JURNAL SAINS DAN TEKNOLOGI
KEILMUAN DAN APLIKASI TEKNOLOGI INDUSTRI
E-ISSN : 2615-2827 P-ISSN : 1412-5455
Volume 25, Nomor 2 Tahun 2025
https://ejurnalsttind.id/index.php/SainsdanTeknologi

# Studi Kelayakan Aspek Teknis Pembangunan Pembangkit Listrik Tenaga Piko-Hidro (PLTPH) untuk Listrik Desa dengan Penggerak Mula Pompa Sentrifugal Sebagai Turbin

Asep Neris Bachtiar[1)*], Boby Rachman[2)], Riko Ervil[3)], Ahmad Fauzi Pohan [4)] Tri Ernita[5)]

[1,2,3,] Sekolah Tinggi Teknologi Industri Padang. Padang, Indonesia.
[4] Universitas Andalas, Padang, Indonesia.

asepnerisb@sttind.ac.id, bobyrachman71@gmail.com, rikopdg01@gmail.com, ahmadfauzipohan@unand.ac.id
triernita@yahoo.co.id

**ABSTRAK**

Potensi air skala kecil dengan debit kurang dari 200 L/s cukup banyak terdapat di pedesaan Sumatera Barat, akan tetapi kenyataannya potensi air tersebut belum dimanfaatkan secara optimal dengan membangun pembangkit listrik tenaga piko-hidro (PLTPH). Masalah yang perlu ditindaklanjuti adalah bagaimana dapat mewujudkan model sistem pembangkit listrik tenaga piko-hidro yang praktis dan murah yang dapat dibangun sendiri oleh masyarakat desa, khususnya oleh petani. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kelayakan pembangunan pembangkit listrik tenaga piko-hidro di desa terpencil yang belum memiliki jaringan listrik dengan menggunakan pompa sentrifugal sebagai turbin. Hasil analisis aspek teknis diketahui spesifikasi sistem pembangkit adalah daya potensi: 5 kW, daya efektif turbin: 3,51 kW, daya generator: 3,0 kW, putaran turbin: 543 rpm, kecepatan spesifik: 133, *head* aktual: 7,5 m, *head* efektif turbin: 6,6 m, debit air masuk turbin: 104 L/s, diameter pipa pesat: 10 inchi ($d_i$ = 267,4 mm), panjang pipa pesat: 10,9 m, diameter *runner* pompa sebagai turbin: 8 inchi (203,2 mm). Hasil analisis di atas menunjukkan pembangunan PLTPH dengan penggerak mula pompa sentrifugal sebagai turbin layak untuk dilaksanakan. Studi kelayakan ini dapat dilanjutkan dengan menganalisis dari aspek lain seperti aspek ekonomi dan aspek lingkungan.

***Kata kunci**:* Turbin, Piko-Hidro, Pompa Sentrifugal, Studi Kelayakan.

**ABSTRACT**

*Small-scale water potential with a discharge of less than 200 L/s is quite abundant in rural West Sumatra, however, in reality, this water potential has not been optimally utilized by building pico-hydro power plants (PLTPH). The problem that needs to be followed up is how to realize a practical and inexpensive pico-hydro power generation system model that can be built by rural communities, especially farmers. This study aims to analyze the feasibility of building a pico-hydro power plant in a remote village that does not have an electricity network using a centrifugal pump as a turbine. The results of the technical aspect analysis show that the generating system specifications are potential power: 5 kW, effective turbine power: 3.51 kW, generator power: 3.0 kW, turbine rotation: 543 rpm, specific speed: 133, actual head: 7.5 m, effective turbine head: 6.6 m, turbine inlet water discharge: 104 L/s, penstock diameter: 10 inches (di = 267.4 mm), penstock length: 10.9 m, pump runner diameter as a turbine: 8 inches (203.2 mm). The results of the analysis above indicate that the construction of a PLTPH with a centrifugal pump prime mover as a turbine is feasible to implement. This feasibility study can be continued by analyzing other aspects such as economic and environmental aspects.*

***Keywords:** Turbines, Pico-Hydro, Centrifugal Pumps, Feasibility Studies.*

Copyright (c) 2025 Asep Neris Bachtiar, Boby Rachman, Riko Ervil, Ahmad Fauzi Pohan, Tri Ernita
**DOI**: https://doi.org/10.36275/pc6cg544

## PENDAHULUAN

Pendayagunaan sumber daya pertanian dan sumber daya air di pedesaan adalah salah satu usaha pembangunan pedesaan (Prayitno, H., 1985). Pemanfaatan potensi energi air yang ada di pedesaan harus lebih ditingkatkan untuk meningkatkan kesejahteraan penduduknya yang umumnya berprofesi sebagai petani. Sebagai gambaran, menurut data Dinas Pertanian Rakyat DT. I Propinsi Sumatera Barat, pada tahun 1974 di Sumatera Barat terdapat 4082 unit kincir air penumbuk padi (Bappeda Propinsi Sumatera Barat, 1986). Data ini menunjukkan

bahwa potensi energi air skala piko-hidro di pedesaan Sumatera Barat cukup melimpah. Di samping itu, data ini juga menunjukkan bahwa dari dahulu masyarakat pedesaan di Sumatera Barat adalah masyarakat yang kreatif, cerdas, penuh kesadaran dan memiliki semangat yang tinggi berdikari membangun pembangkit piko-hidro sendiri yakni membangun kincir air penumbuk padi dengan harapan dapat meningkatkan kesejahteraannya. Sementara, potensi energi air di tingkat nasional sekitar 76.170 MW. Namun sampai dengan tahun 2010 yang dimanfaatkan baru sekitar 4.410 MW saja atau baru sekitar 5,8 %. Pemanfaatannya sebesar 4.200 MW melalui pembangkit listrik tenaga air skala besar atau PLTA, dan sebesar 210 MW melalui pembangkit tenaga air skala kecil atau mikro-hidro dan piko-hidro. Cadangan potensi energi air yang dapat dimanfaatkan ternyata cukup besar. Sementara, tingkat elektrifikasi di tingkat nasional baru sekitar 64 %. Jadi masih ada 36 % lagi daerah-daerah di Indonesia yang belum terjangkau jaringan listrik terutama pedesaan di luar Pulau Jawa (Dirjen LPE-DESDM, 2010). Oleh karena itu, untuk memicu pertumbuhan tingkat elektrifikasi ini, maka pemanfaatan tenaga air skala kecil yang tersedia di pedesaan harus lebih diprogramkan.

Pembangkit listrik tenaga mikro-hidro dan piko-hidro konvensional telah banyak dibangun di banyak pedesaan khususnya di Propinsi Sumatera Barat (Bachtiar, A. N. et al., 2023). Semua pembangkit konvensional tersebut dibangun dengan kontruksi permanen sehingga lahan yang dibutuhkan cukup luas (Wang, W. et.al., 2023). Bangunan sipil sistem pembangkit ini lebih dominan baik bahan yang digunakan maupun volume kerjanya saat pembangunan, sehingga biaya investasi dan pemeliharaan relatif lebih mahal (Balacco., 2023). Sementara, pompa sebagai turbin (PST) merupakan salah satu penggerak mula alternatif yang ditawarkan oleh para peneliti agar masyarakat lebih mudah mendapatkan turbin air untuk pembangkit listrik tenaga piko-hidro (Shojaeefard, M. H., dan Saremian, S.,2023). Penerapan PST pada sistem pembangkit listrik piko-hidro di masyarakat masih terbatas, hal ini antara lain karena belum adanya studi kelayakan PST pada sistem pembangkit listrik piko-hidro khususnya dari aspek tenis**.** Dengan karakteristik seperti itu menjadi kendala untuk pengembangan dan penyebaran pembangkit mikro dan piko-hidro di masyarakat (Bachtiar, A. N. et al., 2023). Ini sebuah tantangan, maka melalui sebuah penelitian, peneliti berhasil menganalisis tingkat kelayakan pembangunan pembangkit listrik tenaga piko-hidro di sebuah desa terisolir dengan penggerak mula pompa sentrifugal sebagai turbin. Hasil analisis diharapkan dapat menginspirasi bagi pemerhati, peneliti, dan mayarakat desa untuk terus membangun pembangkit listrik tenaga piko-hidro dengan memanfaatkan potensi air yang ada di sekitarnya.

## METODE

### 1. Jenis Penelitian

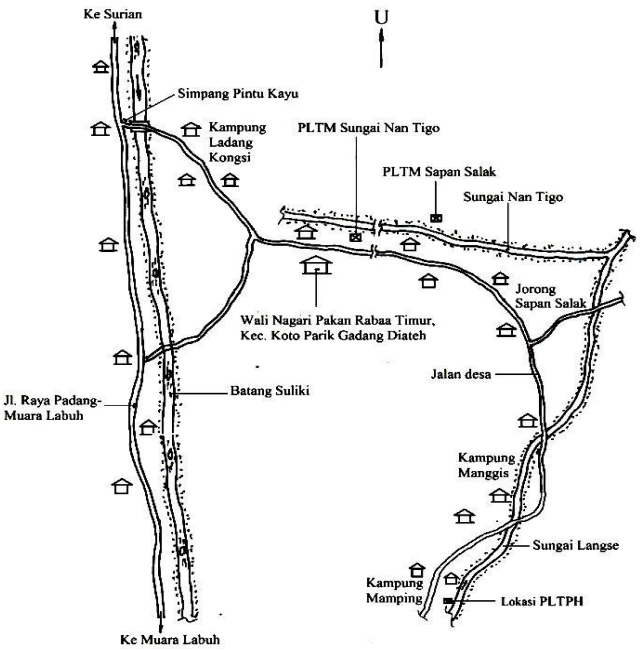
Jenis penelitian ini adalah penelitian survey dengan tujuan untuk menganalisis kelayakan teknis pembangkit listrik tenaga piko-hidro yang akan dibangun di sebuah kampung terisolir. Tahapan penelitian diawali dengan survei lapangan untuk mengumpulkan data teknis terkait rencana pembangunan pembangkit listrik piko-hidro, seperti posisi pembangkit, *head* potensial, debit air, jarak dari lokasi pembangkit listrik ke rumah penduduk, dan jumlah konsumen listrik. Tahap selanjutnya adalah proses pemilihan turbin diawali dengan penentuan daya efektif turbin dan dilanjutkan dengan menentukan rugi-rugi aliran atau *losses* sampai akhirnya diketahui kecepatan spesifik turbin yang terjadi. Atas dasar kecepatan spesifik itulah dapat ditentukan jenis turbin yang tepat untuk digunakan.

## 2. Lokasi Penelitian

Lokasi penelitian terletak di Kampung Mamping yang berbatasan dengan Kampung Manggis di Kanagarian Pakan Rabaa Timur, Kecamatan Koto Parik Gadang Diateh, Kabupaten Solok Selatan, Propinsi Sumatera Barat, Indonesia pada posisi koordinat $101{,}06^0$ BT dan $1{,}509^0$ LS seperti terlihat pada Gambar 1. Lokasi penelitian Pembangkit listrik dibangun di tepi Sungai Langse, anak sungai yang mengalir melalui Kampung Mamping yang digunakan masyarakat untuk mengairi sawah, mandi dan mencuci seperti terlihat pada Gambar 2. Aliran air Sungai Langse cukup deras, pada musim kemarau debitnya 150 L/s, kemiringan dasar saluran sekitar $10^0$. Airnya yang bersih sangat mendukung untuk digunakan sebagai fluida penggerak turbin air. Lokasi pembangkit listrik piko-hidro akan memanfaatkan lokasi kincir air yang sudah empat tahun rusak dan tidak beroperasi. Bangunan yang sudah ada di sekitar lokasi pembangkit adalah bendungan dan *head race*. Areal di sekitar lokasi pembangkit berupa perbukitan yang sebagian besar merupakan hutan dan persawahan, selebihnya berupa perkampungan penduduk.




**Gambar 1.** Posisi lokasi penelitian




**Gambar 2.** Lokasi pembangkit listrik tenaga piko-hidro (PLTPH)

Lokasi pembangkit memanfaatkan *head race* atau saluran pengantar eksisting yang telah digunakan oleh masyarakat untuk mengalirkan air ke sawah mereka. *Head race* ini akan

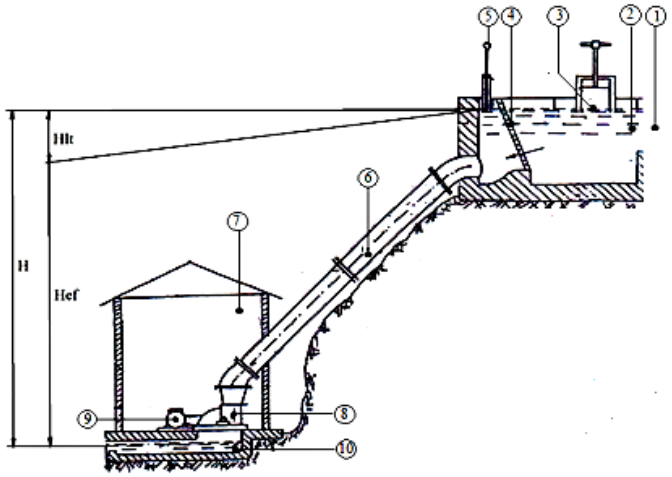
digunakan sebagai saluran penghantar air ke *forebay* atau bak penenang dari sistem pembangkit listrik piko-hidro. Untuk dapat menampung debit air yang lebih besar maka *head race* diperlebar dan diperdalam mengelilingi bukit sepanjang 90 m, di bawahnya mengalir Sungai Langse. Posisi *forebay* dan lintasan *head race* telah dibersihkan seperti terlihat pada Gambar 3.



**Gambar 3.** *Head race* dan posisi *forebay* sudah dibersihkan

### 3. Identifikasi Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Piko-hidro

Sistem pembangkit listrik piko-hidro terdiri dari sepuluh komponen utama yaitu saluran pengantar atau *head race* (1), bak penenang atau *forebay* (2), saluran limpah atau *spillway* (3), saringan (4), pintu pengatur (5), pipa pesat (6), rumah pembangkit (7), penggerak mula turbin (8), generator (9), dan saluran buang (10). Bak penenang dibangun di ujung saluran pengantar yang dilengkapi dengan pintu pengatur, saluran limpah, dan saringan. Komponen pembangkit listrik piko-hidro lainnya yang dibangun adalah rumah pembangkit atau *power house* yang di dalamnya terdapat pompa sebagai turbin dan di bawah lantainya dilengkapi dengan saluran buang atau *tail race*. Posisi *power house* sekitar 8,5 m dari posisi bak penenang. Hasil survei menunjukkan bahwa perbedaan elevasi muka air di bak penenang *forebay* dan muka air di *tail race* sekitar H = 7,5 m seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.




**Gambar 4**. Skema sistem pembangkit listrik tenaga piko-hidro

## 4. Kebutuhan Daya Listrik

Semua kepala keluarga di Kampung Mamping bekerja sebagai petani dengan penghasilan relatif rendah. Kebutuhan daya listrik setiap keluarga petani di sana diperkirakan sekitar 100 W yang digunakan untuk penerangan dengan lima lampu LED hemat energi masing-masing 20 W. Berdasarkan identifikasi lapangan, terdapat sekitar 20 rumah tangga yang kebutuhan listriknya dapat terpenuhi oleh pembangkit piko-hidro ini. Setelah ditambah untuk penerangan jalan dan rugi daya pada instalasi listrik diperkirakan sekitar 500 W, maka total daya listrik yang dibutuhkan sekitar 3.000 W. Daya 3.000 W tersebut dapat dipenuhi oleh sistem pembangkit listrik tenaga piko-hidro dengan daya terpasang generator sebesar 3,0 kW.

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### 1. Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Piko Hidro

Acuan dalam proses pemilihan turbin air didasarkan kepada data-data teknis hasil survey yang diperoleh di lapangan yaitu *head* aktual = H = 7,5 m dan daya generator = $N_g$ = 3 kW.

### a. Daya Bangkit Turbin ($N_t$)

Daya bangkit turbin dan daya potensi turbin dapat diketahui melalui persamaan (1) dan persamaan (2) berikut,

$$N_t = N_g / ( \eta_g \times \eta_i ) \quad (1)$$

$$N_p = N_t / \eta_t \quad (2)$$

$N_t$ = daya bangkit turbin (kW)
$N_p$ = daya potensi turbin (kW)
$\eta_g$ = efisiensi generator, diasumsikan $\eta_g$ = 95 %
$\eta_i$ = efisiensi transmisi, transmisi yang dipakai untuk memindahkan daya dan putaran dari turbin ke generator adalah transmisi belt-puli satu tingkat, diasumsikan $\eta_i$ = 90 %
$\eta_t$ = efisiensi turbin, diasumsikan $\eta_t$ = 70 %
Telah diketahui sebelumnya bahwa daya generator output ($N_g$) adalah,

$N_g = 3$ kW
$N_t = 3$ kW / (0,95 × 0,9)
$N_t = 3,50$ kW
$N_p = 3,50$ kW / 0,7
$N_p = 5$ kW

### b. Panjang Pipa Pesat

Direncanakan kemiringan pipa pesat $\beta = 35^0$, beda tinggi permukaan air di bak penenang dengan mulut pipa adalah 1 m dan beda tinggi puncak *runner* dengan permukaan air pada saluran buang sekitar 0,5 m. Apabila beda tinggi jatuh aktual 7,5 m, maka beda tinggi puncar *runner* dengan mulut pipa pesat adalah (7,5 – 0,5 – 1) m = 6 m. Pangkal pipa pesat yang masuk ke kolam penampung dipasang horizontal dengan panjang sekitar 0,5 m, maka dengan trigonometri panjang pipa pesat seluruhnya ($L_p$) dapat ditentukan sebagai berikut,

$L_p = 0,5$ m + ( 6 m / sin $35^0$ )
$L_p = 10,9$ m

### c. Tinggi Jatuh Efektif

Di dalam perencanaan pompa dan turbin air dikenal dua parameter penting yaitu tinggi jatuh aktual atau tinggi jatuh kotor (*gross head* = H) dan tinggi jatuh efektif (*effektive head* = $H_{ef}$). Yang dimaksud tinggi jatuh kotor adalah beda tinggi permukaan air di kolam

penampung dengan permukaan air di saluran buang (*tail race*). Sedangkan tinggi jatuh efektif ialah beda tinggi antara permukaan air di kolam penampung dengan permukaan air di *tail race* dikurangi kerugian tekanan (*losses*) di sepanjang pipa pesat seperti ditunjukkan pada Gambar 4. Air yang mengalir di dalam pipa pesat mengalami gesekan dengan dinding dalam pipa, hal ini akan mengakibatkan hambatan yang berujung pada kerugian daya pada turbin. Kerugian daya pada turbin bukan hanya diakibatkan gesekan saja, tetapi juga diakibatkan oleh peralatan instalasi pipa seperti sambungan, *elbow*, katup, dan model pemasukan air yang digunakan. Total kerugian tekanan akibat gesekan dan peralatan instalasi pipa disebut *head losses total* = $H_{lt}$. Maka *head efektif* adalah selisih antara *head* aktual dengan *head losses* total tersebut atau dengan persamaan (3) ditulis,

$$H_{ef} = H - H_{lt} \quad (3)$$

*Head losses* total pada prinsipnya dibagi dua (White, 2001), yaitu:

1) *Head losses* mayor ($H_{lma}$), yaitu *head losses* akibat gesekan di dalam pipa pesat.
2) *Head losses* minor ($H_{lmi}$), yaitu *head losses* akibat peralatan instalasi pipa seperti *elbow*, katup, sambungan, pengubah diameter pipa, dan model lubang pemasukan.

Besar kecilnya *head losses* dapat diketahui dengan persamaan (4) – (7), yaitu:

$$H_{lma} = f \times ( L_p/D_p ) \times \{V_p^2/ (2 \times g)\} \quad (4)$$

$$H_{lmi} = K \times \{V_p^2/ (2 \times g)\} \quad (5)$$

$$H_{lt} = H_{lma} + H_{lmi} \quad (6)$$

$$H_{lt} = [(f \times L_p/D_p) \times \{V_p^2/ (2 \times g)\}] + [K \times \{V_p^2/ (2 \times g)\}]$$

$$Q = V_p \times A_p$$

$$V_p = Q / A_p$$

$$H_{lt} = [ (f \times L_p/D_p) + K ] \times Q^2 / (A_p^2 \times 2 \times g) \quad (7)$$

f = faktor gesek bahan pipa pesat
$L_p$ = panjang pipa pesat
$D_p$ = diameter dalam pipa pesat
K = koefisien hambatan dari peralatan instalasi pipa seperti *elbow,* katup, sambungan, dan model lubang pemasukan
Q = debit air yang mengalir dalam pipa pesat.
$A_p$ = luas penampang dalam pipa pesat
g = percepatan gravitasi bumi = 9,81 m/s$^2$

Karena besaran- besaran f, $L_p$, $D_p$, $A_p$, dan K adalah konstan untuk kasus sebuah PLTPH, maka persamaan (7) dapat disederhanakan menjadi persamaan (8) yaitu,

$$H_{lt} = C \times Q^2 \quad (8)$$

Telah diketahui bahwa persamaan daya potensi turbin teoretis (9) adalah,

$$N_t = \gamma \times Q \times ( H - H_{lt} ) \quad (9)$$

Apabila persamaan (8) disubstitusikan ke persamaan (9) maka diperoleh,

$$N_t = \gamma \times Q \times \{H - (C \times Q^2)\}$$

H dan γ nilainya telah baku, maka daya turbin merupakan fungsi dari debit (Q), maka dalam bentuk persamaan dapat ditulis,

$$N_t = F ( Q )$$

Untuk harga yang maksimum harus dipenuhi kriteria berikut,

$$d N_t / d Q = 0$$

$$d N_t / d Q = \gamma \times H \neg (3 \times \gamma \times C \times Q^2 \{V_p^2/ (2 \times g)\}$$

$$\gamma \times H \neg 3 \times \gamma \times C \times Q^2 = 0$$

$$H = 3 \times C \times Q^2$$

$$H_{lt} = C \times Q^2$$

$$H = 3 \times H_{lt}$$

$$H_{lt} = H / 3$$

Persamaan terakhir di atas mendapatkan sebuah perbandingan, bahwa *head losses* total maksimum adalah sepertiga dari *head* aktual. Hasil perencanaan diketahui, *head* aktual adalah 7,5 m sesuai dengan perbedaan tinggi permukaan air pada saluran buang dengan permukaan air dalam bak penenang, maka,

$H_{lt}$ = 7,5 m / 3 = 2,5 m

Selanjutnya tinggi jatuh efektif dapat ditentukan yaitu,

$H_{ef}$ = 7,5 m ¬ 2,5 m = 5 m

Tinggi jatuh efektif tersebut akan ditinjau kembali berdasarkan data instalasi pipa pesat yang sebenarnya.

**d. Debit Air**

Debit air maksimum yang mengalir dalam pipa pesat dan masuk ke turbin dapat diketahui dengan persamaan (10) berikut (White, 2001),

$$N_p = \rho \times g \times Q \times H_{ef} / 102 \quad (10)$$

$$Q = N_p \times 102 / (\rho \times g \times H_{ef})$$

Q = debit air …… $m^3/s$

$N_p$ = daya potensi (daya teoretis) = 5 kW, telah diketahui

$H_{ef}$ = tinggi jatuh efektif = 5 m, telah diketahui

$\rho$ = rapat massa air = 1.000 $kg/m^3$

102 = angka perbandingan bahwa : 1 kW = 102 kgf . m/s, maka

$$Q = (5 \times 102 \text{ kgf. m/s}) / (1.000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 5 \text{ m})$$

$$Q = (510 \text{ kgf. m/s}) / (9.810 \text{ N/m}^3 \times 5 \text{ m})$$

$$Q = (510 \text{ kgf. m/s}) / (4910 \text{ kgf/m}^2) = 0{,}104 \text{ m}^3/\text{s}$$

**e. Diameter Dalam Pipa Pesat.**

Untuk mengalirkan air dari bak penenang ke turbin digunakan pipa pesat, diameter dalam pipa pesat dapat diketahui dengan persamaan (11) (Madi, 1975),

$$V_p = ( 0{,}3968/n_c ) \times D_p^{2/3} \times S^{1/2} \quad (11)$$

$$Q / A_p = ( 0{,}3968/n_c ) \times D_p^{2/3} \times S^{1/2}$$

$$Q = ( 0{,}3968/n_c ) \times D_p^{2/3} \times S^{1/2} \times 0{,}785 \times D_p^2$$

$n_c$ = *koeffisien of manning*, nilainya tergantung dari bahan pipa pesat yang digunakan. Pipa pesat direncanakan dari baja roll yang mampu betahan untuk pemakaian sampai puluhan tahun, maka dari tabel koefisien manning didapat $n_c$ = 0,03 (Madi, 1975).

Q = debit air = 0,104 $m^3/s$, telah diketahui.

$D_p$ = diameter dalam pipa pesat

S = *slope of hydraulic gradient*, dalam bentuk persamaan ditulis :

$S = H_{lm}/L_p$ = 2,5 m/10,9 m = 0, 23

Diameter pipa pesat dapat diketahui dari turunan persamaan berikut,

$$Q = ( 0{,}3968/0{,}03 ) \times D_p^{2/3} \times 0{,}23^{1/2} \times 0{,}785 \times D_p^2$$

$$0{,}104 = 4{,}977 \times D_p^{8/3}$$

$$D_p^{8/3} = 0{,}028$$

$$D_p = 0{,}028^{0{,}375}$$

$$D_p = 0{,}26 \text{ m}$$

$$D_p = 26 \text{ cm}$$

Ukuran pipa yang dijual di pasaran mempunyai rentang diameter yang standar, maka ukuran diameter pipa yang mendekati dan lebih besar dari diameter 26 cm ialah pipa berdiameter 10 inchi dengan ukuran diameter dalam 267,4 mm, tebal 6,6 mm, dan berat 254,4 kg untuk panjang 4 m.

**f. *Head Losses***

*Head losses* mayor ($H_{lma}$) dapat diketahui dengan persamaan (12) yaitu (White, 2001),,

$$H_{lma} = f \times L_p/D_p \times V_p^2/(2 \times g) \quad (12)$$

$D_p$ = diameter dalam pipa pesat = 0,308 m

$V_p$ = kecepatan alir air dalam pipa

$$V_p = Q / A_p$$

$$V_p = 0{,}104\ m^3/s\ /\ (0{,}785 \times 0{,}26^2\ m^2) = 1{,}95\ m/s$$

f = faktor gesek yang dapat diketahui dari kombinasi nilai $\epsilon/d$ dengan bilangan Reynold ($R_e$) pada diagram Moody.

$\epsilon$ = nilai kekasaran dinding dalam pipa seperti ditunjukkan pada Tabel 25, untuk bahan pipa baja roll bekas nilai $\epsilon$ = 0,9 mm, maka didapat nilai $\epsilon/D_p$ = 0,003.

Re = bilangan Reynold yang dapat diketahui dari persamaan,

$$Re = V_p \times D_p / U$$

U = viscositas atau kekentalan fluida air = $1{,}01 \times 10^{-6}\ m^2/s$ maka didapat,

$$R_e = 5{,}95 \times 10^{-5}$$

Untuk nilai $R_e = 5{,}95 \times 10^5$ dan nilai $\epsilon/D_p$ = 0,003, dari Diagram Moody didapat nilai f = 0,0265. Selanjutnya, *head losses* mayor didapat,

$$H_{lma} = 0{,}0265 \times \{(10{,}9\ m / 0{,}308\ m)\} \times (1{,}95\ m/s)^2/(2 \times 9{,}81\ m/s^2)$$

$$H_{lma} = 0{,}18\ m$$

*Head losses* total sebenarnya yang terjadi sesuai dengan kontruksi sistem pembangkit yang direncanakan adalah,

$$H_{lt} = H_{lma} + H_{lmi}$$

$$H_{lmi} = H_{l1} + H_{l2} + H_{l3} + H_{l4} + H_{l5}$$

$H_{lmi}$ = *head losses* minor

$H_{l1}$ = *head losses* akibat model lubang pemasukan di mulut pipa pesat

$H_{l2}$ = *head losses* akibat sambungan pipa

$H_{l3}$ = *head losses* akibat reduser atau pengubah diameter pipa pesat

$H_{l4}$ = *head losses* akibat katup

$H_{l5}$ = *head losses* akibat elbow

Semua *head losses* tersebut dapat dianalisis sebagai berikut (White, 2001),

**1) *Head Losses* Akibat Lubang Pemasukan = $H_{l1}$**

Besarnya *head losses* akibat lubang pemasukan ini dapat ditentukan dari persamaan berikut,

$$H_{l1} = K_m \times V_p^2/(2 \times g)$$

$K_m$ = koefisien hambatan yang nilainya tergantung kepada model lubang pemasukan, untuk model *counded connection* (tumpul) sebagai model lubang pemasukan yang dipilih, maka : $K_m$ = 0,05, maka,

$$H_{l1} = 0{,}05 \times (1{,}95\ m/s)^2/(2 \times 9{,}81\ m/s^2) = 0{,}0097\ m$$

**2) *Head Losses* Akibat Sambungan Pipa/Flens = $H_{l2}$**

Panjang satu batang pipa adalah 4 m, sementara panjang pipa pesat seluruhnya 10,9 m, maka jumlah sambungan pipa (*flens*) sekitar empat buah setelah ditambah satu sambungan di ujung *reduser*. Koefisien tahanan sambungan *flens* adalah $K_s$ = 0,03 (Giles, 1984), maka *head losses* akibat sambungan pipa adalah,

$$H_{l4} = 4 \times \{0{,}03 \times (1{,}95\ m/s)^2/(2 \times 9{,}8\ m/s^2)\} = 0{,}023\ m$$

**3) *Head Losses* Akibat Reduser/ Pengubah Diameter = $H_{l3}$**

Ujung pipa pesat sepanjang 10,9 m berdiameter 13 inchi tersambung dengan pipa berdiameter 8 inchi, pengubahan diameter pipa pesat dari 13 inchi ke 8 inchi membutuhkan *reduser* dengan sudut pengubahan diameter $2\theta = 45^0$, posisi dan kontruksi reduser seperti

ditunjukkan pada Gambar 5. Koefisien hambatan *reduser* adalah $K_r = 0{,}04$, maka *head losses* akibat *reduser* adalah

$$H_{l3} = K_r \times V_p^2 / (2 \times g)$$

$$H_{l3} = 0{,}04 \times (1{,}95 \text{ m/s})^2 / (2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2) = 0{,}00776 \text{ m}$$



Gambar 5. *Reduser* yang langsung tersambung dengan *elbow*

**4) *Head Losses* Akibat Katup = $H_{l4}$**

Koefisien untuk katup gerbang untuk posisi terbuka 75 % sebagai bukaan yang banyak diposisikan adalah $K_k = 3$ seperti ditunjukkan pada Tabel 28, maka *head losses* akibat katup dapat diketahui dari persamaan berikut,

$$H_{l3} = 3 \times (1{,}95 \text{ m/s})^2 / 2 \times 9{,}8 \text{ m/s}^2) = 0{,}582 \text{ m}$$

**5) *Head Losses* Elbow di Ujung Pipa Pesat = $H_{l5}$**

Elbow adalah komponen pipa pesat yang paling ujung yang tersambung langsung dengan reduser membuat sudut belokan $55^0$ seperti ditunjukkan pada Gambar 206. Koefisien tahanan untuk elbow $55^0$ adalah $K_e = 0{,}53$ sesuai dengan Tabel 29, maka *head losses* untuk kasus ini adalah,

$$H_{l2} = 0{,}53 \times (1{,}95 \text{ m/s})^2 / 2 \times 9{,}8 \text{ m/s}^2 = 0{,}103 \text{ m}$$

Setelah semua *head losses* dari masing-masing peralatan instalasi pipa diketahui, maka *head losses* total yang sebenarnya ($H_{lt}$) dapat diketahui yaitu :

$$H_{lmi} = (0{,}0097 + 0{,}023 + 0{,}00766 + 0{,}582 + 0{,}103) \text{ m} = 0{,}725 \text{ m}$$

$$H_{lt} = H_{lma} + H_{lmi}$$

$$H_{lt} = 0{,}18 \text{ m} + 0{,}725 \text{ m} = 0{,}905 \text{ m}$$

Selanjutnya tinggi jatuh efektif yang sebenarnya yang merupakan *head* turbin ($H_t$) yang beroperasi adalah,

$$H_t = H_{ef} = 7{,}5 \text{ m} - 0{,}905 \text{ m}$$

$$H_t = 6{,}595 \text{ m} = 6{,}6 \text{ m}$$

**g. Putaran dan Diameter *Runner***

Jumlah putaran kerja *runner* (*working speed*) tergantung kepada tinggi jatuh efektif dan diameter *runner* itu sendiri. Jumlah putaran *runner* (n) dapat ditentukan dari persamaan (13) berikut,

$$n = 60 \times U_o / 3{,}14 \times D_o \qquad (13)$$

$D_o$ = diameter luar *runner*

$U_o$ = kecepatan keliling *runner* yang dapat dianalisis dengan persamaan (14) (Sutarno, 1983),

$$U_o = 0{,}5 \times V_n \qquad (14)$$

0,5 adalah koefisien pembanding ideal $U_o$ terhadap $V_n$ pada turbin impuls guna mendapatkan efisiensi tertinggi. $V_n$ = kecepatan air ke luar dari *nozel* yang nilainya sama dengan kecepatan air masuk *runner* ($V_r$) yang dapat dicari dengan persamaan (15),

$$V_n = V_r = K_n \times (2 \times g \times H_t)^{1/2} \qquad (15)$$

$K_n$ = koefisien hambatan nozel = 1,0 (tanpa nozel)
g = percepatan gravitasi = 9,81 m/s$^2$
$H_t$ = tinggi jatuh efektif = 6,6 m. maka

$$V_n = 1{,}0 \times ( 2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 6{,}6 \text{ m} )^{1/2} = 11{,}375 \text{ m/s}$$

$$Uo = 0{,}5 \times 11{,}375 \text{ m/s} = 5{,}687 \text{ m/s}$$

Selanjutnya, dengan nilai $U_o$ = 5,687 m/s dan diameter luar *runner* $D_o$ = 0,2 m, maka didapat jumlah putaran *runner* adalah,

$$n = ( 60 \times 5{,}687 \text{ m/s} ) / ( 3{,}14 \times 0{,}2 \text{ m} )$$

$$n = 543 \text{ rpm}$$

**h. Kecepatan Spesifik Turbin ($n_s$)**

Yang dimaksud dengan kecepatan spesifik (*specific speed*) dari suatu turbin ialah putaran *runner* yang dapat dihasilkan daya efektif sebesar 1 HP untuk setiap tinggi jatuh 1 m, dengan persamaan (16) ditulis (White, 2001),

$$n_s = n \times N_p^{1/2} / H_t^{5/4} \qquad (16)$$

$n_s$ = kecepatan spesifik turbin
n = putaran *runner* = 543 rpm
$N_p$ = daya potensi = 5 kW = 6,7 HP
$H_t$ = *head* turbin = 6,6 m, maka

$$n_s = 543 \times 6{,}7^{1/2} / 6{,}6^{5/4}$$

$$n_s = 1665{,}7 / 10{,}57 = 133$$

**i. Jenis Turbin yang Dipilih**

Daya guna atau efisiensi penggerak mula turbin yang maksimum dapat diperoleh dengan cara memilih jenis penggerak mula turbin yang sesuai dengan parameter pemilihan penggerak mula yang baku. Parameter pemilihan itu di antaranya harus sesuai dengan tinggi jatuh, sesuai dengan potensi debit air, dan sesuai dengan kecepatan spesifik ($n_s$) yang diperoleh dari hasil analisis. Penggerak mula yang umum dioperasikan pada sistem PLTA maupun PLTMH dan PLTPH di antaranya jenis turbin *pelton*, turbin *francis*, turbin *cross-flow*, dan turbin *kaplan/ propeller*. Masing-masing turbin tersebut memiliki interval kecepatan spesifik yang berbeda, kecepatan spesifik turbin yang direncanakan ini adalah $n_s$ = 133, maka turbin yang cocok untuk dipilih ialah turbin *francis.* Sebelum memutuskan untuk memilih turbin *francis* sebagai penggerak mula dari sistem pembangkit piko-hidro perlu diperkenalkan terlebih dahulu karakteristik dari turbin *francis* tersebut.

Turbin *francis* atau disebut juga *radial flow turbine* adalah turbin reaksi yang dapat dioperasikan untuk debit dan *head* yang tinggi maupun rendah. Turbin air ini terdiri dari dua bagian pokok, yaitu bagian yang diam atau stator dan bagian yang berputar atau rotor. Stator yang merupakan rumah turbin itu sendiri berupa pipa melingkar berbentuk rumah siput atau rumah keong. Di dalam rumah turbin ini terpasang sudu-sudu pengarah yang berfungsi mengarahkan dan mengantarkan air dari pipa pesat ke dalam roda turbin. Gambar 6. memperlihatkan bentuk *runner* turbin *francis* yang dapat dibuat dengan proses pengecoran.



Gambar 6. *Runner* turbin *francis* (Dietzel, 1988)

**j. Pemilihan Pompa Sentrifugal Sebagai Penggerak Mula PLTPH**

Perbandingan karakteristik antara turbin yang berasal dari pompa sentrifugal dengan turbin f*rancis* sebagai turbin secara umum dari sisi kontruksi di antara keduanya tidak memiliki perbedaan yang signifikan. Perbedaan yang nyata terjadi pada arah kelengkungan sudu-sudunya, kelengkungan sudu-sudu turbin yang berasal dari pompa sentrifugal membelakangi arah air masuk *impeller*. Berbeda dengan turbin *francis*, arah kelengkungan sudu-sudunya menantang arah aliran air masuk *impeller* sehingga efisiensi turbin *francis* lebih tinggi dibanding turbin yang berasal dari pompa sentrifugal.

Hasil analisis prestasi uji labor diketahui pada posisi bukaan katup 100 %, pompa sentrifugal memiliki prestasi efisiensi yang optimum dibanding dengan posisi bukaan katup lainnya. Dari segi kontruksi, kepraktisan dan kemudahan perakitan pompa sentrifugal saat difungsikan sebagai turbin, maka perbedaan itu begitu nyata. Kontruksi pompa lebih mudah disesuaikan, tidak ada perlakuan modifikasi yang ekstrim tetapi cukup dengan pemasangan V-belt maka pompa dapat langsung difungsikan sebagai turbin. Di samping itu, kontruksi pompa cukup kokoh dan kompak karena dibuat padu melalui proses pengecoran. Dari temuan ini maka direkomendasikan bahwa pompa sentrifugal layak dikembangkan di pedesaan sebagai mesin fluida solutif-alternatif pengganti turbin-turbin konvensional. Selanjutnya, di dalam kajian kelayakan ini, pompa sentrifugal 8 inchi dipilih sebagai penggerak mula dari pembangkit listrik tenaga piko hidro seperti dijelaskan Gambar 7. dan spesifikasi serta dimensi utama selengkapnya ditunjukkan pada Tabel 1. dan Gambar 8.



Gambar 7. Pompa Sentrifugal Yang Dipilih Sebagai Penggerak Mula PLTPH

Tabel 1. Spesifikasi pompa sentrifugal yang direkomendasikan

| No | Spesifikasi Komponen | Dimensi |
|---|---|---|
| 1 | Tipe | Pompa sentrifugal |
| 2 | Putaran | 1350 rpm |
| 3 | Daya | 5 HP |
| 4 | Diameter pipa *inlet* | 8 inchi |
| 5 | Diameter *impeller* | 8 inchi |
| 6 | Berat | 78 kg |
| 7 | Panjang × tinggi | 60 cm × 42 cm |



Gambar 8. Dimensi utama pompa sentrifugal 8 inchi

Hasil perencanaan PLTPH, didapat kesimpulkan spesifikasi sistem pembangkit seperti ditunjukkan Tabel 2

Tabel 2. Spesifikasi sistem pembangkit PLTPH

| No | Spesifikasi | Dimensi |
|---|---|---|
| 1 | Daya potensi | 5 kW |
| 2 | Daya efektif turbin | 3,51 kW |
| 3 | Daya generator | 3 kW |
| 4 | Putaran turbin | 543 rpm |
| 5 | Kecepatan spesifik | 133 |
| 6 | *Head* aktual | 7,5 m |
| 7 | *Head* turbin | 6,6 m |
| 8 | Debit air | 0,104 $m^3/s$ |
| 9 | Diameter pipa pesat | 10 inchi ($d_i$ = 267,4 mm) |
| 10 | Panjang pipa pesat | 10,9 cm |
| 11 | Diameter *runner* turbin | 8 inchi (203,2 mm) |

Komponen utama pompa sentrifugal 8 inchi adalah lubang *inlet* sekaligus tutup rumah *volute, impeller, body* atau rumah *volute* utama, blok dudukan *bearing*, poros dan puli transmisi seperti ditunjukkan pada Gambar 9.


Gambar 9. Komponen utama pompa sentrifugal 8 inchi

Hasil perencanaan diameter *runner* turbin yaitu $D_o$ = 20 cm, telah sesuai dengan dimensi *impeller* pompa sentrifugal yang disiapkan di lapangan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10.



Gambar 10. Dimensi *impeller* pompa sentrifugal 8 inchi

**k. *Kavitasi* dan Tumbukan Air**

*Kavitasi* adalah terjadinya gelembung uap air di dalam aliran air akibat tekanan di tempat tersebut yang sama atau lebih kecil dari tekanan uapnya. Gelembung-gelembung uap air tersebut akan bergerak terbawa arus aliran air, dan apabila gelembung tersebut sampai pada suatu tempat yang mempunyai tekanan melebihi tekanan uap tersebut, maka gelembung-gelembung uap air tersebut akan pecah. Resiko yang terjadi akan menyebabkan timbulnya bunyi berisik dan getaran-getaran serta menimbulkan lubang-lubang kikisan pada bagian-bagian turbin seperti *elbow, nozel*, dan pada permukaan katup. *Kavitasi* yang besar atau berlebihan dapat juga mengakibatkan berkurangnya daya turbin sehingga efisiensinya akan berkurang. Untuk mencegah *kavitasi* tersebut dapat diusahakan dengan cara menghilangkan belokan yang tajam dan membuat permukaan komponen dalam turbin yang licin/halus

Tumbukan air atau *water hammer* dapat terjadi di dalam pipa pesat, di antaranya disebabkan perubahan kecepatan aliran air secara tiba-tiba. Prosesnya, ialah pada awalnya air mempunyai energi kinetik, tiba-tiba berubah menjadi energi potensial. Energi potensial itu langsung menekan dinding pipa pesat terutama bagian elbownya yang mengakibatkan deformasi yang dapat menimbulkan perubahan bentuk dan konstruksi pipa pesat/elbow tersebut. *Water hammer* dapat terjadi pada kondisi tertentu, diantaranya:

1) Pembebanan turun mendadak, maka governor akan mengecilkan kapasitas aliran air yang masuk ke runner, akibatnya tekanan air dalam pipa pesat akan naik.
2) Bila katup ditutup mendadak karena sesuatu hal misalnya disebabkan kerusakan yang tiba-tiba pada turbin, maka aliran air dalam pipa pesat mengalami kejutan dan tumbukan.

Besar kecilnya tumbukan air yang terjadi dapat diketahui dari persamaan (17) berikut (Sutarno, 1985),

$$P_w = V_g \times \Delta V \ / \ g \qquad (17)$$

$P_w$ = *water hammer* yang terjadi (ft $H_2O$)
$V_g$ = kecepatan dari tekanan gelombang (ft/s)
$\Delta V$ = pengurangan kecepatan maksimum aliran air dalam pipa pesat (ft/s)
$\Delta V = V_p$
g = percepatan gravitasi bumi = 32,2 ft/$s^2$
Pada kasus PLTPH telah diketahui sebelumnya bahwa,

$\Delta V$ = 1,95 m/s = 6,4 ft/s,

$V_g$ = 4660 / ( 1 + $D_p$/ 100 × $t_p$ )$^{1/2}$ inchi/s

$D_p$ = diameter dalam pipa pesat = 26 cm = 10 inchi

$t_p$ = tebal pipa pesat = 6,6 mm = 0,26 inchi, maka

$V_g$ = 4.660 / ( 1 + 10 / 100 × 0,26 )$^{1/2}$ = 4.660 / 1,176

$V_g$ = 3.916 inchi/s = 330,5 ft/s

Sehingga didapat tekanan *water hammer* yang terjadi adalah,

$P_w$ = ( 330,5 × 6,4 / 32,2 ) ft. $H_2O$

$P_w$ = 65,69 ft $H_2O$ = 20,02 m $H_2O$

Berhubung, 1 kgf/cm$^2$ = 1 atm = 10,33 m kolom air, maka

$P_w$ = 1,94 kg/cm$^2$

Bahan pipa pesat dipilih dari baja carbon roll kontruksi mesin dengan lambang S 30 C yang memiliki kekuatan tekan 48000 N/cm$^2$, faktor koreksi bahan baja carbon ($f_k$) = 6 (Sularso, 1983), maka tekanan kerja izin ($P_i$) adalah,

$P_i$ = 48.000 N/cm$^2$ / 6 = 8000 N/cm$^2$ = 800 kgf/cm$^2$

Ternyata tekanan fluida akibat tumbukan air yang terjadi jauh lebih kecil dari tekanan kerja yang diizinkan yaitu,

$P_w < P_i$

1,94 kgf/cm$^2$ < 800 kgf/cm$^2$

Dari analisis di atas dapat disimpulkan, bahwa pipa pesat aman terhadap *water hammer* yang mungkin terjadi.

## SIMPULAN

Hasil analisis aspek teknis menyimpulkan, spesifikasi sistem pembangkit yaitu daya potensi: 5 kW, daya efektif turbin: 3,51 kW, daya generator: 3 kW, putaran turbin: 543 rpm, kecepatan spesifik: 133, *head* aktual: 7,5 m, *head* efektif turbin: 6,6 m, debit air masuk turbin: 104 L/s, diameter pipa pesat: 10 inchi ($d_i$ = 267,4 mm), panjang pipa pesat: 10,9 m, diameter *runner* pompa sebagai turbin: 8 inchi (203,2 mm). Hasil analisis di atas menunjukkan pembangunan PLTPH dengan penggerak mula pompa sentrifugal sebagai turbin layak untuk dilaksanakan.


## UCAPAN TERIMA KASIH

Kami mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada masyarakat Kampung Mamping, Kanagarian Pakan Rabaa Timur, Kabupaten Solok Selatan, Sumatera Barat yang telah membantu dan memfasilitasi selama kami melakukan survey di sana.


.

## DAFTAR PUSTAKA


Bachtiar, A. N, Pohan, A. F., R. Ervil, R., and Nofriadiman, “Effect of Rotation and Constant Head Variation on Performance of Three Sizes of Pump-as-Turbine (PAT),” *Int. J. Renew. Energy Res.*, vol. 13, no. 1, pp. 171–183, 2023, doi: 10.20508/ijrer.v13i1.13537.g8673.

Bachtiar, A. N., Pohan, A. F., Ervil, R., & Nofriadiman. (2023). Feasibility Study on the Development of a Pico-hydro Power Plant for Village Electricity Using a Centrifugal Pump as Turbine (PAT) Prime Mover. *International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology*, *13*(5), 1871–1879. https://doi.org/10.18517/ijaseit.13.5.18221

Balacco, “PaT-ID: A tool for the selection of the optimal pump as turbine for a water distribution network,” *Energy*, vol. 282, 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.128366.

Bappeda Propinsi Sumatera Barat. 1986. "*Sumatera Barat dalam Angka"*. Padang.
Dietzel, F. 1988. "*Turbin, Pompa dan Kompresor"*. Jakarta : Erlangga.
Dirjen LPE-DESDM. 2010. "*Undang-undang Republik Indonesia Nomor 30 Tahun 2010 Tentang Energi"*. *Dirjen LPE-DESDM*. Jakarta.
Giles, R.V. 1984. "*Mekanika Fluida dan Hidrolika"*. Jakarta : Erlangga.
Madi, P.N. 1975. "*Hydraulic and Fluid Mechanic Including Hydraulic Machine"*. New Delhi : Metropolitan Book Co Privated Ltd.
Prayitno, H. 1985. "*Pembangunan Ekonomi Pedesaan"*. Yogyakarta : Liberty.
Shojaeefard M. H., and S. Saremian, "Effects of impeller geometry modification on performance of pump as turbine in the urban water distribution network," *Energy*, vol. 255, 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124550.
Shojaeefard M. H., and S. Saremian, "Studying the impact of impeller geometrical parameters on the high-efficiency working range of pump as turbine (PAT) installed in the water distribution network," *Renew. Energy*, vol. 216, 2023, doi:
Sularso 1983. "*Elemen Mesin*". Jakarta : PT Pradnyaparamita.
Sutarno, 1985. "*Sistem Listrik Mikro Hidro untuk Kelistrikan Desa"*. Jogjakarta : UGM.
Wang, W, Guo, G., Zhang, C., Shen, J., Ji, P., and Yuan, S.,"Transient characteristics of PAT in micro pumped hydro energy storage during abnormal shutdown process," *Renew. Energy*, vol. 209, 2023, doi:10.1016/j.renene.2023.04.026.
White,F. M., *Fluid Mechanics*, Seventh. New York: McGraw-Hill.Inc, 2001.