

# Analisis Performansi Turbin Arus Laut Vertikal Aksis Jenis *V-Straight* dan *V-Helical* Terhadap Perubahan Dimensi Berbasis CFD

I Kadek Yamuna Gangga Putra, Ridho Hantoro, Roekmono  
Jurusan Fisika, Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111  
E-mail: hantoro@ep.its.ac.id

**Abstrak**— Meningkatnya kebutuhan energi listrik perlu diiringi dengan adanya peningkatan pembangkit listrik yang berasal dari energi terbarukan seperti turbin arus laut. Sebelum membuat turbin dalam skala besar perlu membuat model turbin yang memperhatikan konsep keserupaan. Dalam setiap skala model turbin, harus memiliki nilai bilangan non-dimensional yang sama antara turbin nyata skala besar dengan turbin model skala kecil. Pada penelitian kali ini dilakukan simulasi CFD pada turbin arus laut vertikal aksis dengan jenis turbin *V-Straight* dan turbin *V-Helical*. Dilakukan variasi perbesaran dimensi 1 kali, 2 kali, 3 kali dan 4 kali serta variasi kecepatan aliran mulai dari 0.5 m/s – 2 m/s. Berdasarkan hasil simulasi CFD didapatkan hubungan gaya turbin yang sebanding dengan kuadrat perubahan kecepatan aliran dan kuadrat perbesaran dimensi, lalu Torsi turbin yang sebanding dengan kuadrat perubahan kecepatan aliran dan pangkat tiga perbesaran dimensi, sedangkan daya sebanding dengan pangkat tiga perubahan kecepatan aliran dan kuadrat perbesaran dimensi. Torsi pada turbin *V-Helical* lebih stabil dibandingkan dengan *V-Straight*, namun nilai torsi rata – ratanya lebih besar turbin *V-Straight* yaitu 111028 Nm dibandingkan dengan turbin *V-Helical* yaitu sebesar 88585 Nm.

**Kata Kunci**—Perbesaran Dimensi, *V-Straight*, *V-Helical*, CFD

## I. PENDAHULUAN

Indonesia merupakan Negara kepulauan dengan jumlah Isekitar 13.466 pulau. Dengan kondisi geografis seperti ini membuat Indonesia memiliki hampir 2/3 luas wilayah berupa perairan dan memiliki banyak selat. Hal ini membuat potensi sumber energi terbarukan di Indonesia sangat besar, salah satunya yaitu energi arus laut yang memiliki potensi praktis sebesar 4.8 Giga Watt (Asosiasi Energi Laut Indonesia, 2011). Selama ini pembangkit listrik dari energi terbarukan seperti turbin arus laut masih sangat sedikit dibandingkan pembangkit listrik dari energi fosil. Pangsa yang paling tinggi diduduki oleh pembangkit listrik berbahan bakar batu bara sebesar 42%, minyak bumi 23%, gas alam 22%, panas bumi 3% dan hidro serta energi terbarukan hanya sebesar 10%. Kondisi ini dapat menyebabkan pemanasan global akibat gas buang CO<sup>2</sup> yang dihasilkan oleh pembangkit listrik berbahan bakar energi fosil. Hal ini bertentangan dengan persetujuan *Kyoto Protocol* yang mengharuskan reduksi gas CO<sup>2</sup> penyebab pemanasan global.

Oleh karena itu perlu dilakukan peningkatan produksi pembangkit listrik dari energi terbarukan dalam skala besar, seperti turbin arus laut. Sebelum produksi turbin arus laut dalam skala besar atau skala industri, harus membuat

pemodelan turbin terlebih dahulu. Hal ini dilakukan agar dapat menekan biaya dan waktu yang diperlukan dalam mendesain model turbin. Dimana model turbin ini dibuat menggunakan konsep keserupaan, jadi kondisi model turbin saat skala kecil harus bisa merepresentasikan daya yang ingin dihasilkan saat turbin dalam skala besar di lapangan. Metode yang digunakan pada konsep keserupaan suatu model yaitu analisis non-dimensional. Bilangan non-dimensional yang mempengaruhi daya keluaran turbin harus sama saat turbin dalam skala kecil dan saat turbin dalam skala besar.

Pada penelitian kali ini dilakukan perubahan skala atau dimensi turbin untuk mengetahui pengaruhnya terhadap performansi turbin (rpm, gaya, torsi dan daya mekanik). Disamping itu juga dilakukan perbandingan antara turbin jenis *V-Straight* dengan turbin jenis *V-Helical* agar mengetahui pengaruh jenis blade atau geometri blade terhadap performansi turbin (torsi dan daya). Variasi yang dilakukan adalah dua jenis blade dan empat perbesaran dimensi, dimana masing – masing variasi disimulasikan pada empat variasi kecepatan mulai dari 0.5 m/s – 2 m/s sehingga total terdapat 32 simulasi pada software CFD.

## II. METODE

### A. Perhitungan Analitik Desain Turbin

Berdasarkan daya keluaran yang ingin dihasilkan turbin yaitu sebesar 30 kW, lalu dengan perhitungan analitik didapatkan ukuran dimensi desain turbin. Luasan sapuan turbin berupa trapesium dengan ukuran diameter atas 4 meter, diameter bawah 3 meter, tinggi turbin 8 meter, panjang chord 1 meter, efisiensi daya diasumsikan 30% dan sudut V bagian bawah turbin sebesar 10<sup>0</sup>.

### B. Analisis Non-Dimensional

Dengan menggunakan teori “*Pi-Buckingham*” akan didapatkan bilangan non-dimensional yang mempengaruhi nilai daya keluaran turbin, bilangan non-dimensional tersebut berupa *coefficient power*, *reynold number* dan *tip speed ratio*.

$$P = f(D, \omega, \rho, \mu, V) \quad (1)$$

$$\frac{P}{\rho D^2 V^3} = f\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{\omega D}{V}\right) \quad (2)$$

$$\text{Reynold Number, } Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3)$$

$$\text{Tip Speed Ratio, } TSR = \frac{\omega b}{V} \quad (4)$$

$$\text{Coefficient Power, } Cp = \frac{P}{\rho D^2 V^3} \quad (5)$$

Setelah mendapatkan bilangan non-dimensional yang mempengaruhi daya keluaran turbin, dilakukan ekstrapolasi pada penelitian sebelumnya (Penelitian Susilo, 2014) untuk mendapatkan nilai kecepatan sudut (RPM) pada kecepatan antara 0.5 m/s – 2 m/s. Selanjutnya mendapatkan nilai prediksi kecepatan sudut (RPM) untuk penelitian yang akan dilakukan saat ini dengan menggunakan bilangan *tip speed ratio*.

$$\frac{\omega_1 D_1}{V_1} = \frac{\omega_2 D_2}{V_2} \quad (6)$$

**Tabel 1.** Tabel hubungan kecepatan arus laut dengan kecepatan sudut (RPM)

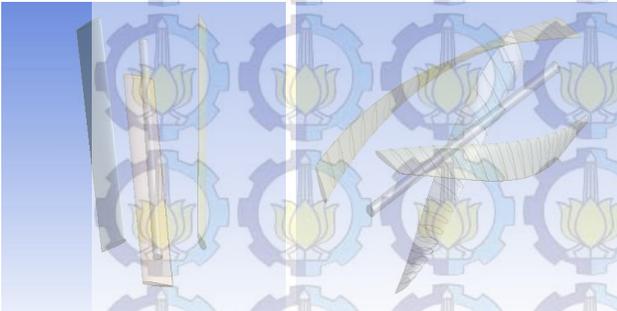
No	Kecepatan (m/s)	Prediksi Kecepatan Sudut (RPM)
1	0.5	3.809643281
2	1	5.158892355
3	1.5	6.50814143
4	2	7.857390504

### C. Penentuan Parameter Validasi

Menentukan ukuran spasi meshing minimum yang masih bisa dilakukan oleh kemampuan komputasi PC (*Personal Computer*) pada turbin *V-Blade*. Selanjutnya dengan ukuran spasi meshing minimum tadi dilakukan simulasi pada turbin penelitian sebelumnya. Hal ini dilakukan untuk mengetahui nilai eror torsi yang dicari dengan membandingkan torsi simulasi dengan torsi eksperimen pada penelitian sebelumnya, dimana nilai eror torsi ini nantinya akan dijadikan sebagai acuan validasi. ( $0\% \leq e \leq 10\%$ ).

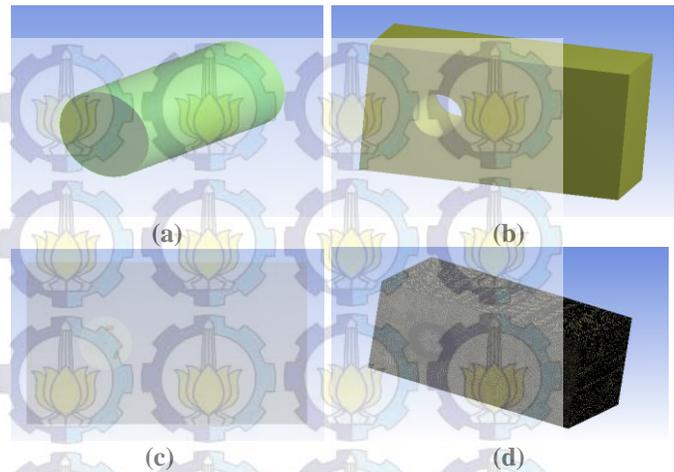
### D. Simulasi CFD

Simulasi CFD diawali dengan pembuatan geometri turbin jenis *V-Straight* dan *V-Helical*. Pembuatan geometri ini dilakukan pada *design modeler ansys. Hydrofoil* yang digunakan dalam desain turbin arus laut vertical aksis adalah NACA 0018.



**Gambar 1.** Desain geometri turbin jenis *V-Straight* dan turbin jenis *V-Helical*

Selanjutnya dilakukan pembuatan desain *cylinder sub domain* dan *box domain* laut.. Dimana *cylinder sub domain* ini akan dijadikan tempat meletakkan turbin yang nantinya akan dilakukan pendefinisian *domain interface*. Suatu proses penyamaan jenis fluida yang berada pada selubung *cylinder sub domain* dengan *box domain* laut, yaitu fluida air laut. Setelah pembuatan domain selesai dilakukan, lalu dilakukan proses meshing pada domain tersebut. Pembuatan meshing dilakukan dengan mengatur ukuran spasi meshing tiap bagian domain.



**Gambar 2.** Desain : (a) *cylinder sub domain*, (b) *box domain*, (c) domain total, (d) meshing total

Berhubung domain turbin pada penelitian ini berukuran sangat besar, maka dilakukan pengaturan ulang ukuran meshing tiap bagian turbin. Pada bagian blade dan shaft dipertahankan ukuran spasi meshing seperti pada penelitian sebelumnya, namun bagian lainnya ukuran spasi meshing diperbesar agar hasil nilai eror torsi tidak melebihi 10% dan PC tetap dapat melakukan komputasi simulasi CFD.

Sebelum ke tahapan *solving* dilakukan tahapan *pre-processing* untuk memberikan pendefinisian kondisi batas, kondisi awal dan inialisasi simulasi.

**Tabel 3.** Penentuan kondisi batas dan inialisasi pada CFD

No	Kondisi Batas	Letak pada CFD	Inialisasi
1	wall box dan cylinder	Atas dan bawah	Wall, free slip
2	Wall	Blade (foil 1, 2, 3) dan shaft	Wall, no slip, rotating wall dengan kecepatan RPM sesuai hasil analisis non-dimensional
3	Inlet	Aliran masuk	Inlet, pemberian kecepatan arus laut 0.5 – 2 m/s
4	Opening	Aliran Keluar, Kanan dan Kiri	Entrainment, zero gradient dan pressure 0 Pa
5	Domain Interface	BoxCurve dan CylCurve	Pendefinisian fluida (water-water)

Pada tahapan ini juga diatur model turbulen yang digunakan, SST merupakan model turbulen yang paling sesuai pada penelitian ini. Hal ini dikarenakan model turbulen SST ditujukan untuk mendapatkan nilai lebih detail pada daerah *near wall*. Selanjutnya dilakukan tahapan *solving* yaitu melakukan perhitungan secara numerik dengan metode iterasi pada software CFD. Proses iterasi dilakukan hingga mendapatkan nilai RMS (*root mean square*) error sebesar  $10^{-4}$ , dimana nilai ini merupakan indikator bahwa simulasi CFD sudah mencapai nilai konvergen. Setelah mendapatkan nilai yang konvergen lalu dilakukan proses *post processing*, yaitu pengambilan data hasil simulasi berupa gaya  $F_x$ ,  $F_y$ , torsi, kontur tekanan dan kontur kecepatan.

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### A. Verifikasi Hasil Simulasi CFD

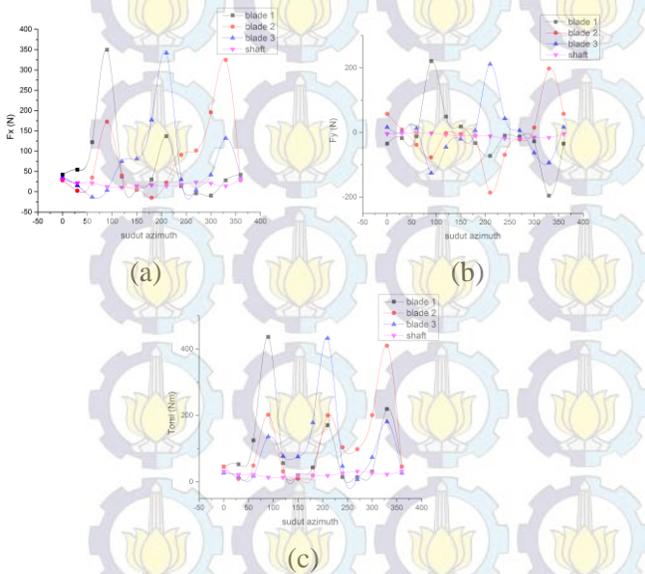
Verifikasi hasil yang dilakukan adalah dengan cara membandingkan nilai error torsi saat ukuran spasi meshing penelitian sebelumnya diubah sesuai dengan kondisi simulasi penelitian saat ini. Berikut merupakan tabel hasil verifikasi simulasi CFD :

**Tabel 4.** Hasil verifikasi simulasi

Kecepatan	Ukuran meshing penelitian sebelumnya		Ukuran meshing penelitian saat ini		Error
	Jumlah mesh	Torsi (N.m)	Jumlah mesh	Torsi (N.m)	
0,6 m/s	7786724	12,69	6748458	12,46	2 %
0,7 m/s	7786724	16,05	6748458	16,9	5 %
Error rata-rata					3,5%

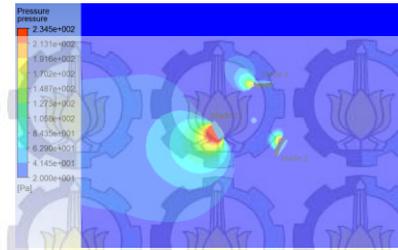
Setelah mendapatkan nilai error dibawah 10%, lalu ukuran spasi meshing dan metode yang dilakukan tersebut akan dijadikan acuan pada simulasi selanjutnya dengan berbagai variasi simulasi.

#### B. Fluktuasi Gaya $F_x$ , $F_y$ dan Torsi Pada Masing – Masing Blade dan Shaft Turbin Jenis *V-Straight* dan *V-Helical*

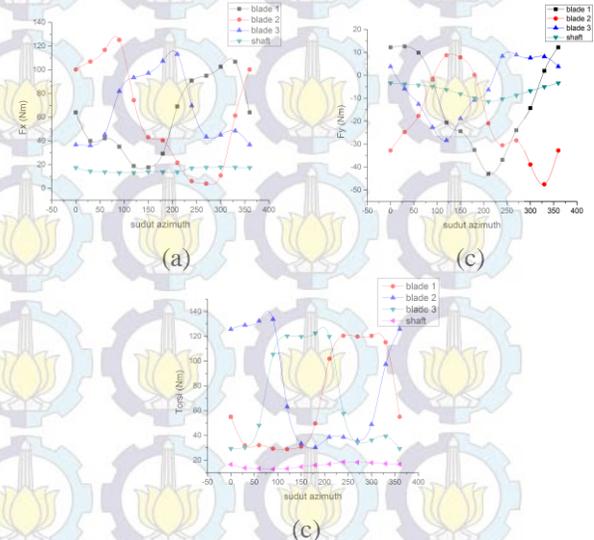


**Gambar 3.** Fluktuasi pada turbin jenis *V-Straight* tiap blade dan shaft (a) Gaya  $F_x$ , (b) Gaya  $F_y$  dan (c) Torsi

Pada gambar diatas terlihat bahwa nilai  $F_x$ ,  $F_y$  dan torsi blade 1 saat sudut azimuth  $90^\circ$  memiliki nilai paling tinggi. Hal ini disebabkan karena pada sudut azimuth tersebut blade 1 mendapatkan kecepatan aliran fluida yang paling tinggi dan belum terpengaruh oleh *wake* yang terjadi di aliran belakang blade. Untuk mengetahui visualisasi kontur tekanan pada setiap blade dan shaft dapat dilihat pada gambar berikut. Terlihat blade 1 yang terletak di aliran *upstream* mendapatkan kecepatan aliran tinggi sehingga tekanan pada blade 1 sangat tinggi dibandingkan dengan blade yang lainnya.

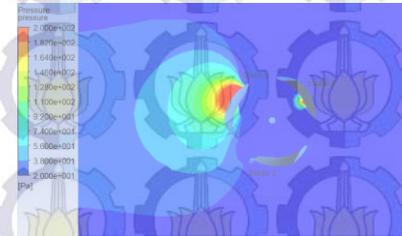


**Gambar 4.** Kontur tekanan pada turbin *V-Straight*



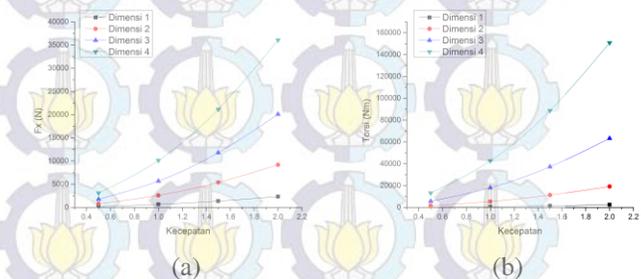
**Gambar 5.** Fluktuasi pada turbin jenis *V-Helical* tiap blade dan shaft (a) Gaya  $F_x$ , (b) Gaya  $F_y$  dan (c) Torsi

Pada gambar diatas terlihat bahwa nilai  $F_x$ ,  $F_y$  dan torsi blade 2 saat sudut azimuth  $90^\circ$  memiliki nilai paling tinggi. Penyebab hal ini sama seperti pada turbin jenis *V-Straight*, yaitu blade 2 yang terletak pada aliran *upstream* mendapatkan kecepatan aliran fluida paling tinggi dan belum terpengaruh *wake* dibelakang blade. Hal ini bisa diamati pada kontur tekanan berikut.

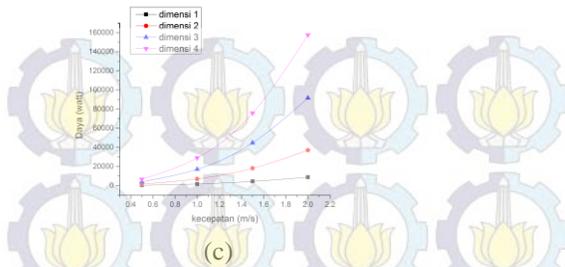


**Gambar 6.** Kontur tekanan pada turbin *V-Helical*

#### C. Fluktuasi Gaya, Torsi, dan Daya terhadap Kecepatan Aliran Fluida dengan Variasi Perubahan Dimensi pada Turbin *V-Straight*



(a) (b)



**Gambar 7.** Fluktuasi (a) Gaya, (b) Torsi (c) Daya terhadap perubahan kecepatan aliran pada turbin *V-Straight*

Gambar diatas menunjukkan hubungan gaya, torsi dan daya yang dihasilkan turbin jenis *V-Straight* setiap kenaikan kecepatan aliran fluida dari 0.5 m/s – 2 m/s. Dengan menggunakan trending pada Microsoft Excel didapatkan persamaan garis berikut :

**Tabel 5.** Persamaan garis gaya, torsi, daya turbin *V-Straight*

Gaya	Torsi	Daya
$y = 7904.2x^2 + 2222.6x + 4.8305$	$y = 32709x^2 + 10024x - 68.286$	$y = 13977x^3 + 7165.8x^2 + 9316.7x - 1516.6$
$R^2 = 1, (dimensi 4)$	$R^2 = 1, (dimensi 4)$	$R^2 = 1, (dimensi 4)$

Berikut merupakan rumus teoritis gaya, torsi dan daya turbin

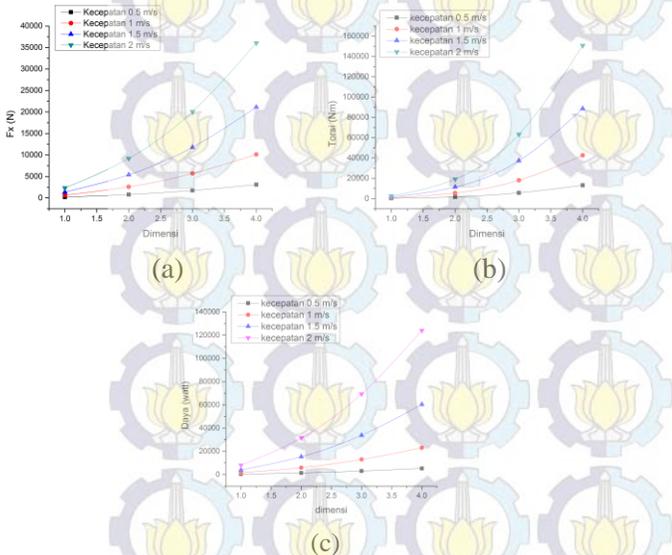
$$F = \frac{1}{2} \rho AV^2 \tag{7}$$

$$T = \frac{1}{2} \rho ARV^2 \tag{8}$$

$$P = \frac{1}{2} \rho AV^3 \tag{9}$$

Berdasarkan persamaan garis dan rumus teoritis gaya, torsi dan daya keluaran turbin didapatkan hubungan yang sama. Gaya dan torsi sebanding dengan kuadrat kecepatan aliran fluida ( $F, T \sim V^2$ ), sedangkan daya sebanding dengan pangkat tiga kecepatan aliran fluida ( $P \sim V^3$ ).

**D. Fluktuasi Gaya, Torsi , dan Daya terhadap Perubahan Dimensi dengan Variasi Kecepatan Aliran Fluida pada Turbin V-Helical**



**Gambar 8.** Fluktuasi (a) Gaya, (b) Torsi (c) Daya terhadap perubahan perbesaran dimensi pada turbin *V-Helical*

Pada gambar 8 tersebut menunjukkan hubungan gaya, torsi dan daya yang dihasilkan turbin jenis *V-Helical* setiap perubahan dimensi turbin dari perbesaran 1 kali hingga 4 kali. Dengan menggunakan trending pada Microsoft Excel didapatkan persamaan garis berikut :

**Tabel 6.** Persamaan garis gaya, torsi, daya turbin *V-Helical*

Gaya	Torsi	Daya
$y = 2280.9x^2 - 193.39x + 292.91$	$y = 2674.1x^3 - 2341.6x^2 + 5009.4x - 2903.5$	$y = 7801.9x^2 - 420.48x + 759.48$
$R^2 = 1, (kecepatan 2 m/s)$	$R^2 = 1, (kecepatan 2 m/s)$	$R^2 = 1, (kecepatan 2 m/s)$

Berikut merupakan rumus teoritis gaya, torsi dan daya turbin

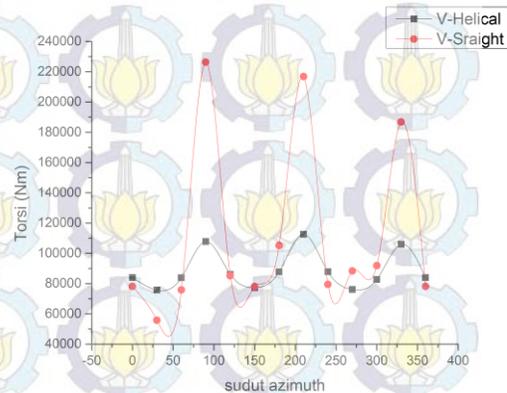
$$F = \frac{1}{2} \rho AV^2 \tag{10}$$

$$T = \frac{1}{2} \rho ARV^2 \tag{11}$$

$$P = \frac{1}{2} \rho AV^3 \tag{12}$$

Berdasarkan persamaan garis dan rumus teoritis gaya, torsi dan daya keluaran turbin didapatkan hubungan yang sama. Gaya dan daya sebanding dengan kuadrat perubahan dimensi ( $F, P \sim D^2$ ), sedangkan torsi sebanding dengan pangkat tiga perubahan dimensi ( $T \sim D^3$ ).

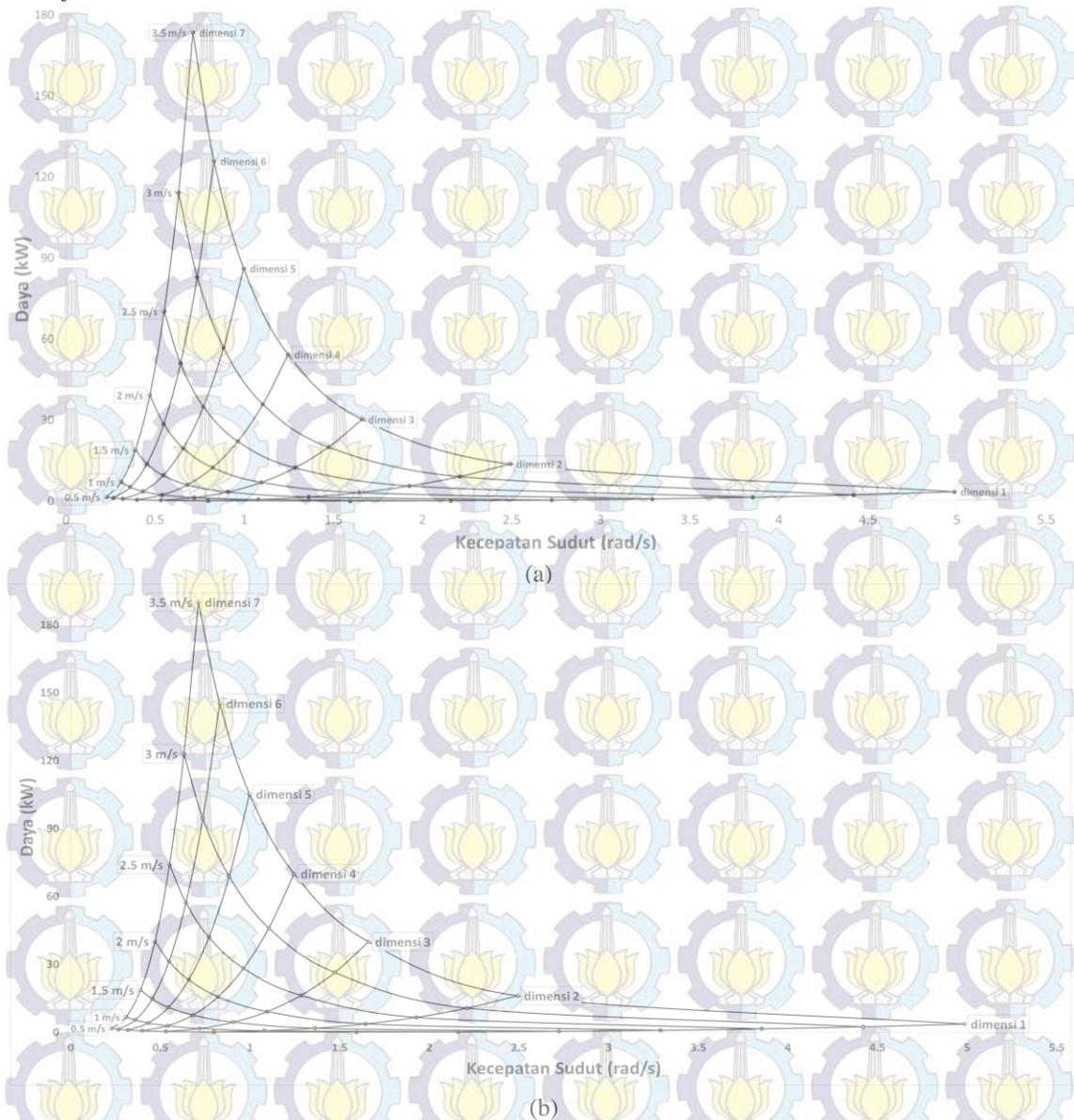
**E. Fluktuasi Torsi antara Turbin V-Straight dan V-Helical**



**Gambar 9.** Perbandingan Torsi antara turbin *V-Straight* dan turbin *V-Helical*

Dari gambar diatas dapat dilihat perbandingan grafik torsi antara turbin *V-Straight* dan turbin *V-Helical*, pada turbin jenis *V-Straight* nilai torsinya beresilasi sangat fluktuatif di setiap kenaikan  $30^\circ$  sudut azimuth, terutama nilai tosi pada sudut azimuth  $60^\circ, 210^\circ$  dan  $330^\circ$ . Sedangkan pada turbin *V-Helical* nilai torsinya lebih stabil, hal ini dikarenakan beban torsi pada turbin *V-Helical* tersebar lebih merata di sepanjang blade yang berada disetiap sudut azimuth. Torsi yang fluktuatif pada turbin *V-Straight* ini dapat menyebabkan blade patah karena vibrasi yang dihasilkan juga tinggi. Maka dari itu turbin jenis *V-Helical* memiliki umur yang lebih lama dibandingkan dengan turbin *V-Straight*. Namun setelah dihitung nilai torsi rata – rata pada turbin *V-Straight* memiliki nilai yang lebih tinggi yaitu 111028 Nm dibandingkan turbin *V-Straight* yang nilai torsinya hanya mencapai 88585 Nm.

## F. Diagram Performansi Turbin



**Gambar 10.** Diagram performansi Turbin  
(a) *V-Helical* (b) *V-Straight*

Diagram performansi turbin diatas dapat digunakan dalam mendesain turbin skala besar atau skala industri. Sebagai contohnya jika ingin membuat turbin *V-Helical* dengan kapasitas 30 kW dapat dibuat dengan perbesaran dimensi 4 kali dan pada kecepatan antara 2.5 m/s – 3 m/s. Namun jika kenyataannya kecepatan aliran fluida maksimum hanya mencapai 2 m/s, maka untuk membuat turbin dengan kapasitas daya yang sama 30 kW, perlu membuat turbin dengan ukuran perbesaran dimensi 6 kali. Sedangkan jika ingin membuat turbin *V-Straight* dengan kapasitas 30 kW dapat dibuat dengan perbesaran dimensi 4 pada kecepatan aliran fluida 2.5 m/s, sedangkan jika kecepatan aliran fluida maksimal hanya 2 m/s, maka diperlukan turbin yang memiliki ukuran perbesaran dimensi 5 kali hingga 6 kali.

## IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis dan pembahasan disimpulkan :

- Pada berbagai variasi dimensi turbin, kecepatan aliran fluida berbanding lurus dengan kecepatan sudut turbin (RPM), lalu gaya  $F_x$ ,  $F_y$  dan torsi sebanding dengan kuadrat kecepatan, lalu daya turbin sebanding dengan pangkat tiga kecepatan aliran fluida.
- Pada berbagai variasi kecepatan aliran, dimensi turbin berbanding terbalik dengan kecepatan sudut turbin (RPM), lalu gaya  $F_x$ ,  $F_y$  dan daya turbin sebanding dengan kuadrat perbesaran dimensi, lalu torsi sebanding dengan pangkat tiga perbesaran dimensi.
- Turbin tipe *V-Helical* menghasilkan torsi yang lebih stabil dibandingkan dengan turbin tipe *V-Straight*, namun nilai rata-rata torsi pada turbin *V-Straight* yang besarnya 111028 Nm lebih tinggi dibandingkan dengan torsi rata-rata turbin *V-Helical* yang besarnya hanya 88585 Nm

## UCAPAN TERIMA KASIH

Para penulis mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada Dr. Ridho Hantoro, ST, MT dan Ir. Roekmono, MT selaku pembimbing tugas akhir atas segala ilmu dan bimbingannya yang diberikan. Ir. Sarwono MM selaku kepala laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan atas segala saran dan kemudahan. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA selaku ketua Jurusan Teknik Fisika, FTI – ITS. Laboratorium Energi dan Pengondisian Lingkungan atas sarana dan prasarana yang disediakan sehingga dapat melancarkan proses simulasi. Kedua orang tua yang senantiasa terus memberikan dukungan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Gorlov, A. M. 2001, "*Tidal energy*", Northeastern University, Boston Massachusetts, USA.
- [2]. Rahmstorf, Stefan. 2003. "*Thermohaline circulation: The current climate*". Nature 421
- [3]. [www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web\\_sites/0506/marine\\_renewables/home/contents.htm](http://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/0506/marine_renewables/home/contents.htm)
- [4]. Olson, Reuben M. and Steven J. Wright. 1990. "*Essential Of Engineering Fluid Mechanic fifth Edition*". Harper and Row Publisher, Inc.
- [5]. Munson, Bruce R, Donald F Young, and Theodore H. Okiishi. 2002. "*Fundamental of Fluids Mechanic 2nd editon*". John Wiley & son, Inc Canada..
- [6]. Gerhart, Philip M dan Richard J. Gross. 1985. "*Fundamentals of Fluid Mechanics*", Addison- Wesley Publishing Company, Inc., USA.
- [7]. Mulyadi, Muhamad. "*Analisis Aerodinamika Pada Sayap Pesawat Terbang Dengan Menggunakan Software Berbasis Computational Fluid Dynamics*". Universitas Guna Darma : Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin
- [8]. Jacobs E. N, K. E. Ward, & R. M. Pinkerton.1933. "The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel". NACA Report No. 460.
- [9]. Jones A. M, O'Doherty, D.M, etc. 2012. "*Non-dimensional scaling of tidal stream turbines*", Cardiff University and University of Liverpool, UK.
- [10]. Scheurich F, Fletcher M Timothy and Brown E Richard.2010. "*The Influence of Blade Curvature and Helical Blade Twist on the Performance of a Vertical-Axis Wind Turbine*", University of Glasgow, UK