

ANALISA KONTRUKSI MESIN *TURBINE OSSBERGER* KAPASITAS 1200 WATT

YAFID EFFENDI^{1*}, EFRIZAL², FANNI FATTAH³ & IRSAD NURFIQRI⁴

^{1,2,3,4}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Tangerang
Jl. Perintis Kemerdekaan I/33 Cikokol-Tangerang
E-mail*: yafid_effendi@yahoo.com

Abstrak

Energi merupakan suatu hal yang sangat penting. Potensi tenaga air saat ini merupakan solusi dari krisis energi saat ini dan dimasa depan. Potensi air yang dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik dapat digunakan berulang-ulang tanpa harus diperbaiki oleh alam sebelumnya. Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH) memanfaatkan kecepatan aliran dan debit air sebagai tenaga utama dalam menghasilkan listrik. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui kinerja turbin Ossberger skala laboratorium. Metode yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan metode eksperimen, dengan pengambilan data secara langsung berdasarkan pengujian. Hasil Penelitian ini menghasilkan debit 0,00175 m³/s dengan head 2 m sehingga Turbin Ossberger yang dibuat menghasilkan putaran sebesar 410 rpm. Daya maksimal yang dihasilkan dapat mencapai 22.14 Watt, dan kondisi kerja dari turbin Ossberger secara maksimal terjadi ketika bukaan katup sebesar 90° dengan efisiensi sebesar 62,7%.

Kata kunci: Energi, Daya, Efisiensi, Turbin Ossberger

1. Pendahuluan

Menipisnya cadangan energi fosil di Indonesia merupakan kenyataan yang harus diterima bahwa pemakaian energi berbahan dasar dari fosil telah menjadi salah satu penyebab terjadinya kelangkaan energi, maka sudah saatnya untuk menggalakkan pengembangan dan pemanfaatan energi terbarukan yang dimiliki. Pengembangan energi terbarukan di Indonesia untuk menggantikan energi konvensional ditandai dengan banyak pengembangan energi alternatif untuk menggantikan energi konvensional, seperti: pembangunan PLTU, PLTS, dan PLTA yang menggantikan pembangkit listrik berasal dari bahan bakar minyak dan batu bara.

Indonesia mengoptimalkan pengembangan sumber energi alternatif supaya mengurangi ketergantungan terhadap sumber energi yang tidak dapat diperbaharui (fosil). Pemanfaatan energi pada tahun 2012 masih relatif kecil dibandingkan dengan sumber-sumber energi berbasis fosil. Pemanfaatan energi

terbarukan hanya 4,4%, dibandingkan dengan batu bara 30,7%, minyak bumi 43,9%, dan gas bumi 21%. Melalui Peraturan Presiden Nomor 05 tahun 2006 tentang Kebijakan Energi Nasional (KEN) telah menetapkan target pemanfaatan energi baru dan terbarukan (EBT) sebesar 17% dari total Bauran Energi Nasional pada tahun 2025. Target ini akan diperbaharui melalui penetapan Kebijakan Energi Nasional (KEN) yang telah disiapkan oleh Dewan Energi Nasional (DEN) dengan jumlah target pemanfaatan EBT ditetapkan sebesar 25% dari jumlah BEN di tahun 2025. Pemerintah mencanangkan 0,2% sampai 0,3% dalam keseluruhan energi nasional pada tahun 2025 berasal dari tenaga surya atau setara dengan 1.000 *Megawatt peak (MWp)*. Artinya, perlu penambahan 65 *Megawatt peak (MWp)* pertahun.

Indonesia memiliki Potensi Energi Baru Terbarukan (EBT) yang cukup besar diantaranya, mini/*micro hydro* sebesar 450 MW, *Biomass* 50 GW, energi surya 4,80 kWh/m²/hari,

energi angin 3-6 m/det dan energi nuklir 3 GW.

Upaya untuk mengembangkan energi air mencakup pengembangan energi air untuk listrik dan non listrik (pemompaan air untuk irigasi dan air bersih), pengembangan teknologi energi air

Air yang mengalir mempunyai energi yang dapat digunakan untuk memutar roda turbin. Karena pusat-pusat tenaga air dibangun di sungai-sungai dan pegunungan. Dimana pusat air tersebut dapat dibedakan dalam dua (2) golongan yaitu:

1. Pusat tenaga air tekanan tinggi ($H > 50$ m)
2. Pusat tenaga air tekanan rendah ($H < 50$ m)

Gambar 1 menunjukkan bagan pusat tenaga air tekanan tinggi, dari sini dapat diketahui bahwa dengan didirikannya bendungan di daerah yang tinggi akan terdapatlah sebuah reservoir air yang cukup besar.

2. Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah eksperimen, untuk pengambilan data dilakukan pengujian secara langsung. Data yang digunakan dalam penelitian ini debit, putaran, daya dan efisiensi.

3. Hasil dan Pembahasan

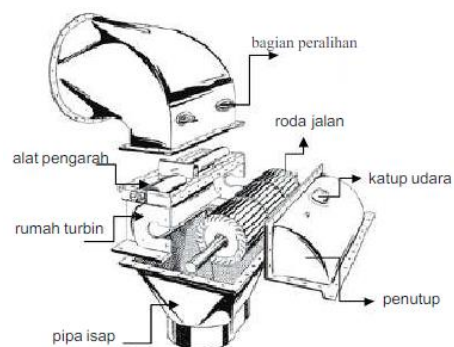
A. Turbin aliran Ossberger/Crossflow

Pada turbin impuls pelton beroperasi pada *head* relatif tinggi, sehingga pada *head* yang rendah operasinya kurang efektif atau efisiensinya rendah. Karena alasan tersebut, turbin pelton jarang dipakai secara luas untuk pembangkit listrik skala kecil. Sebagai alternatif turbin jenis impuls yang dapat beroperasi pada *head* rendah adalah turbin impuls aliran ossberger atau turbin *crossflow*. Pada Gambar 3 adalah turbin *crossflow*, konstruksi turbin ini terdiri dari komponen utama yaitu:

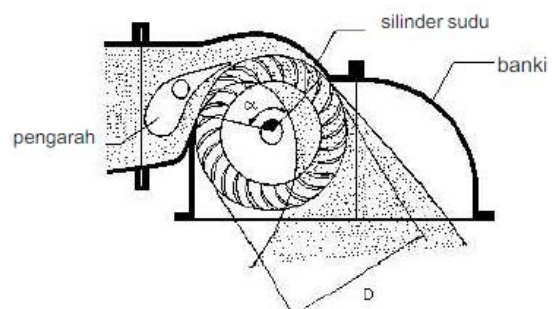
1. Rumah turbin, fungsinya untuk tempat menempelnya roda jalan.
2. Alat pengarah, fungsinya untuk mengarahkan aliran air.
3. Roda jalan, fungsinya untuk menggerakkan pulli.
4. Penutup, fungsinya untuk menutupi roda jalan bagian depan.

5. Katup udara, fungsinya untuk membuang angin yang masuk bersamaan dengan air
6. Pipa hisap, fungsinya untuk pipa buangan air yang mengalir dari roda jalan.
7. Bagian peralihan, fungsinya untuk tempat masuknya air yang menuju roda jalan.

Aliran air dilewatkan melalui sudu sudu jalan yang berbentuk silinder, kemudian aliran air dari dalam silinder ke luar melalui sudu-sudu. Jadi perubahan energi aliran air menjadi energi mekanik putar terjadi dua kali yaitu pada waktu air masuk silinder dan air ke luar silinder. Energi yang diperoleh dari tahap kedua adalah 20% nya dari tahap pertama.



Gambar 1. Kontruksi turbin ossberger
(Sumber : Buku Ajar Mesin Konversi Energi, 2008. Universitas Negeri Semarang)

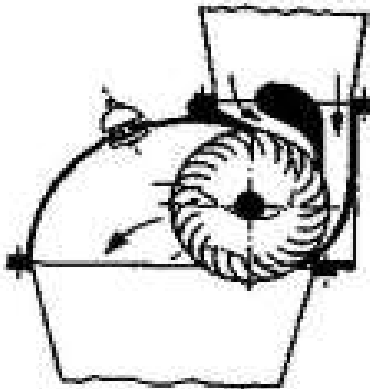


Konversi Gambar 2. Aliran air masuk turbin ossberger
(Sumber : Buku Ajar Mesin Energi, 2008. Universitas Negeri Semarang)

Air yang masuk sudu diarahkan oleh alat pengarah yang sekaligus berfungsi sebagai nosel seperti pada turbin pelton. Prinsip perubahan energi adalah sama

dengan turbin impuls pelton yaitu energi kinetik dari pengarah dikenakan pada sudu-sudu pada tekanan yang sama.

Turbin aliran silang atau *cross-flow* adalah salah satu turbin air dari jenis turbin aksi (*impulse* turbin). Prinsip kerja turbin ini mula-mula ditemukan oleh seorang insinyur Australia yang bernama A.G.M Michell pada tahun 1903. Kemudian turbin ini dikembangkan dan dipatenkan di Jerman Barat oleh Prof. Donat Banki sehingga turbin ini diberi nama turbin Banki dan terkadang disebut juga turbin Michell-Ossberger (Haimerl, 1960).

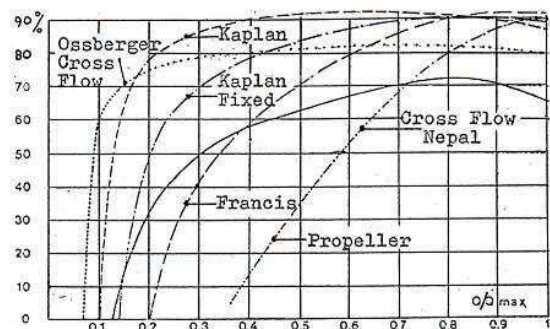


Gambar 3. Gambar turbin aliran silang (Sumber : Rancang Bangun Alat Uji Model Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) Menggunakan Turbin Aliran Silang, 2017. Universitas Negeri Lampung)

Pemakaian jenis turbin *cross-flow* lebih menguntungkan dibanding dengan penggunaan kincir air maupun jenis turbin mikrohidro lainnya. Penggunaan turbin ini untuk daya yang sama dapat menghemat biaya pembuatan penggerak mula sampai 50% dari penggunaan kincir air dengan bahan yang sama. Penghematan ini dapat dicapai karena ukuran *cross-flow* lebih kecil dan lebih kompak dibanding kincir air. Diameter kincir air yakni roda jalan atau *runnernya* biasanya 2 m ke atas, tetapi diameter turbin *cross-flow* dapat dibuat hanya 20 cm saja sehingga bahan-bahan yang jauh lebih sedikit, itulah sebabnya bisa lebih murah. Demikian juga daya guna atau efisiensi rata-rata turbin ini lebih tinggi dari pada daya guna kincir air. Hasil pengujian laboratorium yang dilakukan oleh pabrik Ossberger Jerman Barat yang

menyimpulkan bahwa daya guna kincir air dari jenis yang paling unggul sekalipun hanya mencapai 70% sedang efisiensi turbin *cross-flow* mencapai 82% (Haimerl, 1960).

Tingginya efisiensi turbin *cross-flow* ini akibat pemanfaatan energi air pada turbin ini dilakukan dua kali, yaitu pertama energi tumbukan air pada sudu-sudu pada saat air mulai masuk, dan yang kedua adalah daya dorong air pada sudu-sudu saat air akan meninggalkan roda gerak. Adanya kerja air yang bertingkat ini ternyata memberikan keuntungan dalam hal efektifitasnya yang tinggi dan kesederhanaan pada system pengeluaran air dari roda gerak. Dari kesederhanaannya jika dibandingkan dengan jenis turbin lain, maka turbin *cross-flow* yang paling sederhana. Sudu-sudu turbin pelton misalnya, bentuknya sangat pelik sehingga pembuatannya harus dituang. Demikian juga roda gerak turbin francis, kaplan dan propeller pembuatannya harus melalui proses pengecoran atau tuang. Tetapi pada gerak turbin *cross-flow* dapat dibuat dari material baja sedang (*mild steel*) seperti ST.37, dibentuk dingin kemudian dirakit dengan konstruksi las.



Gambar 4. Efisiensi beberapa turbin dengan pengurangan debit sebagai variabel (Sumber : Haimerl, L.A. 1960. *The Cross Flow Turbine*)

Dari Gambar 4 tersebut ditunjukkan hubungan antara efisiensi dengan pengurangan debit akibat pengaturan pembukaan katup yang dinyatakan dalam perbandingan debit terhadap debit maksimumnya. Untuk turbin *cross-flow* dengan $Q/Q_{maks}=1$ menunjukkan efisiensi yang cukup tinggi sekitar 80%, disamping itu untuk perubahan debit sampai dengan

$Q/Q_{maks} = 0,2$ menunjukkan harga efisiensi yang relatif tetap. Demikian juga komponen-komponen lainnya dari turbin ini, semuanya dapat dibuat di bengkel-bengkel umum dengan peralatan pokok mesin las listrik, mesin bor, mesin gerinda meja, bubut dan peralatan kerja bangku, itu sudah cukup. Dari kesederhanaannya itulah maka turbin *cross-flow* maka dikelompokkan sebagai teknologi tepat guna yang pengembangannya di masyarakat pedesaan memiliki prospek cerah karena pengaruh keunggulannya sesuai dengan kemampuan dan harapan masyarakat. Dari beberapa kelebihan turbin *cross-flow* itulah, maka sampai saat ini pemakaiannya di beberapa Negara lain terutama Jerman Barat sudah tersebar luas, bahkan yang dibuat oleh pabrik turbin Ossberger sudah mencapai 5.000 unit lebih.

Analisa Kontruksi Mesin Turbine Ossberger

1. Perencanaan Poros Turbin

a. Dari kapasitas air dan tinggi air jatuh dapat diperoleh daya yang dihasilkan turbin yaitu (Dietzel, 1996, hal. 2) :

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H = 0,00175 \times 999,9 \times 9,81 \times 2 \text{ m}$$

$$= 34,33 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^3} \cong 34,33 \text{ Watt}$$

$$\cong 0,034 \text{ kWatt}$$

b. Daya rencana pada perencanaan adalah :

$$P_d = f_c \times P \text{ (kW)}$$

f_c adalah Faktor koreksi sebesar 2 (Sularso, 2004)

maka

$$P_d = 2 \times 0,034 \text{ kWatt} = 0,68 \text{ kW}$$

c. Torsi yang terjadi pada poros adalah :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

$$= \frac{9,74 \times 10^5 \times 0,68 \text{ kW}}{500 \text{ rpm}}$$

$$= 1324,6 \text{ kgmm}$$

Bahan poros dari baja karbon S40 C (Sularso, 2004, hal. 5) yaitu

$$\sigma_B = 55 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \text{ dengan } sf_1 = 6 \text{ dan } sf_2 = 2$$

maka tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\tau_A = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} = \frac{55 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{6 \times 2}$$

$$= 4,58 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

d. Diameter poros (Sularso, 2004, hal. 8):

Kt jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan = 1,0-1,5. Karena diperkirakan terjadi kejutan maka diambil nilai Kt = 1,5. Sementara Cb diperkirakan terdapat tumbukan atau kejutan dari debit antara rentang 1,5-3,0. Diambil untuk perencanaan sebesar 3.

Diameter minimal poros :

$$d_1 = \left[\frac{5,1}{\tau_A} \cdot Kt \cdot C_b \cdot T \right]^{\frac{1}{3}}$$

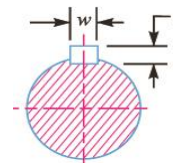
$$= \left[\frac{5,1}{4,58 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}} \times 1,5 \times 3 \times 1324,6 \text{ kgmm} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 18,79 \text{ mm}$$

Poros turbin tersebut minimal 18,79 mm, pada perancangan diambil poros sebesar 20 mm.

2. Perencanaan Pasak Antara Poros Turbin dan Turbin

Pasak yang digunakan dalam perencanaan ini adalah jenis ”pasak benam segiempat”. Pasak inilah yang dipergunakan untuk menyambung antara poros turbin dan turbin.



Gambar 5. Tipe dan ukuran pasak (Sumber : R.S.Khurmi And J.K.Gupta,2005)

Berdasarkan ketentuan ukuran pasak (Khurmi Gupta), dimana untuk nilai w dan t adalah sebagai berikut :

$$w = t = \frac{d}{4} = \frac{20 \text{ mm}}{4} = 5 \text{ mm}$$

Dengan perhitungan diatas diambil ketebalan pasak (w) adalah 5 mm dan tinggi pasak (t) tersebut sebesar 5 mm.

Torsi yang akan ditransmisikan dari pasak adalah :

$$T = l \cdot w \cdot \tau \cdot \frac{d}{2}$$

$$= l \times 5 \text{ mm} \times 37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times \frac{20 \text{ mm}}{2}$$

$$= 1850l \text{ N}$$

Torsi yang ditransmisikan dari poros turbin air adalah :

$$T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$= \frac{\pi}{16} \times 37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 20^3 \text{ mm}^3$$

$$= 58090 \text{ Nmm}$$

Untuk mencari nilai l (panjang pasak), maka :

$$1850l \text{ N} = 58090 \text{ Nmm}$$

$$l = \frac{58090 \text{ Nmm}}{1850 \text{ N}} = 31,4 \text{ mm}$$

Torsi yang ditransmisikan pasak ditinjau dari bahan pasak adalah :

$$T = l \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma \cdot \frac{d}{2}$$

$$= \frac{l \times 5 \text{ mm} \times 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 20 \text{ mm}}{4}$$

$$= 1750l \text{ N}$$

Untuk mencari nilai l (panjang pasak) berdasarkan bahan pasak maka :

$$1750l \text{ N} = 58090 \text{ Nmm}$$

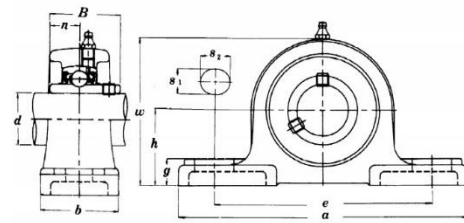
$$l = \frac{58090 \text{ Nmm}}{1750 \text{ N}} = 33,19 \text{ mm}$$

Berdasarkan analisa panjang pasak pada tersebut diatas, terdapat ukuran panjang pasak 31,4 mm dan 33,19 mm. Untuk proses perancangan ini, diambil ukuran pasak 33,19 mm dengan alasan gaya akibat tekanan bidang lebih besar dibanding besarnya gaya yang akan memutuskan pasak.

3. Perencanaan Analisa Bantalan

Data perencanaan yang diketahui sebagai berikut :

Jenis bantalan	: Bantalan Bola
Nomor bantalan	: UCP 204
Diameter luar bantalan (D)	: 47 mm
Diameter dalam bantalan (d)	: 20 mm
Tebal (B)	: 14 mm
Kapasitas nominal dinamis stesifik (C)	: 1019,7 kg
Kapasitas nominal statis stesifik (CO)	: 66,79 kg



Gambar 6. Tipe bantalan UCP 204
(Sumber : <https://allegro.pl/oferta/ucp-208>)

a. Menentukan Jari-Jari Bantalan Dalam

Untuk menghitung jari-jari bantalan pakai rumus :

$$D_b = d + \frac{(D - d)}{2}$$

Dimana :

D = Diameter luar bantalan = 47 mm

d = Diameter dalam bantalan = 20 mm

D_b = Jari-jari bantalan

sehingga :

$$D_b = 20 \text{ mm} + \frac{(47 \text{ mm} - 20 \text{ mm})}{2}$$

$$= 33,5 \text{ mm}$$

dan

$$r_b = \frac{33,5 \text{ mm}}{2} = 16,75 \text{ mm}$$

b. Menentukan Gaya Radial

Untuk menghitung gaya radial pakai rumus :

$$T_r = F_r \cdot r_b$$

Dimana :

T_r = Momen puntir

= 1324,6 kgmm

F_r = Beban radial (kg)

Maka :

$$F_r = \frac{T_r}{r_b} = \frac{1324,6 \text{ kgmm}}{16,75 \text{ mm}}$$

$$= 79,08 \text{ kg}$$

c. Menentukan Beban Ekuivalen Dinamis

Untuk menghitung beban ekuivalen dinamis :

$$P_r = X V F_r + Y F_a$$

Karena beban aksialnya (F_a) dapat diabaikan, maka nilai F_a/CO akan mendekati 0, sehingga diperoleh nilai X dan Y yaitu $X=0.56$ $Y=0$ $V=1$ Dimana

harga-harga X,Y,V terdapat dalam tabel (lampiran 3). Jadi,

$$Pr = (0,56 \times 1 \times 79,08 \text{ kg}) + 0 \\ = 44,28 \text{ kg}$$

- d. Menentukan Faktor Kecepatan Bantalan
 Untuk menghitung rumus (f_n) dipakai :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$

Dimana :

f_n = faktor kecepatan bantalan

n = putaran poros (*rpm*)

Sehingga :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{500} \right)^{1/3} = 0,41$$

- e. Menentukann Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan pakai rumus :

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{Pr}$$

Dimana :

f_h = faktor umur bantalan

f_n = faktor kecepatan bantalan : 0,41

C = kapasitas nominal dinamis spesifik (kg) : 1019,7 kg

Pr = beban ekivalen dinamis (kg) : 44,28 kg

Sehingga :

$$f_h = \frac{0,41 \times 1019,7 \text{ kg}}{44,28 \text{ kg}} = 9,44$$

- f. Menentukan Umur Nominal Bantalan

Untuk menghitung umur nominal bantalan :

$$L_h = 500 \cdot f_h^3$$

Dimana :

L_h = umur nominal bantalan

f_h = faktor umur bantalan

Sehingga :

$$L_h = 500 \cdot (9,44)^3 = 4,2 \times 10^5 \text{ jam}$$

4. Analisa Perhitungan Pulli

Pada perencanaan pulli diambil dari ketersediaannya dipasaran, diambil ukuran pulli penggerak 200 mm sedangkan pulli yang digerakkan 100 mm. Besarnya kecepatan dari pulli yang digerakkan adalah sebagai berikut :

$$n_2 = \frac{205 \text{ rpm} \times 200 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 410 \text{ rpm}$$

Dengan demikian, didapat kecepatan akhir pulli digerakkan sebesar 410 rpm.

5. Analisis Perencanaan Transmisi Sabuk

Pemilihan jenis sabuk disini adalah tipe A dengan ukuran lebar 12,5 mm, tinggi 9 mm dan dengan sudut $2\beta=40^\circ$. Jenis bahan sabuk adalah *leather/* kulit. Perancangan sabuk, terdapat beberapa kategori sebagai analisa, yaitu :

- a. Kecepatan Linier Sabuk

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60} \\ v = \frac{3,14 \times 0,02 \text{ m} \times 500 \text{ rpm}}{60} \\ = 0,52 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Adapun kecepatan linear sabuk yang diizinkan adalah sebesar 30 m/s (*Khurmi, 1984*). Denga demikian perencanaan sabuk dikatakan aman, karena $0,52 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$.

- b. Perhitungan Kebutuhan Panjang Sabuk-V (*V-Belt*)

Berdasarkan jari-jari *pulley* yang digunakan serta jarak antara sumbu poros pulli penggerak dan yang digerakkan 500 mm, maka kebutuhan panjang sabuk dapat dicari dengan menggunakan persamaan rumus :

$$L = \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + 2x + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4x} \\ L = \left[\frac{3,14}{2} \cdot (200 + 100) \right] + [2.500] \\ + \left[\frac{(200 - 100)^2}{4.500} \right] \\ = 1476 \text{ mm}$$

Berdasarkan ketersediaan sabuk/*belt* dipasaran, maka hasil tersebut disesuaikan dengan table yang ada dipasaran . Dari table tersebut didapat ukuran 1473 mm dengan standar nominal sabuk dipasaran adalah sabuk dengan nomor 58.

- c. Tegangan Sisi Kendor (T_2) dan Sisi Kencang (T_1)

1). Massa dari permeter sabuk adalah :

$$m = 0,009 \text{ m} \times 0,0125 \text{ m} \times 1 \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$= 0,1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

2). Tegangan sentrifugal sabuk adalah :

$$T_c = 0,1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times \left[0,52 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right]^2$$

$$= 0,0585 \text{ N}$$

3). Tekanan maksimum sabuk adalah :

$$T = \left[5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right] \times [9 \text{ mm} \times 12,5 \text{ mm}]$$

$$= 562,5 \text{ N}$$

4). Tegangan sisi kancang sabuk adalah :

$$T_1 = 562,5 \text{ N} - 0,0585 \text{ N}$$

$$= 562,44 \text{ N}$$

5). Tegangan sisi kendor sabuk adalah :

$$\sin \alpha = \frac{\left[\frac{200}{2} - \frac{100}{2}\right] \text{ mm}}{500 \text{ mm}} = 0,1$$

$$\text{maka } \alpha = 5.74^\circ$$

$$\theta = 180^\circ - (2 \times 5.74^\circ) =$$

$$168,52^\circ \cong 168,52^\circ \times \pi/180^\circ =$$

$$2,94 \text{ rad.}$$

Analisa yang terjadi adalah sebagai berikut :

$$2.3 \log \left[\frac{T_1}{T_2}\right] =$$

$$0,25 \times 2,94 \text{ rad} \times \text{cosec } 20^\circ$$

$$\log \left[\frac{T_1}{T_2}\right] = \frac{2,14}{2,3} = 0,9304$$

$$\text{maka } \left[\frac{T_1}{T_2}\right] = 8.519$$

$$T_2 = \frac{562,44 \text{ N}}{8.519} = 66.02 \text{ N}$$

f. Daya yang ditransmisikan oleh sabuk adalah :

$$P = (T_1 - T_2) \cdot v$$

$$= (562,44 \text{ N} - 66.02 \text{ N}) \times 0,52 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$= 258,13 \text{ watt}$$

4. Kesimpulan

Berdasarkan rumusan masalah pada penelitian ini penulis dapat menarik kesimpulan bahwa:

1. Diameter poros turbin tersebut minimal 18,78 mm, pada perancangan diambil poros sebesar 20 mm.
2. Berdasarkan analisa panjang pasak pada tersebut diatas, terdapat ukuran panjang pasak 31,4 mm dan 33,19 mm. Untuk proses perancangan ini, diambil ukuran pasak

33,19 mm dengan alasan gaya akibat tekanan bidang lebih besar dibanding besarnya gaya yang akan memutuskan pasak.

3. Berdasarkan analisa yang dilakukan penulis, pemakaian bantalan seri UCP204 jenis bantalan bola, didapat umur pemakaian bantalan adalah $4,2 \times 10^5$ jam
4. Panjang belt dalam perancangan untuk mentransmisikan pulli adalah 1476 mm. Berdasarkan tabel didapat ukuran 1473 mm dengan standart nominal sabuk dipasaran A58.
5. Pada perencaan pulli diambil dari ketersediaannya dipasaran, diambil ukuran pulli penggerak 200 mm sedangkan pulli yang digerakkan 100 mm. Besarnya kecepatan dari pulli yang menggerakkan adalah 205 rpm. Dengan demikian, didapat kecepatan akhir pulli yang digerakkan sebesar 410 rpm.

Daftar Pustaka

- Advendo Wibowo Sitompul. 2011. *Pembangkit Listrik tenaga Mikrohidro Menggunakan Turbin Pelton*. Penelitian. Program Studi Teknik Mesin Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.
- Andi Ade Larasakti, Syukri Himran dan A. Syamsul Arifin. 2012. *Pembuatan dan Pengujian Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro Turbin Banki Daya 200 Watt*. Jurnal Mekanikal, Vol. 3 No. 1
- Basyirun, S.Pd.,MT, Drs. Winarno Dr, M.Pd. Karnowo.St.,Mt. 2008. *Buku Ajar Mesin Konversi Energi*. Universitas Negeri Semarang
- Dietzel, F. 1988. *Turbin Pompa dan Kompresor*; Jakarta. Erlangga.
- Furze, John. 2002. *Compedium in Small Hydro*: Denmark.
- Khurmi RS. G.JK. 1980, *Text Book of Machine Design Eurasia*; New Delhi.Publising House, ltd Ram Nagar.
- Munandar-Artono Aris, Susumu Kuwahara. *Buku Pengantar Teknik Tenaga Listrik*. 2004: Jakarta. PT Pradnya Paramita.
- Muslim, H. Supari. *Teknik Pembangkit Tenaga Listrik*. 2008: Jakarta. Direktorat

Pembinaan Sekolah Menengah
Kejuruan.

- Nurmalasari Riana. 2015. *Mesin Konversi Energi (MKE) Dan Inovasi Terbaru*.
- Patty, O. 1995. *Tenaga Air*; Jakarta. Erlangga.
- Pudjanarsa, A. & N. Djati. 2006. *Mesin Konversi Energi*; Yogyakarta. C.V Andi Offset.
- Sularso, K. S. 1991, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*; Jakarta. PT. Pradnya Paramita. Jakarta.
- Wiludjeng Trisasiwi, Masrukhi, Asna Mustofa, dan Furqon. 2017. *Rancang Bangun Turbin Cross-Flow Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (Pltmh) Skala Laboratorium*. Jurnal Vol. 13 No. 1 (2017) Hal.: 29-36.