

## Simplification Design of Nozzle and Blade of Pico Hydro Turbine type Cross-flow

Dendy Adanta<sup>1</sup>, Aji Putro Prakoso<sup>2\*</sup>, A.I. Siswantara<sup>3</sup>, Warjito<sup>4</sup>, Budiarmo<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia, Kampus Baru UI Depok 16424

\*Corresponding Author : ajipp13@gmail.com

**Abstract.** This study aims to design the shape of a nozzle and blade of cross-flow turbine with pico scale using analytical and numerical methods with consideration of manufacturing in remote areas and low head conditions (< 5 meters). In analytical method, the design of the blade adopts from the equation of the circular arc and the nozzle shape is simplified using concept of a triangle. Furthermore, numerical method were performed using ANSYS® FLUENT 18.2™ with six-degrees of freedom (6-DOF) feature. 6-DOF is chosen because the rotational of the impeller is not a boundary conditions but a result. From the numerical results, at pressure condition of 2,7 meters obtained the turbine mechanical efficiency of 47.7% and at pressure of 5 meters is 60,8%. Thus, the design of pico hydro type cross-flow turbine with the consideration of manufacturing in remote areas can be done by forming a nozzle using the concept of a triangle and blade using the concept of a circle.

**Abstrak.** Studi ini bertujuan merancang bentuk nosel dan sudu turbin arus lintang pada skala piko menggunakan metode analitik dan numerik dengan pertimbangan manufaktur di daerah terpencil dan kondisi  $h$  rendah (< 5 meter). Pada metode analitik, perancangan bentuk sudu mengadopsi dari persamaan busur lingkaran dan bentuk nosel disederhanakan menggunakan konsep segitiga. Lebih lanjut, metode numerik dilakukan menggunakan ANSYS® FLUENT 18.2™ dengan feature enam-derajat kebebasan (six-degrees of freedom (6-DOF)). 6-DOF dipilih karena putaran bukan sebuah kondisi batas melainkan hasil dari metode numerik. Dari hasil numerik, pada kondisi tekan 2,7 meter didapatkan efisiensi mekanik turbin sebesar 47.7% dan pada kondisi tekan 5 meter sebesar 60,8 %. Dengan demikian, perancangan turbin arus lintang dengan pertimbangan manufaktur di daerah terpencil dapat dilakukan dengan membentuk nosel menggunakan konsep segitiga dan sudu menggunakan konsep lingkaran.

**Keywords:** Turbin piko hidro, turbin *cross-flow*, 6-DOF, daerah terpencil

© 2018. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

### Pendahuluan

Indonesia merupakan negara kepulauan terbesar di dunia yang terdiri atas lebih dari 16.000 [1]. Selain itu, Indonesia juga memiliki 143 gunung berapi dan ratusan gunung tak berapi [2]. Kondisi geografis yang ekstrem ini menyebabkan banyak wilayah terisolasi atau disebut daerah terpencil. Tercatat saat ini terdapat 2519 desa di Indonesia yang tergolong sebagai desa terpencil [3]. Di sisi lain, Indonesia memiliki potensi energi air skala mini, mikro dan piko sebesar 19 GW yang tersebar di seluruh wilayahnya [4]. Dalam rangka meningkatkan ratio elektrifikasi ke masyarakat desa terpencil, penggunaan turbin pikohidro sangat disarankan karena memiliki nilai *life cycle cost* (LCC) yang tinggi dibandingkan solar photovoltaic dan turbin angin [5].

Turbin arus lintang (cross-flow or Michele-Banki Turbine) merupakan turbin impuls yang memiliki keunikan karena bekerja optimum pada tinggi tekan yang rendah dan debit yang berfluktuasi [6]. Turbin jenis arus lintang merupakan turbin yang sangat cocok untuk

digunakan sebagai turbin pikohidro karena pada diagram Williamson berada sangat dekat dengan titik *origin* [7]. Selain itu, turbin jenis ini juga sangat independen terhadap fluktuasi debit yang sering terjadi pada pembangkit listrik pikohidro yang langsung memanfaatkan aliran sungai.

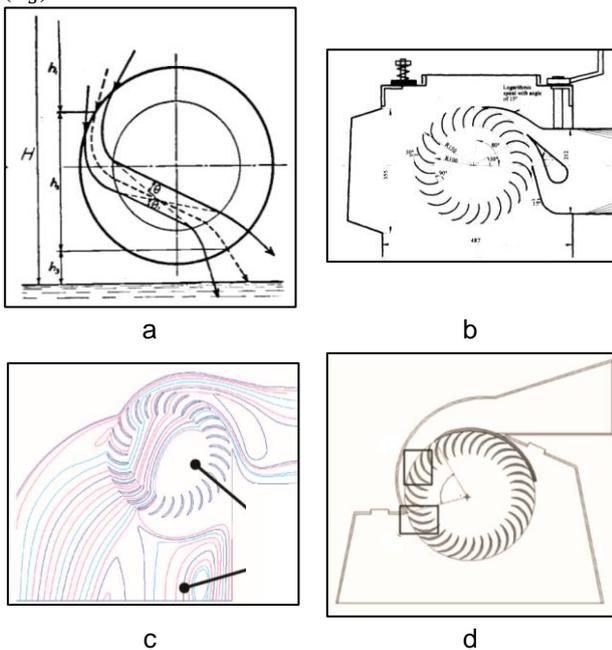
Meskipun hampir seluruh studi menyatakan turbin arus lintang adalah turbin impuls [6] [8] [9], Kaniecki dalam studi-studinya menggolongkan turbin arus lintang dapat bekerja menggunakan konsep turbin reaksi [10] [11]. Namun, studi yang dilakukan sebelumnya menyimpulkan bahwa efek impuls lebih dominan terjadi pada turbin arus lintang [12].

Sudu pada sebuah turbin memiliki efek yang besar bagi kinerjanya. Pada turbin arus lintang, perancangan sudu yang dilakukan selama ini hanya berdasarkan pendekatan teoritis matematis, dimana sudu dirancang dari busur lingkaran dengan jari-jari dan sudut kelengkungan tertentu berdasarkan pers. 1 dan 2 [6] [8].

$$r_s = (R^2 - r^2)/2R \cdot \cos(\beta_1) \quad (1)$$

$$\tan\left(\frac{1}{2}\delta\right) = \cos(\beta_1) / \left[\sin(\beta_1) + \frac{R}{r}\right] \quad (2)$$

Dengan  $r_s$  adalah jari-jari kelengkungan sudu,  $\delta$  adalah sudut kelengkungan sudu,  $R$  adalah jari-jari luar turbin,  $r$  adalah jari-jari dalam turbin, dan  $\beta_1$  adalah sudut masuk sudu turbin. Selanjutnya, menurut Sammartano, semakin tipis sudu turbin arus lintang berdampak pada performa turbin yang semakin baik [6]. Di sisi lain, proses manufaktur sudu turbin arus lintang lebih banyak menggunakan pelat tipis dengan lebar atau panjang busur ( $s_s$ ) tertentu yang dilengkungkan dengan kedalaman ( $h_s$ ) tertentu.



Gambar 1. Nosel pada beberapa studi:

- a. Studi oleh Mockmore, 1949 [8],
- b. Studi oleh Periera, 1996 [13],
- c. Studi oleh Kaniecki, 2002 [10],
- d. Studi oleh Sinagra, 2014 [14].

Selain kelengkungan sudu, sebagai turbin impuls, nosel pada turbin arus lintang juga sangat penting untuk diperhatikan karena berfungsi untuk mengubah energi potensial air menjadi energi kinetik [13]. Dalam pengembangannya, bentuk nosel turbin arus lintang dirancang mirip dengan rumah siput agar air yang memasuki turbin memiliki arah dan besar kecepatan yang seragam [6] [8] [13]. Di sisi lain, bentuk nosel seperti rumah siput sulit dibuat dengan baik karena harus membengkokkan pelat yang cukup tebal sedemikian rupa, apalagi jika dilakukan di daerah terpencil [15]. Gambar 1 menunjukkan beberapa bentuk nosel yang pernah dirancang.

Studi yang dilakukan Sammartano dan Sinagra pada 2013 menjabarkan seluruh parameter perancangan turbin arus lintang dengan nilai efisiensi yang tinggi di atas 80% [6] [14] [16]. Dari

parameter-parameter tersebut, pers. 1 dan 2 dapat disederhanakan menjadi pers. 3 dan 4.

$$r_s = 0,225R \quad (3)$$

$$\delta = 62,6^\circ \quad (4)$$

Kemudian dengan persamaan busur lingkaran, nilai  $s_s$  dan  $h_s$  dapat dihitung sehingga menghasilkan pers. 5 dan 6, sehingga proses manufaktur sudu turbin arus lintang akan menjadi lebih sederhana.

$$s_s = 0,2458R \quad (5)$$

$$h_s = 0,0327R \quad (6)$$

Dalam penyederhanaan manufaktur nosel, nosel dirancang kembali seperti rancangan yang dilakukan oleh Mockmore yang dibuat lebih sederhana menjadi berbentuk segitiga dari arah samping.

Studi ini bertujuan merancang bentuk nosel dan sudu turbin arus lintang menggunakan metode analitik dan numerik dengan pertimbangan manufaktur di daerah terpencil dan kondisi  $h$  rendah ( $< 5$  meter).

## Metodologi

### A. Metode Analitik

Turbin arus lintang pada studi ini dirancang dengan acuan kondisi yang terdapat pada Lab Pengujian Pikohidro, Danau Salam, Universitas Indonesia, dengan tinggi tekan ( $h$ ) setinggi 2,7 meter dan debit air ( $Q$ ) yang tersedia sebesar 0,04 m<sup>3</sup>/s.

Perancangan dimulai dari menghitung kecepatan air ( $V$ ) yang memasuki turbin berdasarkan  $h$  yang tersedia dengan menggunakan pers. 7 [6].

$$V = C_T \sqrt{2gh} \quad (7)$$

Berdasarkan hasil eksperimen yang dilakukan Sammartano, nilai  $C_T$  yang tepat untuk turbin arus lintang adalah 0,98 [16]. Dikarenakan air memasuki turbin pada sudut serang tertentu, yaitu 22° berdasarkan hasil beberapa studi [9] [13], maka kecepatan tangensial turbin ( $V_t$ ) akibat air menumbuk sudu turbin dapat dihitung menggunakan pers. 8 [6].

$$V_t = V \cos \alpha \quad (8)$$

Rasio paling optimum antara kecepatan tangensial air ( $U$ ) dengan kecepatan tangensial turbin ( $V_t$ ) adalah 1,8, atau  $V_t = 1,8 U$ . Kemudian jari-jari luar dan kecepatan putar turbin arus lintang dapat ditentukan menggunakan pers. 9. Jari-jari dalam turbin arus lintang harus sebesar 0,65 kali jari-jari luarnya.

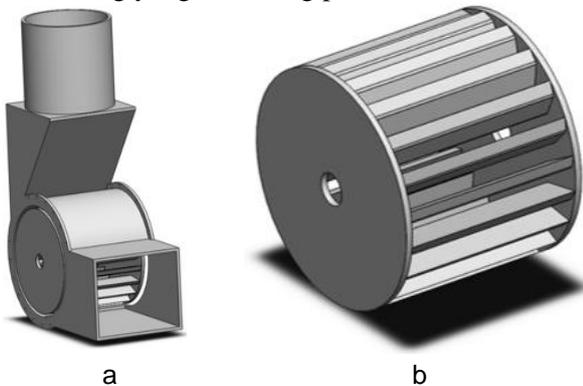
$$U = \omega \cdot R \quad (9)$$

Geometri dan ukuran sudu ditentukan menggunakan persamaan 5 dan 6 yang merupakan pendekatan praktis dari persamaan yang biasa digunakan.

Bentuk nosel disederhanakan hanya berbentuk mirip segitiga jika dilihat dari samping dengan saluran di ujungnya. Untuk penyederhanaan dan memudahkan proses manufaktur, kedua sisi saluran dibuat paralel. Efek yang jelas akan terjadi adalah sudut serang air terhadap sudu turbin tidak akan seragam. Dengan menganggap distribusi normal pada variasi sudut serang yang terjadi, celah saluran dapat dihitung menggunakan pers. 10.

$$S = (1 - \cos 2\alpha) \cdot R = 0.28R \quad (9)$$

Lebih lanjut, untuk mempermudah proses manufaktur dan mempertimbangan sisi presisi bentuk, perancangan turbin, nosel, dan rumah turbin akan dirancang menggunakan akrilik dengan tebal 8 mm untuk keperluan studi selanjutnya. Tabel 1 meringkas hasil perancangan analitik yang dilakukan. Gambar 2 memperlihatkan bentuk turbin arus lintang yang dirancang pada studi kali ini.



Gambar 2. Gambar isometrik rancangan: a. rumah turbin; b. runer

Tabel 1. Ringkasan Perancangan Turbin.

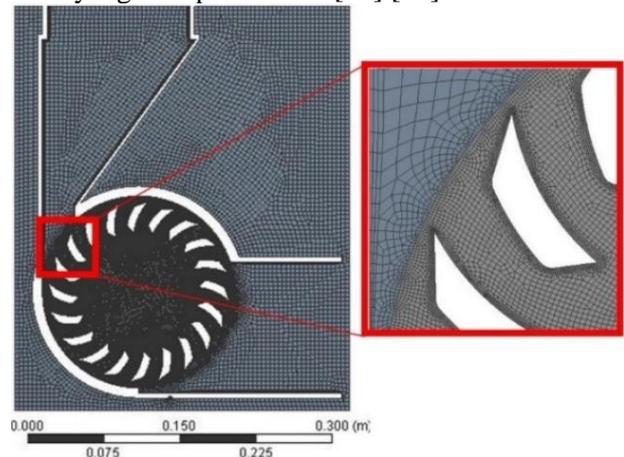
Parameter Rancangan	Ukuran
Kecepatan air masuk ( $V$ )	7,29 m/s
Kecepatan tangensial air ( $V_t$ )	6,61 m/s
Sudut serang ( $\alpha$ )	22°
Kec. tangensial turbin ( $U$ )	3,67 m/s
Sudut masuk sudu ( $\beta_1$ )	42°
Jari-jari luar turbin ( $R$ )	90 mm
Jari-jari dalam ( $D_{in}$ )	58,5 mm
Panjang kurva sudu ( $S_s$ )	22.1 mm
Kedalaman lengkungan ( $h_s$ )	3 mm
Jumlah sudu ( $Z$ )	20
Lebar celah ( $S$ )	25 mm
Lebar Turbin ( $L$ )	145 mm

## B. Metode Numerik

Pengujian simulasi numerik dilakukan menggunakan bantuan perangkat lunak ANSYS® FLUENT 18.2™ dengan pendekatan domain dua dimensi *transient*. Karena turbin arus lintang

merupakan turbin impuls yang tidak seluruh bagiannya terendam dalam air, digunakan permodelan dua fase *Volume of Fluid (VoF)*. Simulasi dilakukan pada rentang waktu 0.4 detik awal turbin bekerja. Ada dua kondisi tinggi tekan (kecepatan inlet) yang digunakan yaitu 2,7 meter dan 5 meter. Ini dilakukan untuk mengetahui apakah turbin arus lintang tetap mampu bekerja dengan kondisi tinggi tekan diluar spesifikasi hasil rancangan.

Menurut Sammartano, model turbulen yang paling baik dalam simulasi numerik turbin arus lintang adalah model *transitional-SST*, hal ini karena model ini dapat menyesuaikan kondisi ketika aliran fluida berada jauh dari dinding atau dekat dengan dinding [16]. Namun, model turbulen yang digunakan pada simulasi numerik kali ini adalah model *k-ε RNG*. Hal ini karena model turbulen *k-ε RNG* lebih sederhana karena hanya menggunakan dua persamaan, sedangkan model turbulen *transitional-SST* menggunakan empat persamaan. Selain itu, beberapa studi juga telah menggunakan model turbulen *k-ε RNG* dengan hasil yang cukup memadai [17] [18].



Gambar 3. Mesh dan model dua dimensi turbin.

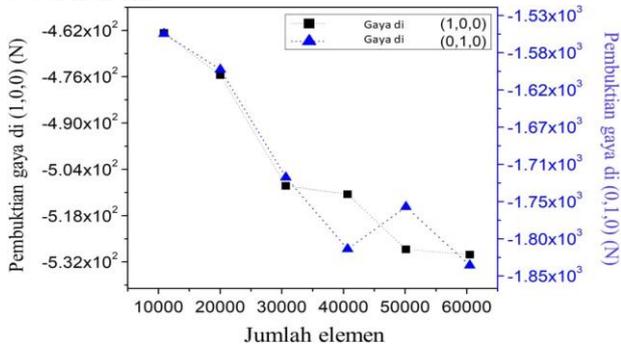
Simulasi numerik yang dilakukan kali ini juga menggunakan fitur *mesh motion* dengan setelan *User Defined Function (UDF)* derajat kebebasan tingkat enam atau *Six-Degree of Freedom (6-DOF)*. Penggunaan fitur ini adalah untuk menyimulasikan turbin lebih mendekati kenyataan. Selain itu, fitur ini juga membantu studi ini untuk mendapatkan variasi kecepatan putar turbin yang selanjutnya akan menghasilkan variasi  $U/V_T$ . Gambar 3 menunjukkan visualisasi *mesh* dan model dua dimensi turbin pada studi kali ini.

## Hasil dan Pembahasan

### A. Hasil Tes Independensi

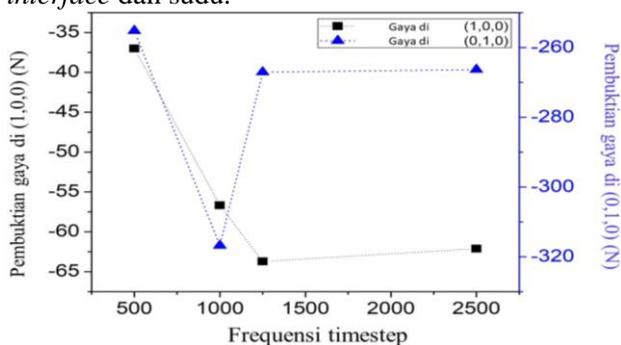
Tes independensi digunakan untuk memastikan bahwa hasil simulasi numerik yang dilakukan

sudah cukup valid dan cukup mendekati kenyataan. Pada dasarnya simulasi numerik akan semakin mendekati kenyataan jika ukuran *mesh* dan selang waktu antar *timestep* semakin kecil. Namun, ukuran *mesh* dan selang waktu yang antar *timestep* sangat kecil akan membuat proses simulasi semakin berat dan nilai eror totalnya semakin besar. Gambar 4 menunjukkan hasil tes independensi *mesh* pada studi kali ini.



Gambar 4. Hasil tes independensi *mesh*.

Pada gambar 4 terlihat bahwa *mesh* model dengan jumlah elemen 40.000 cenderung memiliki nilai total gaya searah sumbu X maupun Y yang mendekati nilai total gaya pada jumlah elemen yang lebih banyak, yaitu 50.000. Oleh karena itu, *mesh* model dengan jumlah elemen 50.000 sudah cukup baik untuk digunakan dalam simulasi. *Mesh* dengan jumlah elemen 50.000 memiliki spesifikasi ukuran maksimum permukaan  $4.4 \times 10^{-3}$  dan menggunakan fitur *inflation* tiga lapis pada bagian *interface* dan sudu.

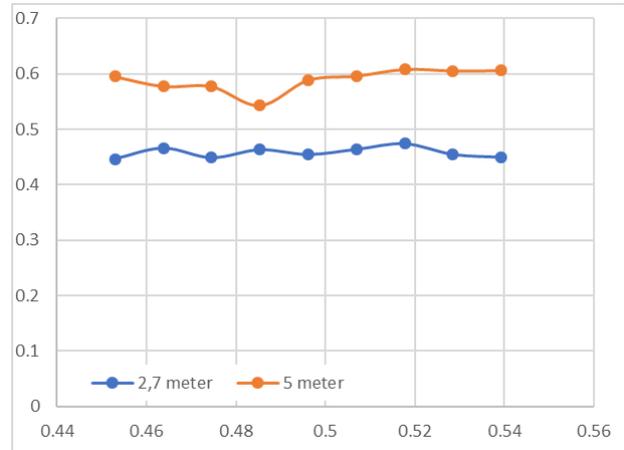


Gambar 5. Hasil tes independensi *timestep*.

Gambar 5 menunjukkan hasil yang didapat pada tes independensi waktu. Pada gambar 5 terlihat jelas nilai total gaya searah sumbu X maupun Y pada kondisi *timestep* dengan frekuensi 1.250 Hz mirip dengan yang dihasilkan pada kondisi *timestep* dengan frekuensi 2.500 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa kondisi *timestep* dengan frekuensi 2.500 Hz cukup baik untuk digunakan. Kondisi *timestep* dengan frekuensi 2.500 Hz memiliki spesifikasi ukuran *timestep* 0,0004 detik dengan jumlah 1000 *timestep*.

## B. Hasil Simulasi Numerik

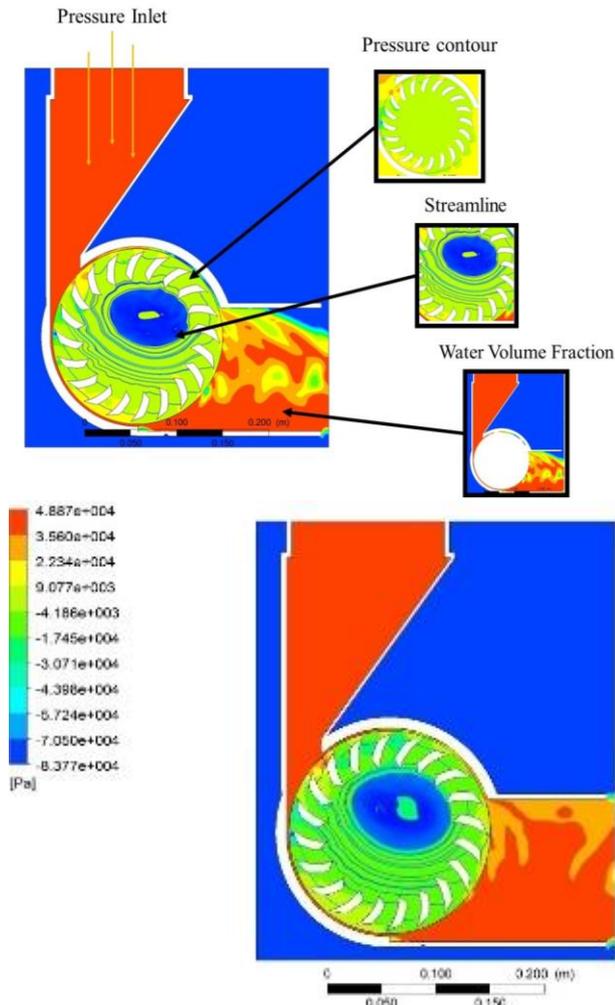
Hasil simulasi yang paling utama diinvestigasi adalah efisiensi turbin pada tinggi tekan 2,7 meter dan 5 meter. Gambar 6 menunjukkan grafik efisiensi terhadap  $U/V_T$  pada tinggi tekan 2,7 meter dan 5 meter.



Gambar 6. Efisiensi turbin arus lintang.

Dapat dilihat pada gambar 6 bahwa efisiensi maksimum turbin arus lintang dalam studi kali ini adalah 47,4% pada kondisi tinggi tekan 2,7 meter dan berada pada rasio  $U/V_T$  0,518 dan 60,8% pada kondisi tinggi tekan 5 meter. Nilai ini sangat rendah jika dibandingkan dengan studi-studi lain yang telah dilakukan. Hasil simulasi memperlihatkan bahwa pada kondisi tinggi tekan 5 meter justru memiliki efisiensi yang lebih tinggi. Ini menandakan bahwa turbin ini memiliki fleksibilitas pada kondisi tinggi tekan yang berbeda. Efisiensi yang tinggi pada tinggi tekan 5 meter karena efek yang merugikan efisiensi menjadi berkurang.

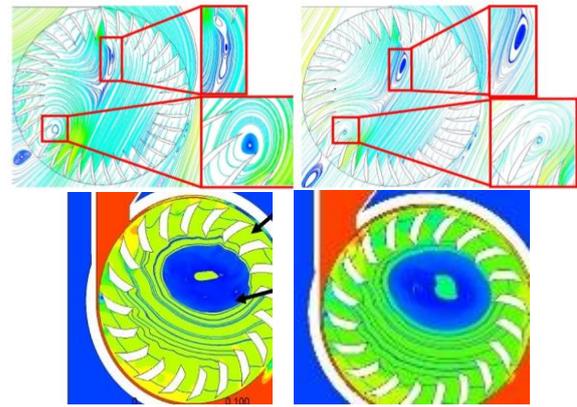
Pada gambar 7 terlihat bahwa turbin arus lintang yang disimulasikan pada studi kali ini hanya memiliki maksimal 3 sudu yang tertumbuk oleh air pada tahap tumbukan pertama. Artinya hanya 15 % dari seluruh sudu yang aktif pada tahap tumbuk pertama. Di sisi lain, hampir seluruh studi yang dilakukan sebelumnya paling tidak terdapat 20% sudu aktif pada tahap tumbukan pertama. Jumlah sudu yang aktif pada tahap tumbuk pertama sangat berpengaruh pada kinerja turbin karena tahap tumbuk pertama berkontribusi lebih dari 60% dalam proses konversi energi pada turbin arus lintang [19].



Gambar 7. Visualisasi kontur dan *streamline* hasil simulasi.

Selain jumlah sudu yang aktif pada tahap tumbuk pertama, pada kontur tekanan dalam turbin terlihat pada beberapa titik, terdapat tekanan yang tinggi di punggung sudu. Hal ini justru akan mengakibatkan daya negatif atau malah membuang energi yang seharusnya dimanfaatkan. Pada bagian atas fenomena tersebut terlihat jelas, hal ini terjadi karena sudut serang yang terlalu besar, sehingga air yang diharapkan menumbuk bagian perut sudu turbin menjadi menumbuk bagian punggung turbin. Di bagian bawah, fenomena tersebut juga sedikit terlihat, hal ini terjadi akibat banyak air yang terjebak di sela-sela antar sudu dan membebani gerakan sudu.

Pada visualisasi *streamline* di dalam turbin, terlihat jelas pada kedua kasus terdapat resirkulasi yang sangat besar di dalam turbin. Resirkulasi sendiri mengakibatkan kecepatan dan gaya-gaya yang terjadi pada aliran fluida di dalam turbin menjadi tidak seimbang [20]. Resirkulasi pada turbin arus lintang juga dipelajari pada studi sebelumnya. Gambar 8 membandingkan fenomena resirkulasi pada studi ini dengan yang terjadi pada studi yang dilakukan oleh Adanta [12].



Gambar 8. Perbandingan fenomena resirkulasi pada studi ini dengan studi oleh Adanta [12].

Terlihat pada gambar 7 bahwa fenomena resirkulasi pada studi kali ini jauh lebih besar dibandingkan dengan yang terjadi pada studi oleh Adanta. Hal ini mengindikasikan bahwa aliran fluida dalam turbin pada studi ini jauh lebih tidak stabil dibandingkan dengan studi yang lain.

Nilai efisiensi yang rendah banyak disebabkan oleh simplifikasi rancangan nosel yang kurang tepat. Terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan pada simplifikasi perancangan yang selanjutnya.

1. Lebar nosel, pada beberapa studi, lebar nosel optimum untuk turbin arus lintang adalah  $90^\circ$  [6] [12].
2. Arah sudut serang, arah sudut serang diusahakan seseragam mungkin.
3. Posisi *outlet*, air yang keluar turbin tidak bisa dipaksakan *outlet*-nya.

## Kesimpulan

Perancangan turbin arus lintang dengan pertimbangan manufaktur di daerah terpencil dapat dilakukan dengan membentuk nosel hanya dengan mengkrucutkan ujung nosel dan sudu menggunakan konsep lingkaran. Lebih lanjut, dari hasil studi numerik efisiensi secara mekanik yang dapat dibangkitkan juga terbilang tinggi yaitu 60.8% dengan  $h$  yang rendah (5 meter).

## Referensi

- [1] Perikanan, Kementerian Kelautan dan, "Laporkan 2.590 Pulau Bernama ke PBB, Pulau Indonesia yang Bernama Kini Berjumlah 16.056," Siaran Pers KKP Nomor : SP.1695/DJPRL.0/VIII/2017, Jakarta, 2017.
- [2] Bencana, Badan Nasional Penanggulangan, "Data Status Gunungapi di Indonesia," 15 Agustus 2018. [Online]. Available: <http://geospasial.bnpb.go.id/pantauanbencana/data/datagunungapi.php>.

- [3] Budiarmo, Warjito, Dendy Adanta, N.S. Putra, H. Vohra, "Type Of Cut-Out Bucket Selection For Pico Hydro Pelton Turbine," in *The 2nd International Conference on Engineering and Technology for Sustainable Development (ICET4SD)*, 2017.
- [4] Mineral, Kementerian Energi dan Sumber Daya, Rencana Umum Energi Nasional, Jakarta, 2017.
- [5] Dendy, Adanta; Warjito, Budiarmo; Siswantara, A. I., "STUDY OF TURBULENCE MODELLING ON PICO-HYDRO TURBINE," *Quality in research*, Vols. -, no. -, pp. -, 2017.
- [6] Sammartano, Vincenzo; Aricò, Costanza; Carravetta, Armando; Fecarotta, Oreste; Tucciarelli, Tullio, "Banki-michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis," *Energies*, vol. 6, pp. 2362-2385, 2013.
- [7] S. J. Williamson, B. H. Stark and J. D. Booker, "Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis," *Renewable Energy*, vol. 61, pp. 43-50, 2014.
- [8] C. A. Mockmore and F. Merryfield, *The Banki water-turbine*, vol. 25, Engineering Experiment Station, Oregon State System of Higher Education, Oregon State College Corvallis, Ore, USA, 1949.
- [9] N. M. Aziz and H. G. S. Totapally, "Design Parameter refinement for improved Cross-Flow turbine performance," *Engineering Report*, 1994.
- [10] M. Kaniecki, "Modernization of the outflow system of cross-flow turbines," *Task Quarterly*, vol. 6, pp. 601-608, 2002.
- [11] M. Kaniecki and J. Steller, "Flow Analysis through a Reaction Cross-Flow Turbine," in *Proceedings of Conference on modelling fluid flow CMFF*.
- [12] D. Adanta, Budiarmo, Warjito, A. I. Siswantara and A. P. Prakoso, "Performance comparison of NACA 6509 and 6712 on pico hydro type cross-flow turbine by numerical method," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 45, pp. 116-127, 2018.
- [13] N. H. C. Pereira and J. E. Borges, "Study of the nozzle flow in a cross-flow turbine," *International journal of mechanical sciences*, vol. 38, pp. 283-302, 1996.
- [14] M. Sinagra, V. Sammartano, C. Aricò, A. Collura and T. Tucciarelli, "Cross-Flow turbine design for variable operating conditions," *Procedia Engineering*, vol. 70, pp. 1539-1548, 2014.
- [15] C. G. Florentin, "El río Paraná: de pulmón comercial a fábrica de energía (1870-1990)," *Historia Ambiental Latinoamericana y Caribeña*, vol. 5, 2016.
- [16] V. Sammartano, G. Morreale, M. Sinagra and T. Tucciarelli, "Numerical and experimental investigation of a cross-flow water turbine," *Journal of Hydraulic Research*, vol. 54, pp. 321-331, 5 2016.
- [17] S. Darmawan, A. Indra Siswantara and B. Budiarmo, "COMPARISON OF TURBULENCE MODELS ON REYNOLDS NUMBERS OF A PROTO X-2 BIOENERGY MICRO GAS TURBINE'S COMPRESSOR DISCHARGE," in *Proceedings International Conference on Engineering of Tarumanagara*, 2013.
- [18] A. Toffolo, A. Lazzaretto and A. D. Martegani, "An experimental investigation of the flow field pattern within the impeller of a cross-flow fan," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 29, pp. 53-64, 2004.
- [19] W. W. Durgin and W. K. Fay, "Some fluid flow characteristics of a cross-flow type hydraulic turbine," *Small Hydro Power Fluid Machinery*, pp. p77--83, 1984.
- [20] A. I. Siswantara, A. Daryus, S. Darmawan, R. Gunadi, G. Gun and R. Camalia, "Analisis unjuk kerja sistem turbin gas mikro bioenergi proto x-3 berbahan bakar LPG," 2015.