determination Of Hydraulic Turbine Cavitation Parameters №1, C.112-118.