



**TUGAS AKHIR TF141581**

**ANALISIS PROFIL WAKE TURBIN HIDROKINETIK TIPE  
DARRIEUS STRAIGHT BLADE CASCADE PADA KANAL  
MENGUNAKAN CFD**

FANISA ZIDNA TAQIA  
NRP. 2413 100 128

Dosen Pembimbing  
Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017





**FINAL PROJECT TF141581**

**ANALYSIS ON THE WAKE PROFILE OF  
HYDROKINETHICS TURBINE DARRIEUS STRAIGHT  
BLADE CASCADE TYPE ON A CHANNEL BASED ON CFD**

FANISA ZIDNA TAQIA  
NRP. 2413 100 128

Supervisor  
Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2017



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Fanisa Zidna Taqia  
NRP : 2413100128  
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Analisis Profil *Wake* Turbin Hidrokinetik Tipe *Darrieus Straight Blade Cascade* pada Kanal Menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD)” adalah benar-benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari orang lain. Apalagi di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia untuk menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 5 Juni 2017  
Yang membuat pernyataan,

Fanisa Zidna Taqia  
NRP. 2413 100 128



**LEMBAR PENGESAHAN**

**TUGAS AKHIR**

**ANALISIS PROFIL WAKE TURBIN HIDROKINETIK  
TIPE DARRIEUS STRAIGHT BLADE CASCADE PADA  
KANAL MENGGUNAKAN CFD**

Oleh:

**Fanisa Zidna Taqia**

**NRP. 2413 100 128**

**Surabaya, 5 Juni 2017**

**Pembimbing,**



**Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.**

**NIPN. 19761223 200501 1 001**

**Mengetahui,**

**Ketua Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS**



**Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.**

**NIPN. 19780902 200312 1 002**





**ANALISIS PROFIL WAKE TURBIN HIDROKINETIK  
TIPE DARRIEUS STRAIGHT BLADE CASCADE PADA  
KANAL MENGGUNAKAN CFD**

**TUGAS AKHIR**




Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Fanisa Zidna Taqia**  
**NRP. 2413 100 140**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.
2. Ir. Roekmono, M.T.
3. Harsono Hadi, Ph.D.

  
..... (Pembimbing I)  
  
..... (Penguji I)  
  
..... (Penguji II)

**SURABAYA  
JULI 2017**



# **ANALISIS PROFIL WAKE TURBIN HIDROKINETIK TIPE DARRIEUS STRAIGHT BLADE CASCADE PADA KANAL MENGGUNAKAN CFD**

**Nama** : Fanisa Zidna Taqia  
**NRP** : 2413 100 128  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

## **Abstrak**

Dilakukan simulasi menggunakan CFD pada turbin Vertikal Axis tipe Darrieus Straight Blade Cascade pada azimuth  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $90^\circ$  untuk dilakukan pengamatan terhadap profil wake dan *blockage effect*. Wake merupakan salah satu parameter penting yang perlu dianalisis ketika mendesain suatu array turbin. Analisa profil wake di belakang turbin dan *blockage effect* dilakukan untuk melihat pengaruhnya terhadap performansi turbin yang diletakkan dalam suatu kanal. Terdapat tiga jenis variasi turbin yang disimulasikan, yaitu turbin dengan diameter 40 cm, 60 cm dan 80 cm kecepatan arus air 1,1 m/s; 1,2 m/s; dan 1,3 m/s. Besarnya gaya dan torsi yang dihasilkan oleh turbin meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan arus laut. Sehingga torsi paling besar yang dapat dihasilkan oleh turbin dengan diameter 80 cm pada kecepatan 1,3 m/s. Dari hasil simulasi dapat diketahui bahwa wake terpanjang untuk *stand alone* turbin adalah 5D pada masing – masing diameter turbin. Hasil simulasi menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan *inlet* maka *wake* yang dihasilkan akan semakin pendek akibat *wake recovery* yang semakin cepat.

**Kata kunci** : *Wake, Straight Blade Darrieus, Koefisien Performansi*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**ANALYSIS ON THE WAKE PROFILE OF  
HYDROKINETHICS TURBINE DARRIEUS STRAIGHT  
BLADE CASCADE TYPE ON A CHANNEL BASED ON CFD**

**Name** : *Fanisa Zidna Taqia*  
**NRP** : *2413 100 128*  
**Department** : *Teknik Fisika FTI-ITS*  
**Supervisors** : *Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.*

***Abstract***

*Simulations were performed using CFDs on the Aricis Vertical turbine type Darrieus Straight Blade Cascade at azimuth  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ , and  $90^\circ$  for observation of wake and blockage effect profiles. Wake is one of the important parameters that need to be analyzed when designing an array of turbines. Analyzing the wake profile behind the turbine and blockage effect is done to see the effect on the turbine performance placed in a channel. There are three types of turbine variations simulated, ie turbines with diameters of 40 cm, 60 cm and 80 cm velocity of 1.1 m / s; 1.2 m / s; And 1.3 m / s. The magnitude of the force and torque generated by the turbine increases along with the increase in ocean velocity. So that the largest torque that can be produced by a turbine with a diameter of 80 cm at a speed of 1.3 m / s. From the simulation results it can be seen that the longest wake for stand alone turbine is 5D in each turbine diameter. Simulation results show that the greater the inlet speed, the wake produced will be shorter due to the faster wake recovery.*

***Kata kunci : Wake, Straight Blade Darrieus, Coefficient of Performance***

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur penulis kepada Allah SWT, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir ini dengan judul **“ANALISIS PROFIL WAKE TURBIN HIDROKINETIK TIPE DARRIEUS STRAIGHT BLADE CASCADE PADA KANAL MENGGUNAKAN CFD”**.

Tidak lupa penulis menyampaikan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Ridho Hantoro, ST, MT selaku dosen pembimbing pertama tugas akhir ini, yang telah membimbing serta memberikan motivasi
2. Bapak Dr. Gunawan Nugroho, S.T, Ph.D selaku dosen wali serta kepala laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan Teknik Fisika ITS yang telah membimbing serta memberikan nasehat dan motivasi
3. Bapak Agus Muhammad Hatta, S.T, Msi, Ph.D selaku Ketua Departemen Teknik Fisika ITS
4. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika yang telah memberikan ilmu selama perkuliahan
5. Kedua orang tua penulis yang telah memberikan dukungan penuh terhadap penyelesaian tugas akhir
6. Teman-teman asisten Lab laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan Teknik Fisika ITS yang memberikan bantuan serta motivasi
7. Mbak Erna Septyaningrum dan Mas Okky Agassy Firmansyah yang telah membantu seluruh penelitian ini, baik dari segi materiil maupun segi akademik
8. Yaritsa Adnin M., Intan Luruh L, Thalita Maysha H, Harisma Khoirunnisa serta teman-teman TAwAn dan F48 yang sangat membantu dalam memberikan motivasi

9. Teman – teman Teknik Fisika yang ikut dalam membantu pengambilan data Tugas Akhir
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Fisika khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, 5 Juni 2017

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
<i>PAGE OF TITLE</i> .....	iii
LEMBAR PENGESAHAN I.....	v
LEMBAR PENGESAHAN II.....	vii
Abstrak.....	ix
<i>Abstract</i> .....	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
DAFTAR SIMBOL.....	xxi
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	3
1.5 Sistematika Laporan.....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	7
2.1 Energi Hidrokinetik.....	7
2.2 Turbin Darrieus.....	10
2.3 Teori Elemen Momentum Betz.....	13
2.4 Airfoil.....	17
2.5 Lift dan Drag.....	19
2.6 Wake.....	21
2.7 Blockage Effect.....	24
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	27
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	27
3.2 Pembuatan Geometri Turbin.....	28
3.3 Meshing.....	30
3.4 Pre-processing dan Processing.....	31
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN</b> .....	35

4.1 Validasi Hasil Simulasi.....	35
4.2 Torsi untuk Turbin Tunggal ( <i>Stand Alone Turbine</i> )....	36
4.3 Profil Wake pada Turbin Tunggal ( <i>Stand Alone Turbine</i> ).....	39
4.4 Blockage Effect.....	48
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	<b>55</b>
5.1 Kesimpulan.....	55
5.2 Saran.....	55
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>57</b>
<b>LAMPIRAN</b>	
<b>BIODATA PENULIS</b>	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Jumlah energi terbarukan yang telah dan diprediksi akan digunakan di dunia .....	8
Gambar 2.2 Tipe Turbin Darrieus .....	11
Gambar 2.3 Pemodelan aliran Betz .....	13
Gambar 2.4 Koefisien performansi terhadap rasio kecepatan .....	16
Gambar 2.5 Profil kecepatan dan tekanan pada pemodelan Betz .....	16
Gambar 2.6 Jenis – jenis airfoil .....	17
Gambar 2.7 Fenomena stall pada kondisi angin dan sudut pitch tertentu menyebabkan separasi aliran udara .....	18
Gambar 2.8 Kondisi kecepatan dan gaya yang terjadi pada sudu .....	19
Gambar 2.9 Gaya – gaya dari fluida di sekeliling pada sebuah benda dua dimensi .....	20
Gambar 2.10 Gaya <i>lift</i> dan <i>drag</i> pada turbin <i>vertical axis</i> tipe <i>Darrieus</i> .....	21
Gambar 2.11 Vortex sistem pada airfoil .....	23
Gambar 2.12 Karakteristik <i>wake</i> .....	23
Gambar 2.13 Grafik Distribusi Kecepatan dan Tekanan akibat pengaruh dari <i>Solid Blockage</i> .....	25
Gambar 2.14 Grafik Distribusi Kecepatan dan Tekanan akibat pengaruh dari <i>Wake Blockage</i> .....	25
Gambar 2.15 Grafik Distribusi Kecepatan dan Tekanan akibat pengaruh gabungan antara <i>Solid Blockage</i> dan <i>Wake Blockage</i> .....	26
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian .....	27
Gambar 3.2 Turbin Darrieus Straight Blade diameter 40 cm dengan sudut azimuth $0^\circ$ .....	29
Gambar 3.3 Domain kanal turbin <i>Darrieus Straight Blade</i> diameter 40 cm dengan sudut azimuth $0^\circ$ .....	30

Gambar 3.4 <i>Meshing</i> pada <i>Darrieus Straight Blade</i> diameter 40 cm	31
Gambar 4.1 Resultan torsi turbin diameter 40 cm pada tiap kecepatan	36
Gambar 4.2 Resultan torsi turbin diameter 60 cm pada tiap kecepatan	37
Gambar 4.3 Resultan torsi turbin diameter 80 cm pada tiap kecepatan	37
Gambar 4.4 Grafik Hubungan Torsi terhadap Kecepatan Aliran	39
Gambar 4.5 Profil <i>Wake</i> Turbin dengan diameter 40 cm pada azimuth 0	40
Gambar 4.6 Profil <i>Wake</i> Turbin dengan diameter 60 cm pada azimuth 0	41
Gambar 4.7 Profil <i>Wake</i> Turbin dengan diameter 80 cm pada azimuth 0	42
Gambar 4.8 Profil Aliran <i>Wake</i> Turbin Diameter 60 cm	44
Gambar 4.9 Profil Kecepatan aliran pada sumbu X turbin dengan azimuth 90° pada kecepatan 1,1 m/s	47
Gambar 4.10 Profil Kecepatan aliran pada sumbu X turbin dengan azimuth 90° pada kecepatan 1,2 m/s	47
Gambar 4.11 Profil Kecepatan aliran pada sumbu X turbin dengan azimuth 90° pada kecepatan 1,3 m/s	48
Gambar 4.12 Ilustrasi <i>Blockage ratio</i> turbin pada diameter	49
Gambar 4.13 Profil <i>Solid Blockage</i> turbin pada diameter	50
Gambar 4.14 Grafik Performansi turbin terhadap Kecepatan aliran	52

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifikasi Turbin.....	28
Tabel 3.2 Spesifikasi Domain Silinder dan Kanal.....	29
Tabel 3.3 Kondisi Batas.....	31
Tabel 4.1 Validasi Hasil Simulasi.....	35
Tabel 4.2 Nilai Blockage Ratio Turbin.....	49

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR SIMBOL

A	Luas permukaan ( $m^2$ )
$A_c$	Luas permukaan kanal ( $m^2$ )
$A_t$	Luas sapuan turbin ( $m^2$ )
b	<i>Blockage ratio</i>
C	Panjang <i>chord foil</i> (m)
$C_D$	Koefisien <i>drag</i>
$C_L$	Koefisien <i>lift</i>
$C_P$	<i>Coefficient of performance</i>
$C_T$	<i>Coefficient of torque</i>
D	Diameter turbin (m)
E	Energi kinetik (J)
F	Gaya rotor turbin (N)
$F_D$	Gaya <i>drag</i>
$F_L$	Gaya <i>lift</i>
$m$	Massa fluida
$n$	Jumlah putaran rotor
P	Daya (Watt)
$P_T$	Daya turbin (Watt)
Q	Debit fluida ( $m^3/s$ )
R	Jari – jari turbin (m)
T	Torsi rotor (Nm)
$v$	Kecepatan aliran fluida (m/s)
$\alpha$	<i>Angel of attack</i>
$\theta$	Sudut Azimuth
$\rho$	Massa jenis ( $kg/m^3$ )
$\lambda$	<i>Tip Speed Ratio</i>
$\omega$	Kecepatan angular (rad/s)
$\sigma$	<i>Solidity</i>

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Konsumsi energi yang terus meningkat merupakan permasalahan utama yang dihadapi negara berkembang saat ini. Di Indonesia sendiri selama tahun 2011 konsumsi energi listrik mencapai 729.88 kWh per kapita, jumlah tersebut diperkirakan akan terus meningkat karena masih banyak terdapat kawasan yang belum memiliki fasilitas listrik. Terlebih lagi, energi listrik di Indonesia sebagian besar masih menggunakan bahan bakar fosil (7.4 juta kilo liter/tahun) dan batu bara (44.6 juta ton/tahun), sedangkan cadangan minyak yang dimiliki Indonesia hanya sekitar 3.7 miliar barel saja dan jumlah tersebut akan terus berkurang. Maka dari itu, diperlukan energi baru dan terbarukan yang dapat membantu memenuhi kebutuhan konsumsi energi listrik masyarakat Indonesia. Salah satunya adalah dengan menggunakan pembangkit listrik tenaga air.

Pada tahun 2011, pembangkit listrik tenaga air merupakan penyumbang terbesar produksi energi listrik di dunia dengan total kapasitas 1067 GW (Agency, International Energy, 2012). Sedangkan di Indonesia sendiri berdasarkan data yang dipublikasikan oleh kementerian ESDM tahun 2012, potensi tenaga hidro yang tersedia yakni 75,5 GW untuk pembangkit skala besar dan 712 MW untuk pembangkit dengan skala kecil hingga sedang. Dari total 76 GW yang dimanfaatkan oleh Indonesia baru 4,7 GW untuk skala besar dan 206 MW untuk skala kecil hingga sedang, atau kurang dari 7 % dari potensi yang ada (Agus Mulyantoro, Tony, 2005). Minimnya penggunaan pembangkit listrik tenaga air dapat diakibatkan oleh beberapa faktor diantaranya adalah letak geografis dan head yang tidak mencukupi. Jenis turbin yang mampu beroperasi pada daerah yang relatif dangkal dan memiliki kecepatan arus rendah seperti di Indonesia adalah Turbin *Vertical Axis Darrieus*. Beberapa kelebihan dari turbin darrieus diantaranya adalah turbin ini dapat menerima arus dari segala arah, karena

orientasi putar vertikal maka turbin ini secara langsung dapat memutar generator di atas air, memiliki efisiensi paling tinggi diantara semua jenis *Vertical Axis Turbin*, yakni mencapai 70%, serta memiliki biaya konstruksi yang relatif rendah dibandingkan jenis turbin lain (C, Robert, 1987). Untuk menghasilkan energi yang lebih banyak maka diperlukan lebih dari satu turbin untuk mengkonversi energi listrik, yakni dengan membentuk *hydro farm*. *Hydro farm* turbin arus laut pertama di dunia adalah pembangkit La Rance yang memanfaatkan 24 turbin dan menghasilkan energi total sebesar 240 MW (G. Rolandez, A. Abgottspon, T. Staubli, 2014). Tetapi dalam membentuk suatu susunan turbin (*array turbine*) terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan, salah satunya adalah efisiensi yang dihasilkan oleh *array* yang disebut sebagai *farm efficiency*. Nilai *farm efficiency* sangat bergantung pada performansi dari masing – masing turbin dalam *array* (Vennel, Simon, Scott, Steven & Divet, 2014). Faktor yang dapat mempengaruhi performansi turbin salah satunya adalah profil *wake* yang terjadi di belakang turbin.

*Wake* merupakan gelombang atau olakan tidak beraturan yang terjadi pada *downstream* turbin akibat fluida yang melewati suatu padatan. Pola dari *wake* berpengaruh dalam penentuan jarak antar turbin (*array turbine*), agar turbin pada bagian *downstream* tidak mengalami gangguan akibat turbulensi pada bagian *upstream* yang mengakibatkan terjadinya *power loss* (M. Bastankhah, F. Porte-Agel, 2014). Karena turbin hidrokinetik menghasilkan tenaga listrik dengan cara mengubah energi kinetik air menjadi listrik, maka besarnya daya yang dihasilkan turbin bergantung pada kecepatan arus. Ketika turbin berada di daerah *wake* maka energi kinetik yang diterima oleh turbin akan mengalami penurunan sehingga energi yang dihasilkan juga akan berkurang. Aliran turbulen yang disebabkan oleh *wake* juga dapat mengakibatkan terjadinya pengikisan pada dinding dan dasar sungai apabila turbin diletakkan dekat dengan dinding maupun dasar sungai, yang mana hal tersebut dapat merusak struktur sungai. Selain gangguan yang diakibatkan oleh *wake*, turbin yang berada pada kanal terbuka juga

menerima gangguan dari dinding kanal. Gangguan yang dimaksud berupa *blockage effect*, yakni perubahan perilaku aliran akibat adanya penyempitan dinding kanal. Aliran hambatan yang disebabkan oleh turbin dapat menurunkan total aliran yang melalui kanal dan mempengaruhi energi yang dihasilkan turbin (C. Garret, P. Cummins, 2008). Oleh karena itu, agar array turbin menghasilkan *overall power output* yang optimal perlu dilakukan pengamatan terhadap profil *wake* turbin dan *blockage effect* yang diberikan oleh dinding kanal terhadap variasi diameter turbin.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan diatas, maka perumusan masalah yang akan diangkat untuk mengarahkan penelitian tugas akhir ini yaitu:

- a. Bagaimana profil *wake* turbin tipe *Darrieus Straight Blade Cascade* terhadap perbesaran diameter turbin pada kanal ?
- b. Bagaimana pengaruh *blockage ratio* dengan variasi perbesaran diameter turbin terhadap kanal ?

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- a. Aliran yang melewati turbin merupakan fluida satu fasa.
- b. Simulasi untuk mengetahui profil *wake* menggunakan *Computational Fluid Dynamic*.
- c. Airfoil yang digunakan adalah seri NACA 0018.
- d. Jumlah *blade* yang digunakan pada simulasi ini adalah 9 buah dengan *aspec ratio* sebesar 8.
- e. Variasi diameter yang digunakan adalah 40, 60, dan 80 cm.

## 1.4 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang telah diuraikan di atas, maka tujuan dilaksanakannya tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Mengetahui pengaruh perbesaran diameter turbin terhadap profil *wake* turbin tipe *Darrieus Straight Blade Cascade* pada kanal.
- b. Mengetahui pengaruh *blockage ratio* dengan variasi diameter turbin terhadap kanal.

### **1.5 Sistematika Laporan**

Laporan Tugas akhir ini tersusun dari 5 bab dengan rincian sebagai berikut :

#### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bagian ini dijelaskan mengenai latar belakang dilakukannya tugas akhir, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan serta sistematika penulisan laporan.

#### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Pada Bab II dijelaskan beberapa teori singkat yang mendasari tugas akhir ini. Beberapa teori singkat yang dijelaskan pada bab ini adalah sebagai berikut :

#### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bagian ini dijelaskan mengenai tahapan – tahapan pelaksanaan tugas akhir. Bab III juga menyajikan tahapan pembuatan simulasi (cara pembuatan geometri, *meshing*, *preprocessing*, *processing* dan *postprocessing*) serta kondisi – kondisi yang diberikan untuk menentukan boundary saat simulasi hingga diperoleh hasil yang sesuai.

#### **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini ditampilkan proses validasi data hasil simulasi dengan data eksperimen untuk mengetahui nilai error. Selanjutnya dilakukan analisa data yang diperoleh dari hasil simulasi sesuai tujuan. Beberapa hal yang dibahas pada bab ini antara lain : torsi yang dihasilkan oleh turbin tunggal, profil aliran *wake* dan pengaruh *blockage ratio* pada tiap variasi diameter.

#### **BAB V PENUTUP**

Bab V merupakan bagian akhir dari bab utama dalam penyusunan laporan tugas akhir ini. Bab V berisikan kesimpulan yang menjawab tujuan tugas akhir serta saran yang diberikan oleh

peneliti. Dengan adanya saran ini, diharapkan penelitian selanjutnya dapat lebih baik dan mampu memberikan dampak yang besar terhadap perkembangan teknologi.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB II**

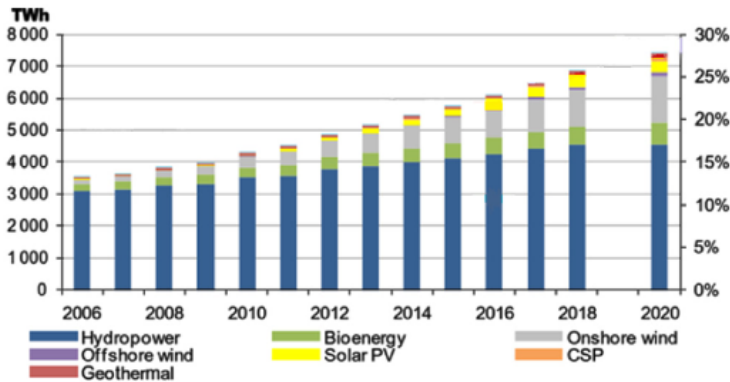
### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Energi Hidrokinetik**

Sebagian besar kebutuhan energi di dunia masih bergantung pada bahan bakar fosil, sedangkan bahan bakar fosil diperkirakan akan terus berkurang hingga 60 tahun kedepan berdasarkan jumlah penggunaannya saat ini. Tidak hanya itu, bahan bakar fosil memiliki dampak yang buruk terhadap lingkungan seperti emisi CO<sub>2</sub>, pemanasan global, serta pencemaran lingkungan. Maka dari itu dibutuhkan adanya energi alternatif yang ramah lingkungan. Beberapa energi alternatif yang dikembangkan saat ini meliputi energi hidro, energi angin, *photovoltaic* (PV), biomassa dan geothermal (Gurney & Kaygusuz, 2010). Perlu diketahui bahwa satu pertiga populasi di dunia tidak memimiliki akses energi listrik tetapi memiliki akses terhadap air mengalir. Diantara beberapa energi alternatif yang ada, hidropower merupakan pilihan utama yang digunakan oleh sebagian besar negara di dunia karena ketersediaannya yang terus menerus, densitas tinggi, memiliki tenaga paling besar, dapat diprediksi, tidak bergantung terhadap kondisi cuaca, serta memiliki dampak yang kecil terhadap lingkungan. Energi hidro dapat dihasilkan melalui ombak, pasang-surut air laut, arus laut dan aliran pada sungai. Terdapat dua metode untuk mengekstrak energi hidro yakni dengan memanfaatkan beda ketinggian (*head*), biasanya dengan membangun bendungan atau air terjun, atau dengan memanfaatkan energi kinetik yang diperoleh dari kecepatan arus laut atau sungai. Yang banyak dikembangkan saat ini adalah energi hidrokinetik karena tidak membutuhkan biaya yang banyak dan proses konstruksi yang lumayan mudah jika dibandingkan dengan energi hidro yang memanfaatkan beda potensial.

Indonesia merupakan salah satu negara yang berpotensi untuk mengembangkan pembangkit listrik hidrokinetik karena memiliki

gelombang dan arus laut yang besar. Daerah yang memiliki potensi besar hidrokinetik untuk pembangkit listrik adalah Selat Sunda, Selat Bali dan Selat Lombok. Gaya kinetik pada daerah tersebut memang tinggi karena menghimpun tekanan arus dari laut lepas. Selat Sunda mendapatkan pasokan arus dari Laut China Selatan. Sedangkan Selat Bali dan Lombok mendapatkan aliran arus laut Samudera Pasifik yang melalui Selat Makasar. Terdapat dua cara untuk mengekstrak energi hidrokinetik yakni dengan menggunakan turbin dan tanpa menggunakan turbin, seperti *float* atau sistem *bouy*, serta perangkat *oscillating water column*.



**Gambar 2.1** Jumlah energi terbarukan yang telah dan diprediksi akan digunakan di dunia (International Energy Agency)

Sementara, energi hidrokinetik yang telah terpasang di daerah Lombok pada sungai dengan kedalaman 2 meter dan lebar 2,75 meter serta memiliki kecepatan aliran sebesar 2,45 meter/detik dapat membangkitkan listrik dengan daya hidrokinetik sebesar 3,371 Watt. Prinsip utama energi hidrokinetik yakni mengubah energi kinetik yang dimiliki arus air menjadi energi kinetik yang memutar poros turbin. Besarnya energi yang dapat ditransfer pada sudu turbin bergantung oleh massa jenis air, luas area sudu dan kecepatan arus air. Energi kinetik untuk suatu massa air ( $m$ ) yang



bergerak dengan kecepatan ( $v$ ) yang nantinya akan diubah menjadi energi poros dapat dituliskan dengan persamaan sebagai berikut :

$$E = \frac{1}{2} m v^2 \quad 2.1$$

Dengan menganggap suatu pemampang melintang ( $A$ ), dimana arus air dengan kecepatan ( $v$ ) mengalami perpindahan volume tiap satuan waktu, yang disebut sebagai aliran volume atau debit ( $Q$ ) yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Q = v \times A \quad 2.2$$

Sedangkan aliran massa dengan kerapatan air ( $\rho$ ) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{m} = \rho \times v \times A \quad 2.3$$

Persamaan – persamaan di atas menunjukkan energi kinetik dan aliran massa yang melewati suatu penampang melintang ( $A$ ) sebagai energi ( $P$ ) yang ditunjukkan dengan mensubstitusikan persamaan (2.2) ke persamaan (2.1) sehingga didapatkan daya yang tersimpan pada fluida sebagai berikut :

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad 2.4$$

Sedangkan untuk daya yang mampu dihasilkan oleh rotor turbin bergantung terhadap gaya air yang mendorong turbin ( $F$ ) dan kecepatan arus air ( $v$ ), yang dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_t = F \times v \quad 2.5$$

Untuk kecepatan arus air ( $v$ ) dapat dikonversi menjadi kecepatan angular turbin ( $\omega$ ) yang memiliki jari – jari ( $R$ ) dengan rumusan sebagai berikut :

$$v = R \times \omega \quad 2.6$$

Sehingga apabila persamaan (2.6) disubstitusikan ke dalam persamaan (2.5) akan diperoleh daya yang dapat diekstrak oleh turbin sebagai berikut :

$$P_T = (F \times R) \times \omega$$

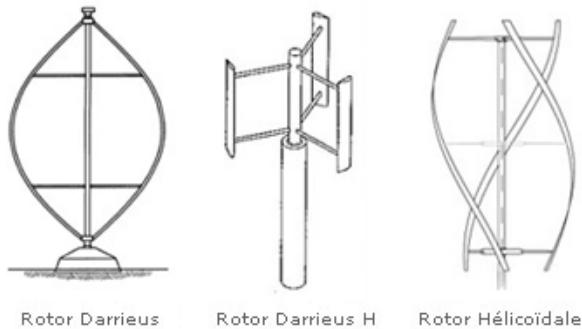
$$P_T = T \times \omega \quad 2.7$$

## 2.2 Turbin Darrieus

Terdapat beberapa cara yang dapat dilakukan untuk mengekstrak energi kinetik arus laut menjadi energi listrik. Salah satunya adalah dengan menggunakan turbin. Turbin merupakan mesin berputar yang bertujuan untuk mengkonversi energi arus air menjadi energi mekanik yang nantinya akan memutar rotor sehingga akan menghasilkan energi listrik. Turbin Darrieus merupakan salah satu jenis turbin yang dikembangkan oleh seorang *aeronautical engineer* asal Prancis yang bernama Georges Jean Marie Darrieus pada tahun 1931. Pada awalnya turbin jenis ini dikembangkan sebagai turbin angin yaitu jenis VAWT (*Vertical Axis Wind Turbine*) yang memiliki keunggulan dibanding jenis turbin HAWT (*Horizontal Axis Wind Turbine*) diantaranya tidak terlalu memperhitungkan arah aliran karena bentuknya yang simetri, tekanan gravitasi tidak mampu balik pada bentuk sudunya, mampu beroperasi pada *head* dan kecepatan yang rendah, untuk aplikasi skala kecil, biaya rendah, kebisingan rendah, desain sudu sederhana, serta *blade* turbin ini tetap bekerja pada kondisi *stall* ataupun tidak terjadi *stall*. Sedangkan kelemahannya adalah ketidakmampuan untuk melakukan *self-starting*, dan efisiensi yang rendah serta jika berada pada kecepatan yang terlalu tinggi maka *blade* akan sulit untuk dikendalikan (Zobaa, 2011). Turbin darrieus dibagi menjadi beberapa jenis yakni *Egg-beater*, *Giromill* (*Straight Bladed*), *Variable geometry oval trajectory* (VGOT), *Darrieus-Masgrowe* (*two-tier*) rotor, *Twisted three bladed*, dan *Crossflex* (Bhutta, 2012).

Prinsip kerja turbin Darrieus adalah akibat kecepatan aliran air maka menyebabkan sudu berputar dengan kecepatan putar tertentu, maka resultan dari kecepatan tersebut akan menghasilkan gaya hidrodinamis. Gaya angkat (*lift*) dihasilkan karena bentuk airfoil dari sudu turbin. Sudu – sudu ini memotong udara dengan sudut serang yang mengakibatkan gaya angkat, yang mana

mendorong sudu bergerak ke depan. Untuk mendorong turbin, torsi yang disebabkan oleh gaya angkat harus lebih besar dibanding torsi yang dihasilkan oleh gaya hambat (*drag*) sehingga menghasilkan torsi netto. Turbin Darrieus memiliki torsi rotor yang rendah tetapi jumlah rpm-nya lebih tinggi dibanding dengan turbin Savonius sehingga lebih diutamakan untuk menghasilkan energi listrik.



**Gambar 2.2** Tipe Turbin Darrieus

Parameter yang perlu diperhatikan untuk mengetahui performansi turbin diantaranya adalah *tip speed ratio* (TSR), *coefficient of performance* ( $C_p$ ), *solidity*, torsi dan daya. Arus air yang melewati turbin akan diekstrak menjadi energi mekanik. Energi yang dapat diekstrak dianggap sebagai efisiensi atau *coefficient of performance* ( $C_p$ ). Nilai  $C_p$  yang melewati turbin merupakan perbandingan antara daya keluaran yang dihasilkan rotor dengan daya aliran arus air yang secara teoritis dirumuskan sebagai berikut :

$$C_p = \frac{P_T}{\frac{1}{2} \rho A v^3} \quad 2.8$$

$P_T$  adalah daya keluaran dari rotor,  $\rho$  adalah densitas dari fluida,  $A$  adalah area yang tertutup oleh rotor, dan  $v$  adalah kecepatan fluida. Nilai  $P_T$  didapatkan dari perkalian antara torsi dengan kecepatan sudut. Torsi sebuah rotor turbin pada

kenyataannya lebih kecil dibandingkan gaya *thrust* rotor yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F = \frac{1}{2} \rho A v^2 \quad 2.9$$

Torsi merupakan tenaga atau gaya yang digunakan untuk menggerakkan sesuatu. Torsi dihasilkan dari jarak dan kecepatan, sehingga besarnya nilai torsi rotor yang memiliki jari – jari (R) secara teoritis dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T = \frac{1}{2} \rho A v^2 R \quad 2.10$$

Sedangkan *coefficient of torque* ( $C_T$ ) merupakan perbandingan antara torsi aktual dengan torsi teoritis, nilainya dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A v^2 R} \quad 2.11$$

Untuk menentukan efisiensi interaksi antara kecepatan rotasi rotor dengan kecepatan aliran air dapat dijelaskan melalui *tip speed ratio* (TSR). *Tip speed ratio* adalah rasio kecepatan ujung rotor terhadap kecepatan fluida bebas. Untuk kecepatan fluida nominal yang tertentu, *tip speed ratio* akan berpengaruh pada kecepatan putar rotor. Turbin air tipe *lift* akan memiliki *tip speed ratio* yang relatif lebih besar dibandingkan dengan turbin air tipe *drag*. *Tip speed ratio* dihitung dengan persamaan :

$$\lambda = \frac{\omega R}{v} = \frac{\pi D n}{60 v} \quad 2.12$$

Dimana D merupakan diameter rotor, n adalah putaran rotor, dan v adalah kecepatan fluida. Selain dari persamaan di atas, TSR juga dapat diperoleh dengan membandingkan koefisien daya dengan koefisien torsi yang dirumuskan sebagai berikut :

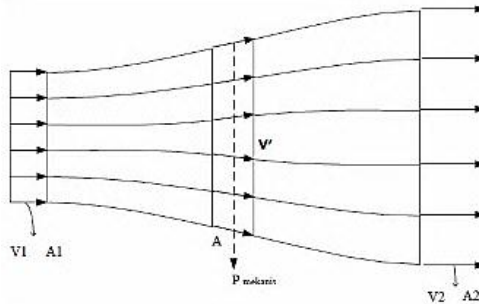
$$\frac{C_p}{C_T} = \frac{\omega R}{v} = \lambda \quad 2.13$$

*Solidity* merupakan tingkat kepadatan turbin. Untuk menentukan nilai *solidity* turbin dengan sudu yang berjumlah  $n$ , panjang *chord* foil ( $C$ ), dan diameter turbin ( $D$ ) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma = \frac{nC}{\pi D} \quad 2.14$$

### 2.3 Teori Elemen Momentum Betz

Energi kinetik dari air akan diubah menjadi energi mekanik, dengan catatan laju aliran massa air yang melewati turbin ini tidak berubah. Artinya, variabel yang berubah adalah kecepatan air saat meninggalkan turbin.



**Gambar 2.3** Pemodelan aliran Betz (Eric Hau,2006)

$v_1$  adalah kecepatan air sebelum melewati turbin dan  $v_2$  adalah kecepatan udara setelah melewati turbin. Dari persamaan kontinuitas diperoleh :

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 \quad 2.15$$

Selisih energi angin di titik (1) dengan titik (2) dapat dituliskan dengan :

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 v_1^3 - \frac{1}{2} \rho A_2 v_2^3 = \frac{1}{2} \rho (A_1 v_1^3 - A_2 v_2^3) \quad 2.16$$

Dengan memasukkan persamaan (2.1) maka :

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 v_1 (v_1^2 - v_2^2) \quad \text{atau} \quad 2.17$$

$$P = \frac{1}{2} \dot{m}(v_1^2 - v_2^2)$$

Dari persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa energi yang diekstrak akan maksimum jika  $v_2 = 0$ , artinya udara di belakang turbin tidak bergerak. Jika kecepatan udara di belakang turbin tidak bergerak maka udara di depan turbin juga tidak akan bergerak dan tidak ada aliran.

Dari hukum konservasi momentum, besarnya gaya udara yang mendesak turbin dituliskan dengan :

$$F = ma$$

$$F = m \frac{dV}{dt} = m \Delta v$$

$$F = \rho A v (v_1 - v_2)$$

$$F = \dot{m}(v_1 - v_2) \quad 2.18$$

Berdasarkan hukum Newton ketiga bahwa gaya aksi sama dengan gaya reaksi, gaya  $F$  ini mendapat reaksi dari turbin dengan besar yang sama dan meneruskannya ke aliran udara sehingga mengurangi kecepatan aliran. Akibat gaya reaksi ini, kecepatan aliran turun menjadi  $v'$ . Daya yang dibutuhkan untuk ini adalah :

$$P = Fv' = \dot{m}(v_1 - v_2)v'$$

Dengan demikian, daya mekanik yang diekstrak dari udara dapat diperoleh dari perubahan energi udara sebelum dan setelah melewati turbin.

$$\frac{1}{2} \dot{m}(v_1^2 - v_2^2) = \dot{m}(v_1^2 - v_2^2)v'$$

$$v' = \frac{1}{2} (v_1 + v_2) \quad 2.19$$

Dengan demikian, kecepatan aliran melalui turbin ekivalen dengan rata – rata penjumlahan  $v_1$  dan  $v_2$  :

$$v' = (v_1 + v_2)/2 \quad 2.20$$

Laju aliran udara menjadi :

$$m = \rho A v' = \frac{1}{2} \rho A (v_1 + v_2) \quad 2.21$$

Sehingga daya mekanik turbin dinyatakan dengan :

$$P = \frac{1}{4} \rho A (v_1^2 - v_2^2) (v_1 + v_2) \quad 2.22$$

Daya udara sebelum melewati turbin atau daya yang tersedia di dalam udara dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$P_o = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad 2.23$$

Maka diperoleh koefisien performansi turbin :

$$C_p = \frac{P}{P_o} = \frac{\frac{1}{4} \rho A (v_1^2 - v_2^2) (v_1 + v_2)}{\frac{1}{2} \rho A v^3} \quad 2.24$$

$$C_p = \frac{1}{2} \left| 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^2 \right| \left| 1 + \frac{v_1}{v_2} \right| \quad 2.25$$

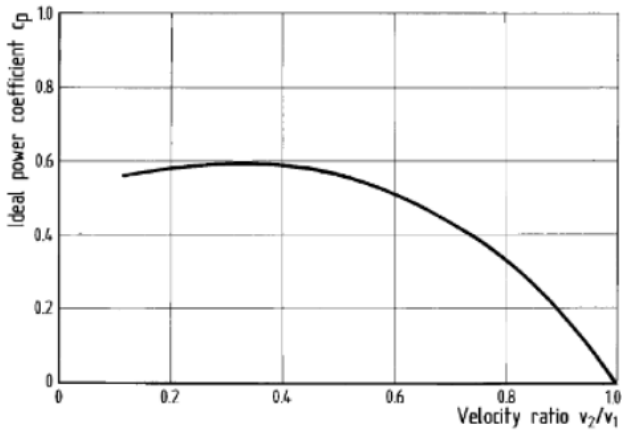
Koefisien performansi ini merupakan rasio antara energi yang terkandung di dalam udara dengan energi yang dapat diekstrak dari udara tersebut. Oleh karena itu,  $C_p$  bergantung pada rasio kecepatan udara sebelum dan sesudah melewati turbin.

Gambar 2.4C merupakan plot hasil iterasi  $C_p$  dengan memvariasikan rasio kecepatan udara sebelum dan sesudah meninggalkan turbin ( $v_2/v_1$ ). Dari hasil plot tersebut diperoleh bahwa nilai koefisien performansi maksimum pada  $v_2/v_1 = 1/3$  sehingga diperoleh :

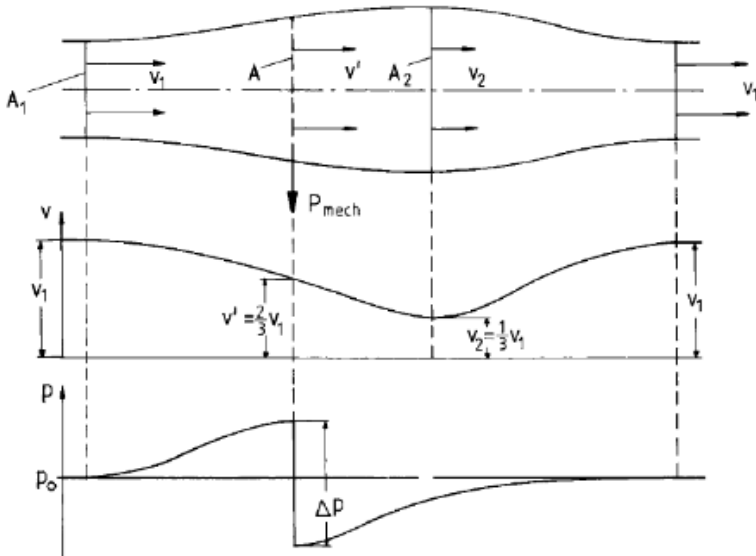
$$C_p = \frac{16}{27} = 0,593$$

Gambar 2.5 menunjukkan variasi kecepatan aliran dan tekanan statik. Saat udara mendekati turbin, udara terhambat sehingga kecepatannya berkurang sampai ke nilai minimum di belakang turbin.

Betz merupakan orang pertama yang merumuskan ini, sehingga nilai ini disebut dengan *Betz limit*.



**Gambar 2.4** Koefisien performansi terhadap rasio kecepatan (Eric Hau, 2006)



**Gambar 2.5** Profil kecepatan dan tekanan pada pemodelan Betz (Eric Hau, 2006)



Dengan mengetahui bahwa koefisien performansi ideal diperoleh pada rasio kecepatan  $v_2/v_1 = 1/3$  maka kecepatan aliran yang berada tepat di depan turbin dapat dituliskan sebagai berikut :

$$v' = \frac{2}{3} v_1 \quad 2.26$$

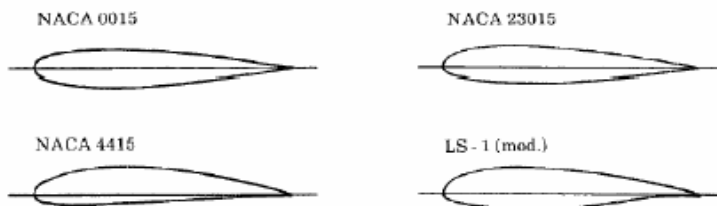
dan kecepatan udara setelah melewati turbin yakni :

$$v_2 = \frac{1}{3} v_1 \quad 2.27$$

## 2.4 Airfoil

Airfoil merupakan suatu bentuk geometri yang dibuat untuk menghasilkan gaya angkat yang lebih besar dari gaya drag pada saat ditempatkan pada sudut tertentu pada suatu aliran udara. Airfoil mempunyai bentuk ujung yang lancip untuk menjamin aliran udara agar dapat sealiran (Clancy, 1975). Profil airfoil adalah elemen penting dalam konversi energi angin. Profil airfoil memberikan nilai koefisien *drag* yang kecil jika dibandingkan dengan *lift* yang diberikan. Terdapat beberapa variabel yang dinyatakan dalam menggambarkan bentuk airfoil diantaranya panjang profil airfoil (*chord*), ketebalan (*thickness*), dan kelengkungan (*chamber*).

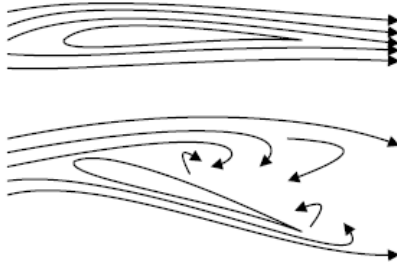
Penampang sudu dengan profil airfoil memungkinkan efisiensi yang tinggi. Untuk turbin air, profil airfoil yang digunakan bergantung pada beberapa pertimbangan salah satunya aspek koefisien daya yang ingin dicapai.



**Gambar 2.6** Jenis – jenis airfoil (Eric Hau)

Selama airfoil beroperasi maka perlu memperhatikan besarnya *angel of attack* , karena besarnya *angel of attack* yang tidak sesuai

dengan desain akan mengakibatkan terjadinya *stall*. *Stall* dapat dipahami sebagai fenomena ketika sudut serang (*angel of attack*) sangat besar atau kecepatan aliran terlalu besar sehingga udara tidak bisa mengalir secara laminar, aliran udara tidak bisa menyentuh bagian belakang sudu sehingga terjadi separasi aliran pada bagian belakang sudu. Situasi ini secara signifikan menurunkan *lift* dan meningkatkan *drag* sehingga putaran rotor terhambat. Setelah melewati turbin, akan terjadi aliran turbulen di bagian belakang turbin, fenomena inilah yang disebut sebagai *wake*. Pengaturan untuk meminimalisir terjadinya *stall* secara aktif dapat dilakukan dengan menggunakan mekanisme pengatur sudut *pitch*.



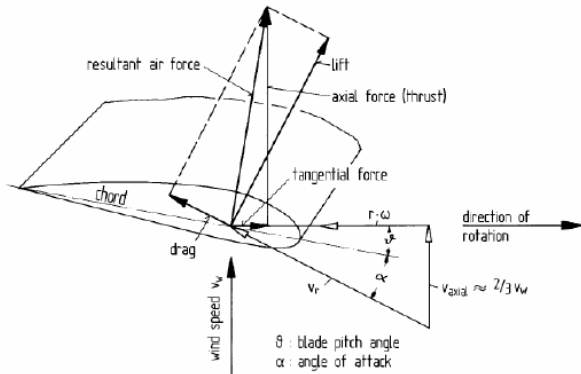
**Gambar 2.7** Fenomena stall pada kondisi angin dan sudut pitch tertentu menyebabkan separasi aliran udara (Eric Hau)

Sudut serang merupakan sudut yang terbentuk antara kecepatan relative dengan garis *chord airfoil*. Apabila diasumsikan tidak terdapat *loss momentum* akibat *actuator disk*, *local angel of attack* pada airfoil *vertical axis turbine* dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\sin\theta}{\lambda + \cos\theta} \right) - \alpha_p \quad 2.25$$

Dimana  $\lambda$  merupakan tip speed ratio,  $\theta$  adalah sudut azimuth dan  $\alpha_p$  merupakan *angel of attack* yang telah didesain. Gaya angkat menjadi nol apabila airfoil yang tidak simetris membentuk sudut negative terhadap aliran fluida sehingga sudut serang akan bernilai nol, dapat disebut sebagai *zero lift angel*. Airfoil pada bagian *upstream* akan mengekstrak momentum dari air sehingga

kecepatan aliran berkurang, hal ini menyebabkan *tip speed ratio* (TSR) pada bagian *downstream* lebih besar dari bagian *upstream* (Erna, 2015).



**Gambar 2.8** Kondisi kecepatan dan gaya yang terjadi pada sudu (Eric Hau)

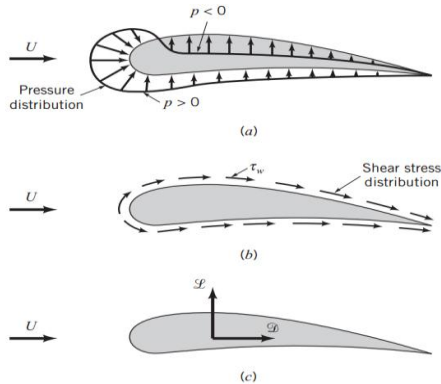
## 2.5 Lift dan Drag

Ketika sebuah benda bergerak melewati fluida akan menyebabkan interaksi antara benda dengan fluida. Interaksi terjadi dalam bentuk gaya – gaya pada daerah antar muka fluida dan benda. Hal ini dapat digambarkan dalam tegangan geser dinding ( $\tau_w$ ) akibat efek viskos dan tegangan normal akibat tekanan ( $p$ ). Distribusi tegangan geser dan tekanan yang terjadi ditunjukkan pada Gambar 2.9 (a) dan 2.9 (b).

Ketika turbin hidrokinetik tipe Darrieus diletakkan dalam suatu aliran fluida maka akan menyebabkan blade pada turbin memiliki gaya angkat dan gaya hambat, ditunjukkan pada gambar 2.10.

Gaya angkat terjadi ketika tekanan fluida dibawah sayap lebih tinggi daripada tekanan fluida diatas sayap. Saat blade berputar akan terjadi perubahan kecepatan aliran relatif yang merupakan resultan vector kecepatan aliran fluida dan kecepatan blade itu sendiri. Sudut

datang kecepatan aliran relative ini dan besar kecepatannya bergantung pada sudut azimuth.



**Gambar 2.9** Gaya – gaya dari fluida di sekeliling pada sebuah benda dua dimensi: a. gaya tekanan, b. gaya viskos, c. gaya resultan (lift dan drag) (Imanuddin, 2016)

Gaya *drag* dan *lift* dapat juga didefinisikan menggunakan perhitungan numerik yang menggunakan variabel tanpa dimensi yaitu koefisien gaya seret ( $C_D$ ) dan koefisien gaya angkat ( $C_L$ ). Selain  $C_D$  dan  $C_L$ , diperlukan juga nilai massa jenis dari fluida ( $\rho$ ), luas sapuan melintang ( $A$ ), dan bergerak dengan kecepatan arus air ( $v$ ) dirumuskan sebagai berikut :

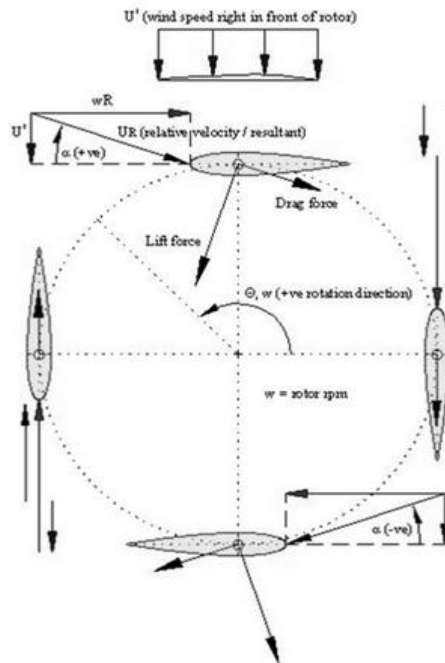
$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho A v^2} \quad 2.26$$

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho A v^2} \quad 2.27$$

Nilai  $C_D$  dan  $C_L$  yang didapatkan kemudian digunakan untuk menghitung nilai gaya *drag* ( $FD$ ) dan gaya *lift* ( $FL$ ). Kedua gaya tersebut dirumuskan dengan persamaan dibawah ini :

$$F_L = \frac{1}{2} \rho \omega^2 AC_L \quad 2.28$$

$$F_D = \frac{1}{2} \rho \omega^2 AC_D \quad 2.29$$



**Gambar 2.10** Gaya lift dan drag pada turbin vertical axis tipe Darrieus (Arsad, 2009)

## 2.6 Wake

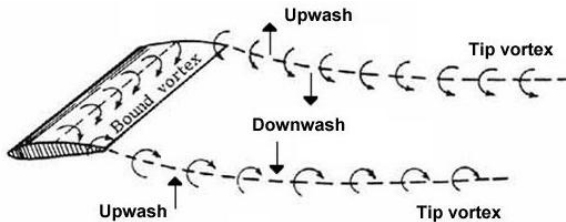
*Wake* adalah daerah aliran dengan sirkulasi yang tidak beraturan yang disebabkan oleh aliran disekitarnya yang melewati benda padat. *Wake* mengakibatkan aliran pada downstream turbin mengalami penurunan kecepatan yang signifikan dan peningkatan level turbulensi. Peningkatan level turbulensi terjadi akibat adanya *turbulence mixing* antara aliran *downstream* yang memiliki

kecepatan rendah dengan aliran *freestream* yang memiliki kecepatan tinggi. Hal tersebut menyebabkan terjadinya pertukaran energi dan momentum dari aliran *freestream* menuju aliran *downstream* atau aliran yang sudah terpengaruh oleh *wake* (Bartl, 2011). Selain itu, penurunan kecepatan yang besar menyebabkan penurunan energi yang dapat diekstrak oleh *downstream* turbin, sedangkan peningkatan level turbulensi menyebabkan terjadinya kelelahan (*fatigue*) pada *downstream* turbin (Erna, 2015). Parameter untuk melihat karakter *wake* pada daerah *downstream* dibagi menjadi 4, yakni lebar *wake*, panjang *wake* (*recovery distance*), profil rata – rata kecepatan aliran, dan intensitas turbulen.

*Wake* dari turbin terbentuk oleh sistem *vortex* yang kompleks. Sistem *vortex* dibagi menjadi 3 bagian utama yaitu *starting vortex*, *trailing vortex*, dan *bound vortex*. *Vortex* terjadi akibat adanya tekanan yang tinggi pada daerah belakang titik stagnasi, sehingga menyebabkan partikel fluida yang mengalir sepanjang *trailing edge* akan terlempar jauh dari permukaan *trailing edge* (Hantoro, R, 2009). Gerakan partikel fluida tersebut akan menghasilkan sirkulasi aliran yang melewati *boundary layer* airfoil sehingga merubah pola aliran *streamline* yang menyelubungi airfoil. Kemudian titik stagnansi akan bergerak dan bergeser ke belakang mendekati *trailing edge*. Fenomena *vortex* dapat menyebabkan munculnya separasi aliran yang memisahkan antara aliran *wake* dengan turbulensi yang tinggi dan aliran disekelilingnya. Agar turbin dapat berputar maka airfoil didesain supaya memiliki perbedaan tekanan antara bagian atas dan bawah sehingga muncul gaya *lift*. Karena perbedaan tekanan ini, terdapat fluida yang mengalir dari bagian bawah ke bagian atas airfoil melalui *tip*. Aliran tersebut akan bercampur dengan aliran utama di sekeliling airfoil sehingga akan menimbulkan *vortex* di sekitar *tip*. Ciri – ciri terjadinya *tip vortex* adalah kecepatan yang tinggi dan tekanan yang rendah (Erna, 2015).

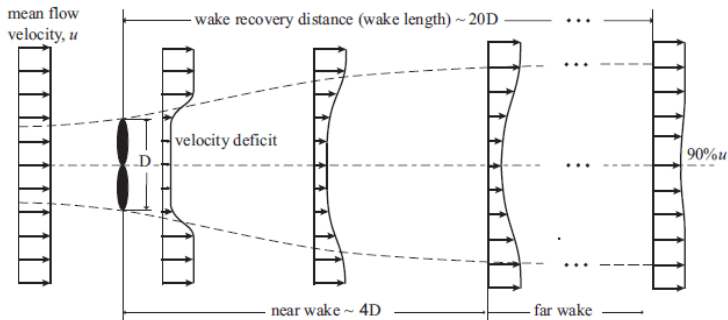
Seperti pada bagian *tip*, aliran sekunder akibat perbedaan tekanan juga terjadi pada bagian *root*. Ketika aliran sekunder

bercampur dengan aliran utama, maka akan terbentuk *root vortex*. Karena kecepatan pada bagian *root* lebih kecil jika dibandingkan dengan bagian *tip*, maka *loss* aerodinamik akibat *root vortex* lebih kecil dibandingkan *tip vortex* (Bartl, 2011). Selain *tip vortex* dan *root vortex*, terdapat *bound vortex* yang terjadi pada airfoil. *Bound vortex* terjadi akibat perubahan kecepatan yang mendadak pada airfoil dan karena adanya perbedaan tekanan (Sanderse, 2009).



**Gambar 2.11** Vortex sistem pada airfoil

*Wake recovery* merupakan kunci utama dalam menentukan jarak antar *turbine array*. *Wake recovery* dipengaruhi oleh pencampuran antara *wake* dengan aliran disekitar *wake*, yang mana prosesnya dapat dipercepat dengan meningkatkan intensitas turbulen lingkungan atau dengan memperkecil jarak antara *wake* yang berdekatan, atau jarak antara *wake* dengan *boundary* (Maganga, F, 2010).



**Gambar 2.12** Karakteristik *wake* (Bahaj AS, 2013)

*Wake* pada turbin dapat dibagi menjadi 2 daerah berdasarkan profil kecepatannya. *Near wake* merupakan daerah

terjadinya penurunan kecepatan secara seragam, dengan *shear layer* sebagai pemisah antara *wake* dan *free-stream*. Menjauhi rotor menuju ke bagian *downstream*, profil aliran *wake* semakin mengembang, turbulensi berkurang, dan kecepatan aliran putar melambat. *Tip vortex* dan *root vortex* berperan dominan dalam terbentuknya daerah *near wake*. Daerah transisi dari *near wake* menuju *far wake* didefinisikan sebagai titik dimana *shear layer* telah menyetuh daerah *centerline* dari turbin. Umumnya daerah transisi pada *downstream* kurang lebih berjarak  $4D$  dari rotor (Chamorro, LP, 2013).

## 2.7 Blockage Effect

Efek pada dinding dan dasar kanal yang menyebabkan terjadinya gaya perlawanan atau resistansi pada benda yang bergerak biasanya disebut dengan *blockage effect*. Adanya variasi kecepatan atau timbulnya gaya perlawanan akibat dinding atau batas pada kanal sebagian besar dipengaruhi oleh *blockage ratio*, yang mana dapat dirumuskan sebagai berikut :

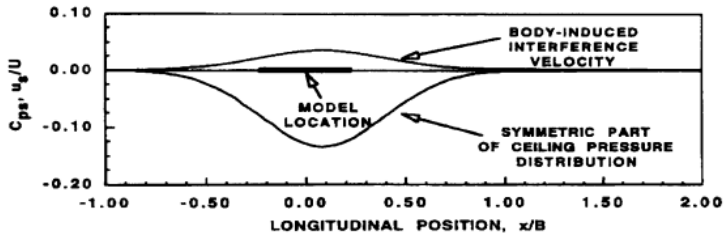
$$b = \frac{A_t}{A_c} \quad 2.30$$

Dimana  $A_t$  merupakan luas sapuan turbin dan  $A_c$  merupakan luas permukaan kanal. Variasi resistansi tidak hanya dipengaruhi oleh *blockage ratio* tetapi juga dapat disebabkan oleh panjang dan kecepatan putar turbin serta bentuk dari turbin dan kanal itu sendiri. Umumnya studi mengenai *blockage effect* bertujuan untuk menentukan seberapa besar peningkatan kecepatan aliran disekitar turbin.

*Blockage effect* dapat dikategorikan menjadi 3 komponen, yakni *solid blockage*, *wake blockage* yang menyebabkan kecepatan aliran disekitar turbin meningkat, dan *boundary* yang menyebabkan timbulnya *wake* yang berhubungan dengan peningkatan gaya *drag*. *Solid drag* merupakan karakteristik dari *blockage volume* dan buih akibat *wake* yang terbentuk disekitarnya. Kecepatan aliran pada daerah ini akan mengalami peningkatan yang sebanding dengan kecepatan *free stream*.

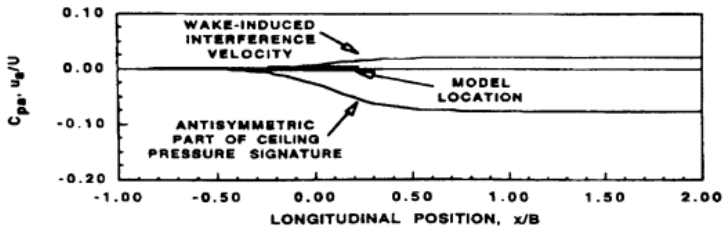


Sedangkan tekanan akan mengalami penurunan yang sebanding dengan tekanan pada daerah hulu.



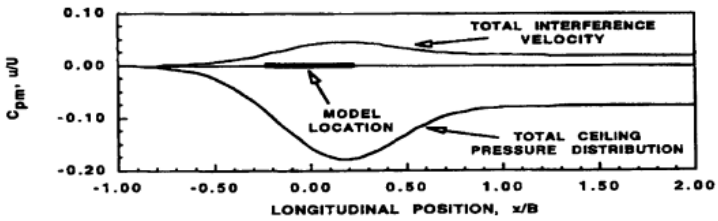
**Gambar 2.13** Grafik Distribusi Kecepatan dan Tekanan akibat pengaruh dari *Solid Blockage* (Sahini Deepak, 2004)

*Wake blockage* berhubungan dengan *boundary* yang menyebabkan terjadinya percepatan aliran akibat *viscous wake* yang berkembang. Berdasarkan hal tersebut dapat disimpulkan bahwa *wake blockage* juga mempengaruhi besarnya gaya *drag*. *Blockage ratio* yang bernilai diatas 7,5 % akan menyebabkan peningkatan gaya *drag* (Cengel, 2014). Gradasi tekanan yang dihasilkan akibat *wake* merupakan salah satu penyebab terjadinya peningkatan gaya *drag*.



**Gambar 2.14** Grafik Distribusi Kecepatan dan Tekanan akibat pengaruh dari *Wake Blockage* (Sahini Deepak, 2004)

Apabila efek dari komponen *solid blockage* dan *wake blockage* digabungkan maka akan diperoleh distribusi yang ditunjukkan oleh gambar 2.15.

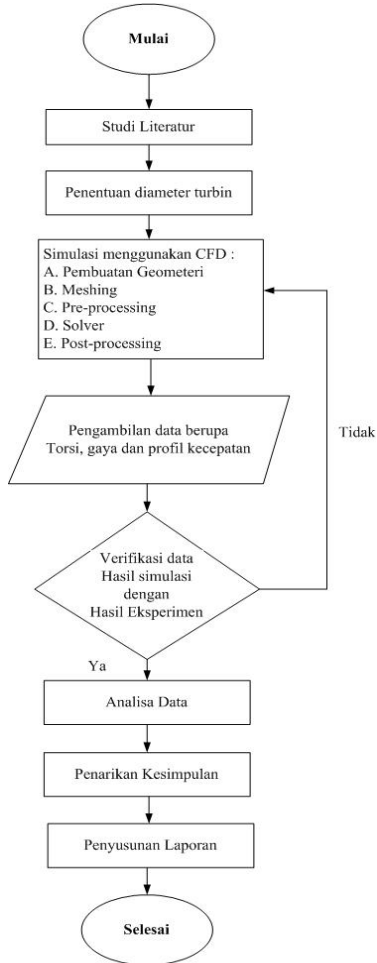


**Gambar 2.15** Grafik Distribusi Kecepatan dan Tekanan akibat pengaruh gabungan antara *Solid Blockage* dan *Wake Blockage* (Sahini Deepak, 2004)

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Berikut merupakan diagram alir mengenai tahapan pelaksanaan tugas akhir ini.



**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian

Pelaksanaan tugas akhir ini diawali dengan studi literatur. Studi literatur bertujuan sebagai pemahaman konsep yang dapat dilakukan dengan cara mempelajari jurnal maupun buku yang berkaitan dengan tugas akhir. Adapun konsep yang dipelajari pada studi literatur ini mengenai pembangkit listrik hidrokinetik, turbin darrieus, *airfoil*, konsep *lift* dan *drag*, *wake*, serta *blockage effect*.

Selanjutnya dilakukan proses simulasi dengan menggunakan *software ANSYS* yang diawali dengan pembuatan geometri turbin, *meshing*, *pre-processing* dan *post processing* dengan menggunakan data hasil eksperimen. Dari hasil simulasi didapatkan data berupa torsi, gaya dan kontur tekanan serta kecepatan aliran pada *downstream* turbin dengan variasi kecepatan *inlet* sebesar 1,1 m/s; 1,2 m/s dan 1,3 m/s. Kemudian dilakukan validasi antara data simulasi dengan data eksperimen dengan menggunakan data torsi pada azimuth  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $90^\circ$ . Apabila hasil simulasi telah mencapai eror dibawah 15% maka dapat dilakukan analisa sesuai dengan tujuan dilaksanakannya tugas akhir ini.

### 3.2 Pembuatan Geometri Turbin

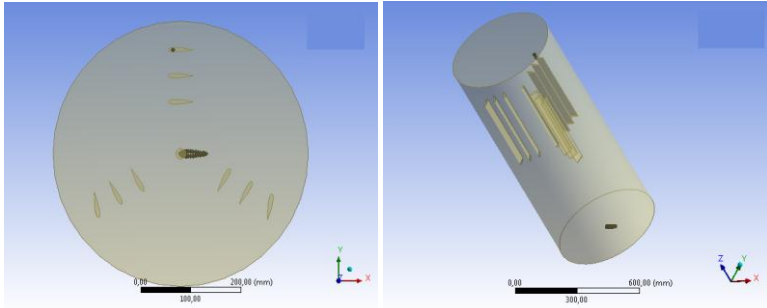
Pembuatan geometri turbin tipe *Darrieus straight blade* dengan susunan *cascade 3 blade* menggunakan *passive pitch* pada ujung turbin dengan sudut sebesar  $20^\circ$  diawali dengan mengimport *airfoil NACA 0018* ke dalam *Desain Modeller CFX*. *Airfoil* yang diimport tersebut masih berupa titik sehingga perlu dihubungkan hingga terbentuk garis, kemudian diubah menjadi bidang dan volume. Setelah *blade* terbentuk dilanjutkan dengan pembuatan *shaft*, domain tabung dan domain kanal yang menggambarkan lokasi turbin dipasang. Spesifikasi turbin yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1** Spesifikasi Turbin

No	Besaran	Nilai		
1.	Diameter Turbin	40 cm	60 cm	80 cm
2.	Panjang <i>Chord</i>	5 cm	7,5 cm	10 cm
3.	Panjang <i>Shaft</i>	40 cm	60 cm	82 cm

**Tabel 3.1** Lanjutan

4.	Diameter <i>Shaft</i>	2 cm	2 cm	3 cm
----	-----------------------	------	------	------



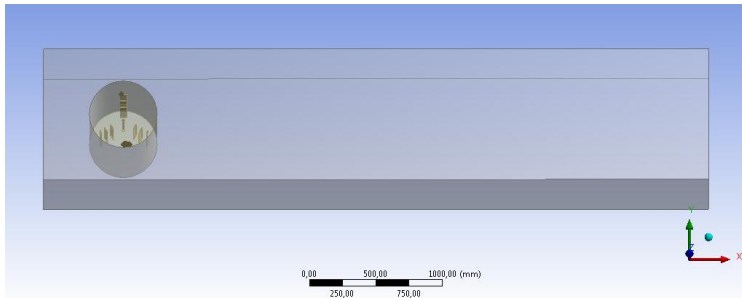
**Gambar 3.2** Turbin *Darrieus Straight Blade* diameter 40 cm dengan sudut azimuth  $0^\circ$

Domain tabung menggambarkan keadaan turbin yang berotasi. Domain kanal berbentuk balok dengan jarak *upstream* sebesar 1D dan jarak *downstream* sebesar 12,5D, dimana D merupakan diameter turbin. Spesifikasi domain silinder dan kanal dapat dilihat pada tabel 3.2.

**Tabel 3.2** Spesifikasi Domain Silinder dan Kanal

No	Besaran	Nilai		
<b>Tabung</b>				
1.	Diameter	25,5 cm	35,5 cm	45,5 cm
	Tinggi	120 cm	120 cm	120 cm
<b>Kanal</b>				
2.	Panjang	500 cm	600 cm	700 cm
	Lebar	100 cm	100 cm	100 cm
	Tinggi	120 cm	120 cm	120 cm

Kemudian balok disubstrak dengan tabung, dimana turbin *Darrieus* diletakkan di tengah – tengah domain tabung.



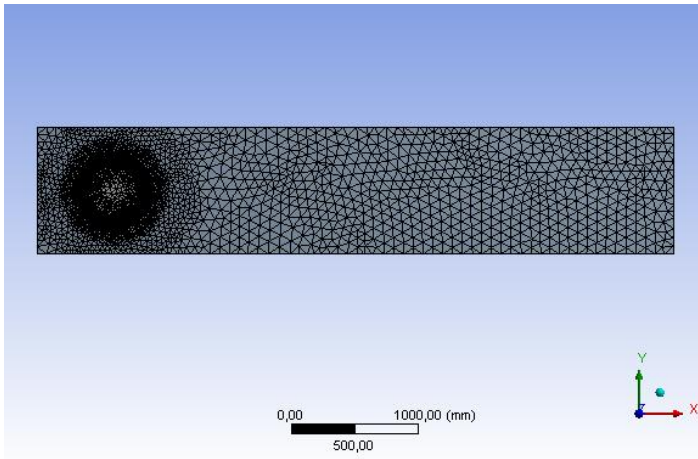
**Gambar 3.3** Domain kanal turbin *Darrieus Straight Blade* diameter 40 cm dengan sudut azimuth  $0^\circ$

### 3.3 Meshing

*Meshing* merupakan proses membagi geometri menjadi bagian – bagian kecil yang disebut sebagai *control volume*. Pada setiap bagian yang telah dibagi tersebut akan dilakukan perhitungan persamaan konversi energi, massa, momentum, dan persamaan lain yang diterapkan di masing – masing *control volume*. Semakin kecil *mesh* yang digunakan, maka semakin baik pula akurasi. Namun semakin berat juga komputasi yang harus dilakukan.

Selain ukuran *mesh*, jenis *mesh* yang digunakan juga sangat mempengaruhi kualitas *mesh*. Kualitas *mesh* dapat dilihat dari beberapa parameter diantaranya nilai *element quality*, *skewness*, dan *orthogonal quality*. Semakin tinggi nilai *element quality* dan *orthogonal quality* maka semakin baik hasil *mesh*, sedangkan semakin kecil nilai *skewness* maka semakin baik hasil *mesh*. Dalam tugas akhir ini digunakan *mesh* jenis *tetrahedron*.

Ukuran *mesh* dibedakan pada tiap – tiap bagian agar hasil simulasi valid tanpa membutuhkan komputasi yang besar. Bagian turbin (*foil* dan *shaft*) memiliki ukuran *mesh* yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan ukuran *mesh* domain. Ukuran *mesh* turbin berbeda – beda pada tiap diameter yakni sebesar 5 mm, 10 mm, dan 12,5 mm untuk diameter 40 cm, 60 cm serta 80 cm, sedangkan ukuran *mesh* domain disetting dengan ukuran tetap yakni 22,5 mm.



**Gambar 3.4** Meshing pada *Darrieus Straight Blade* diameter 40 cm

### 3.4 Pre-processing dan Processing

Pada tahap ini dilakukan pengkondisian batas atau *boundary condition*. Pemilihan kondisi batas harus disesuaikan dengan hasil eksperimen agar mendapatkan hasil yang valid. Kondisi batas untuk turbin *Darrieus Straight Blade* pada penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.3 berikut.

**Tabel 3.3** Kondisi Batas

No	Kondisi Batas	Posisi	Kondisi
Domain Kanal ( <i>Fluid Domain</i> )			
1.	<i>Inlet</i>	Depan domain kanal	Kecepatan sesuai dengan kecepatan saat eksperimen <i>Turbulence model</i> : <i>medium intensity</i> untuk turbin dengan kecepatan 1,1 m/s.

**Tabel 3.3 Lanjutan**

			<i>Turbulence model : high intensity untuk turbin dengan kecepatan 1,2 m/s dan 1,3 m/s.</i>
2.	<i>Opening</i>	Atas domain kanal	<i>Opening pressure and Direction Relative Pressure = 0, Default intensity and Autocompute length</i>
3.	<i>Outlet</i>	Belakang domain kanal	<i>Average static pressure Relative Pressure = 0, Average Over Whole Outlet</i>
4.	<i>Free-surface kanal</i>	Kanan, kiri dan bawah domain kanal	<i>No slip wall</i>
5.	<i>Interface</i>	Permukaan dalam tabung	<i>Mesh Connection : GGI</i>
<b>Domain Tabung (<i>Fluid Domain</i>)</b>			
1.	<i>Free-surface tabung</i>	Atas dan bawah domain tabung	<i>Free slip wall</i>
2.	<i>Interface</i>	Permukaan luar tabung	<i>Mesh Connection : GGI</i>
<b>Turbin (<i>Immersed Solid</i>)</b>			
1.	Turbin	<i>Airfoil dan shaft</i>	<i>No slip wall Dengan kecepatan rotasi sesuai data hasil eksperimen</i>



Dalam simulasi ini digunakan model turbulensi SST karena model turbulensi ini hanya membutuhkan kondisi batas dan kondisi awal untuk menghitung aliran *thin shear layer* serta *recirculating flow* tanpa menyesuaikan model tiap kasus.

Setelah menyelesaikan tahap *pre-processing*, selanjutnya adalah tahap *post-processing*. Pada tahap ini, dilakukan iterasi sampai hasil yang diperoleh konvergen. Hasil yang konvergen ditandai dengan nilai RMS dibawah  $10^{-4}$ . Setelah proses iterasi selesai, maka akan diperoleh hasil simulasi. Dilakukan pengambilan data torsi, gaya dan profil tekanan serta kecepatan aliran dari hasil simulasi. Kemudian data – data tersebut diolah dan dianalisa.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Validasi Hasil Simulasi

Validasi data merupakan salah satu proses penting dalam suatu penelitian terutama untuk simulasi. Pada proses validasi ini akan didapatkan kesesuaian hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya. Proses validasi dilakukan dengan cara memberikan input kecepatan aliran saat eksperimen, arah foil pada tiap sudut azimuth sehingga hasil deviasi bernilai kurang dari 15%, dalam hal ini variabel yang digunakan sebagai acuan berupa nilai torsi yang dihasilkan saat eksperimen. Input berupa nilai RPM turbin telah disesuaikan dengan nilai RPM hasil eksperimen. Perbandingan hasil validasi simulasi yang dilakukan dapat dilihat pada tabel 4.1 berikut.

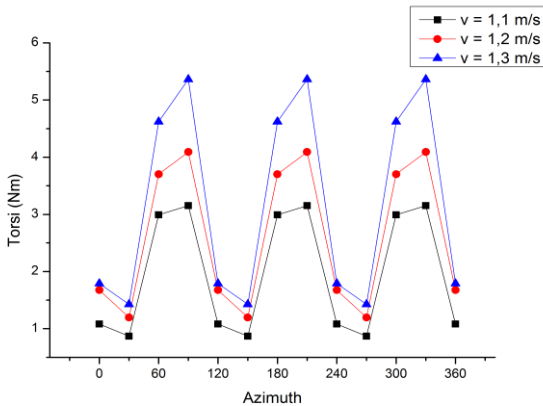
**Tabel 4.1** Validasi Hasil Simulasi

Variasi Turbin	Jumlah Mesh	Nilai Torsi (Nm)		Error (%)
		Simulasi	Eksperimen	
40 cm	7.116.240	2,024	1,72983	16,11
60 cm	8.672.138	13,265	12,693	4,51
80 cm	3.032.312	34,113	30,184	13,02
<b>Error rata - rata</b>				11,213

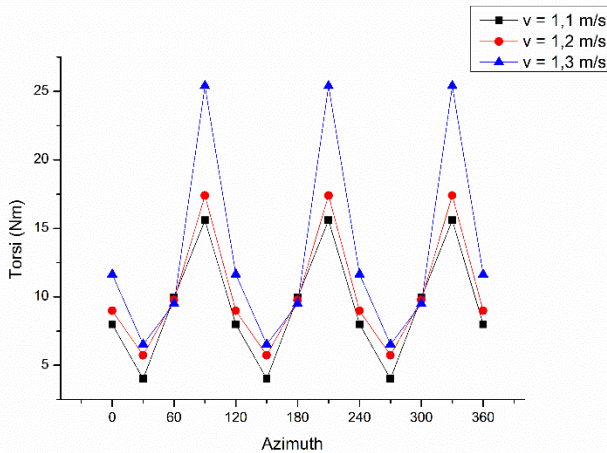
Pada ketiga variasi turbin didapatkan error dari masing – masing variasi diameter sebesar 16,11%, 4,51%, dan 13,02% ,sehingga diperoleh error rata – rata dari keseluruhan model sebesar 11,213%. Dimana error tersebut bernilai kurang dari 15% yang mana menunjukkan bahwa ukuran mesh dan kondisi batas yang digunakan dianggap telah sesuai dan mendekati kondisi sebenarnya sehingga dapat digunakan untuk melakukan simulasi pada berbagai kecepatan arus air pada penelitian ini (Petri dkk, 2015).

#### 4.2 Torsi untuk Turbin Tunggal (*Stand Alone Turbine*)

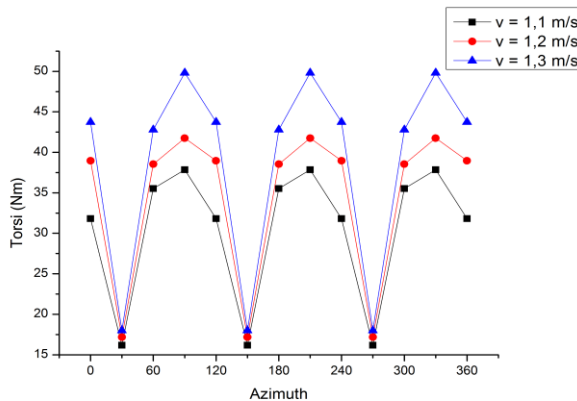
Gaya dan torsi merupakan salah satu variabel penting yang dapat mempengaruhi performansi dari turbin. Gaya dan torsi pada turbin yang berotasi berada pada tiap foil dan shaft, yang mana pada tiap foil dan shaft tersebut terdapat gaya terhadap sumbu x, y dan z. Gaya pada sumbu z merupakan gaya yang dapat menyebabkan turbin mengalami vibrasi dan umumnya gaya pada sumbu z bernilai relatif kecil sehingga dapat diabaikan. Pengambilan data gaya dan torsi dilakukan pada setiap sudut azimuth  $30^\circ$ , sehingga terdapat 12 titik pengambilan data dalam satu putaran penuh. Tetapi untuk simulasi hanya dilakukan sebanyak 4 kali untuk satu kali putaran, hal tersebut disebabkan karena grafik yang dihasilkan oleh torsi turbin membentuk pola sinusoidal dimana terdapat kesamaan pola pada sudut  $0^\circ$ ,  $120^\circ$ , dan  $240^\circ$ . Sehingga data untuk sudut azimuth  $120^\circ$  dan  $240^\circ$  dapat diwakili menggunakan data pada sudut azimuth  $0^\circ$ . Pola yang berulang pada ketiga titik tersebut menyesuaikan dengan jumlah lengan pada turbin, dimana turbin yang digunakan pada penelitian ini memiliki 3 lengan sehingga perulangan terjadi pada 3 titik. Pola tersebut dapat dilihat pada gambar 4.1 hingga 4.3.



**Gambar 4.1** Resultan torsi turbin diameter 40 cm pada tiap kecepatan



**Gambar 4.2** Resultan torsi turbin diameter 60 cm pada tiap kecepatan



**Gambar 4.3** Resultan torsi turbin diameter 80 cm pada tiap kecepatan

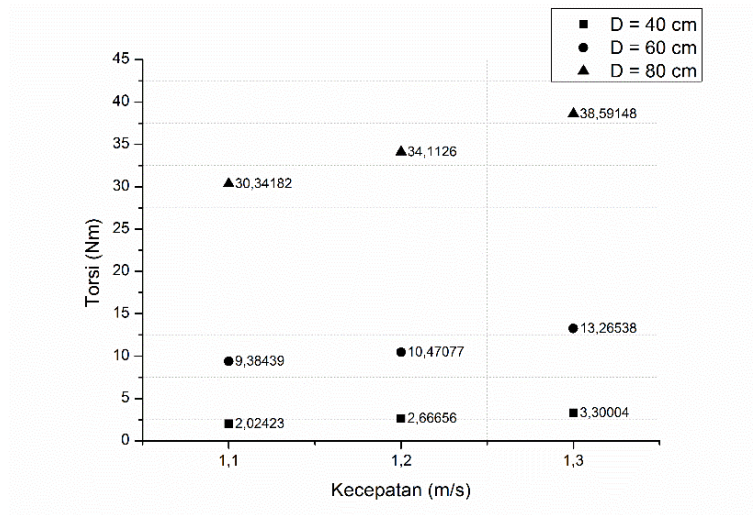
Pola sinusoidal yang dihasilkan turbin diakibatkan oleh perubahan *angle of attack* pada tiap *blade*. Dari pola resultan torsi yang dihasilkan turbin pada masing – masing diameter dan kecepatan, didapatkan bahwa nilai resultan torsi tertinggi untuk

diameter 40 cm adalah 5,361 Nm pada sudut azimuth  $90^0, 210^0$ , dan  $330^0$  pada kecepatan arus 1,3 m/s. Torsi terbesar untuk turbin dengan diameter 60 cm berada pada sudut azimuth  $90^0, 210^0$ , dan  $330^0$  pada kecepatan arus 1,3 m/s dengan nilai sebesar 25,4 Nm. Sedangkan untuk diameter 80 cm torsi terbesar berada pada sudut azimuth  $90^0$  pada kecepatan arus 1,3 m/s dengan nilai sebesar 49,82 Nm. Hal tersebut dikarenakan pada sudut azimuth  $90^0, 210^0$  dan  $330^0$ , posisi *blade* pada sudut tersebut merupakan posisi dimana *blade* mengalami kontak terbesar dengan arus air sehingga luas sapuan dari tiap *blade* menjadi besar. Semakin besar luas area sapuan, maka akan semakin besar pula torsi maupun gaya yang dihasilkan, dimana nilai torsi berbanding lurus dengan luas sapuan turbin seperti pada persamaan 2.6 dan 2.7. Selain itu, pada sudut azimuth  $90^0, 210^0$  dan  $330^0$  koefisien lift yang dihasilkan oleh *blade* bernilai optimum sehingga torsi dan gaya yang dihasilkan juga bernilai optimum.

Gaya total dan Torsi total pada turbin merupakan resultan gaya pada sumbu x dan sumbu y yang dihasilkan selama turbin berputar. Gaya dan Torsi total dari sebuah turbin diperoleh dengan merata-ratakan nilai gaya dan torsi dari turbin pada tiap sudut azimuth. Hasil dari torsi total untuk masing – masing diameter turbin dapat dilihat pada gambar 4.4.

Pada simulasi ini, diberikan variasi kecepatan arus air sebesar 1,1 m/s, 1,2 m/s dan 1,3 m/s. Dari hasil simulasi diketahui bahwa semakin besar kecepatan arus air maka semakin besar torsi yang dihasilkan. Sehingga torsi terbesar yang diperoleh turbin pada ketiga diameter yakni ketika turbin memiliki kecepatan *inlet* sebesar 1,3 m/s dengan nilai 3,3 Nm untuk diameter 40 cm, 13,265 Nm untuk diameter 60 cm dan 38,5914 Nm untuk diameter 80 cm. Hal tersebut sesuai dengan persamaan 2.6 dan 2.7, dimana Torsi dan gaya sebanding dengan kuadrat dari kecepatan. Dari grafik diperoleh pula bahwa semakin besar diameter turbin maka torsi yang mampu dihasilkan akan semakin besar. Karena semakin besar

turbin maka massa dari turbin akan semakin besar pula, sehingga momen inersia yang dihasilkan juga akan bertambah besar. Torsi merupakan hasil perkalian antara momen inersia dan percepatan putaran turbin, sehingga peningkatan momen inersia akan menyebabkan torsi yang dihasilkan akan semakin besar pula.



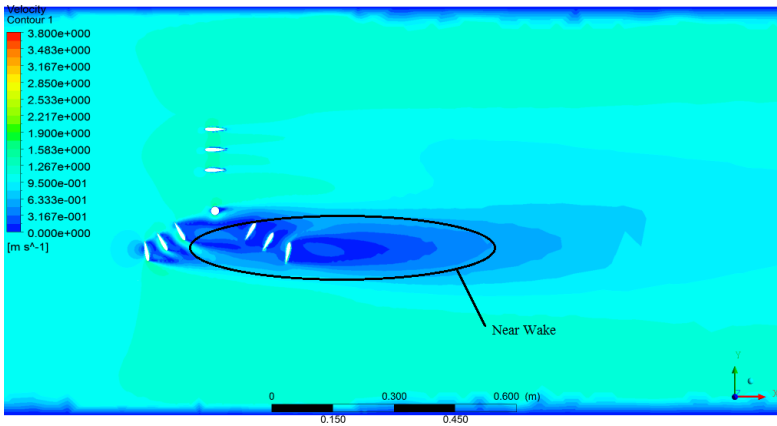
**Gambar 4.4** Grafik Hubungan Torsi terhadap Kecepatan Aliran

### 4.3 Profil Wake pada Turbin Tunggal (*Stand Alone Turbine*)

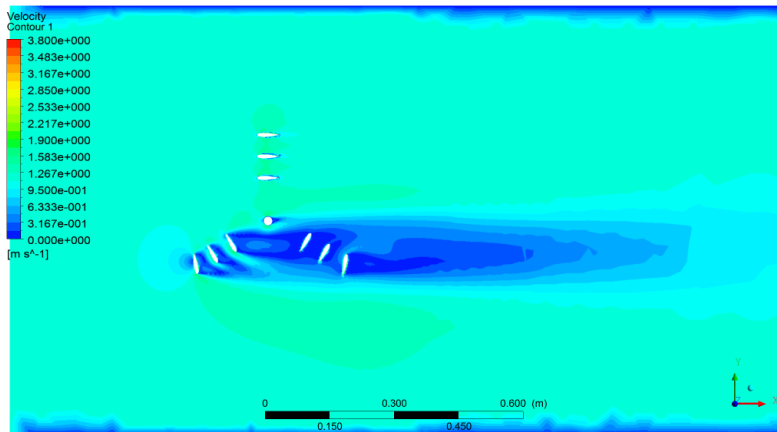
*Wake* atau aliran yang tidak beraturan yang terjadi ketika fluida melewati benda padat merupakan fenomena yang biasa terjadi, terutama pada turbin yang berputar. *Wake* tersusun dari interaksi antara *vortex* yang terbentuk di belakang turbin. *Wake* terjadi akibat adanya *turbulence mixing* antara aliran berkecepatan rendah di belakang turbin dengan aliran berkecepatan tinggi yang berasal dari lingkungan. *Turbulence mixing* akan mengakibatkan terjadinya pertukaran energi dari lingkungan ke daerah *wake* sehingga kecepatan pada daerah *wake* perlahan – lahan akan kembali menyesuaikan kecepatan lingkungan. Fenomena ini

disebut juga sebagai *wake recovery*. Penentuan panjang daerah *wake* berguna untuk pemasangan *array turbine*, karena turbin yang berada pada *downstream* akan mengalami penurunan performansi akibat energi yang telah diekstrak pada *upstream*.

Gambar 4.5 hingga 4.7 menunjukkan profil *wake* turbin diameter 40 cm, 60 cm dan 80 cm pada sudut azimuth 0 untuk kecepatan 1,1 m/s, 1,2 m/s dan 1,3 m/s.

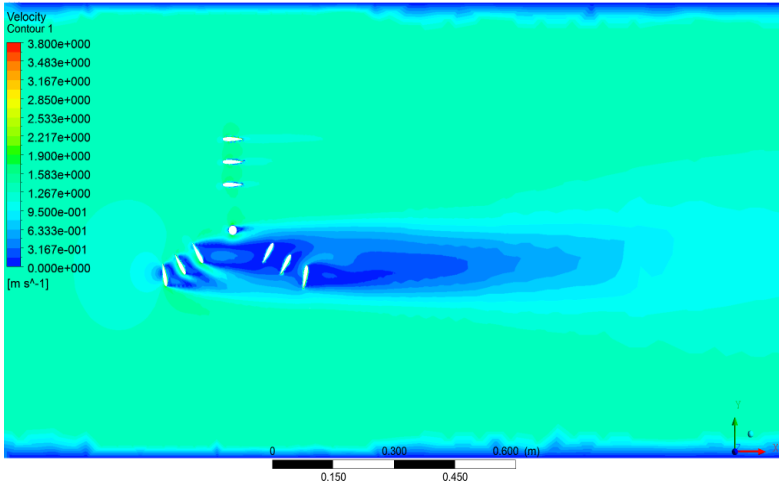


(a)



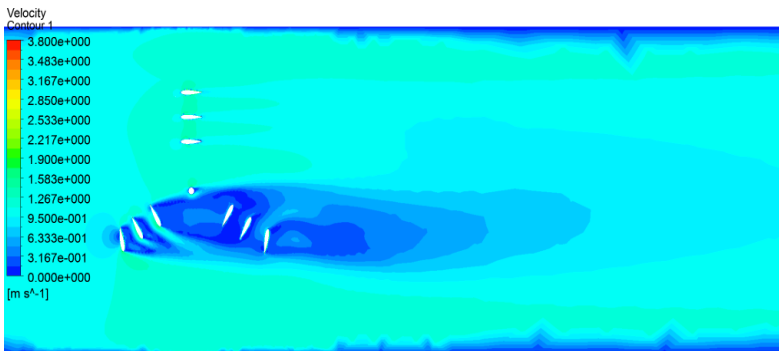
(b)



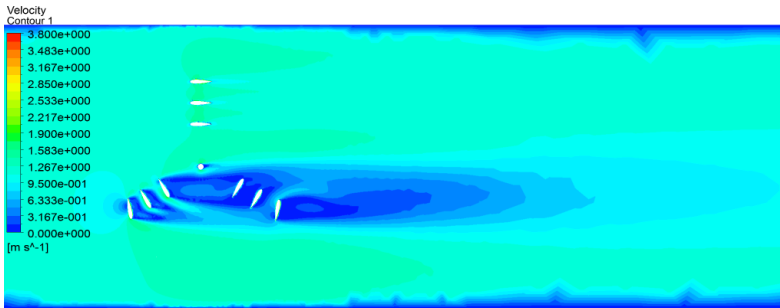


(c)

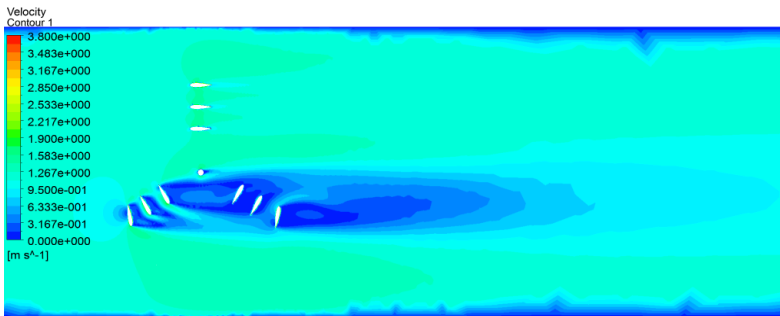
**Gambar 4.5** Profil *Wake* Turbin dengan diameter 40 cm pada azimuth 0 untuk Kecepatan Arus Kanal : (a) 1,1 m/s ;(b) 1,22 m/s dan (c) 1,34 m/s



(a)

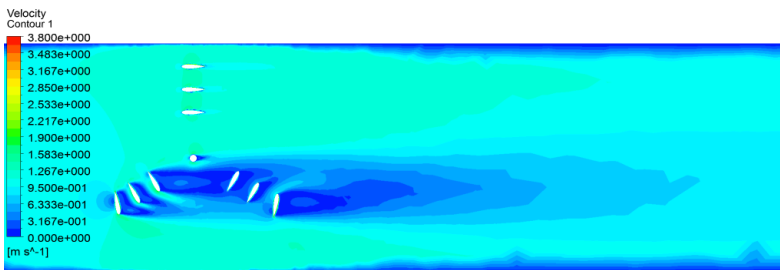


(b)

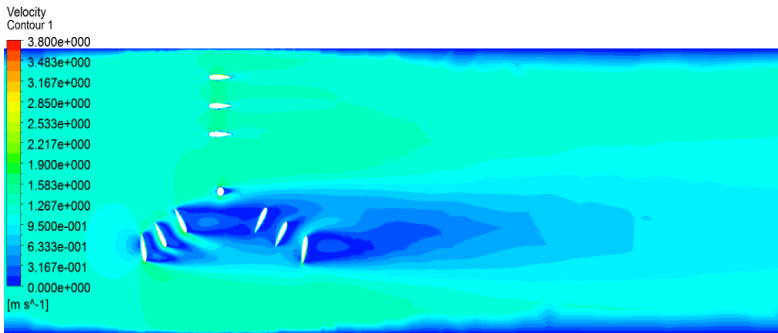


(c)

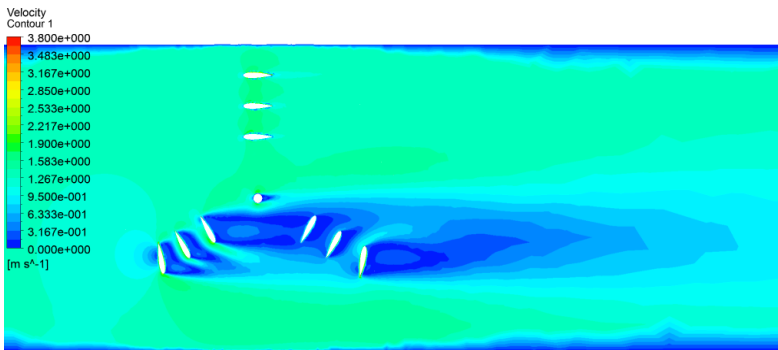
**Gambar 4.6** Profil *Wake* Turbin dengan diameter 60 cm pada azimuth 0 untuk Kecepatan Arus Kanal : (a) 1,1 m/s ;(b) 1,2 m/s dan (c) 1,3 m/s



(a)



(b)



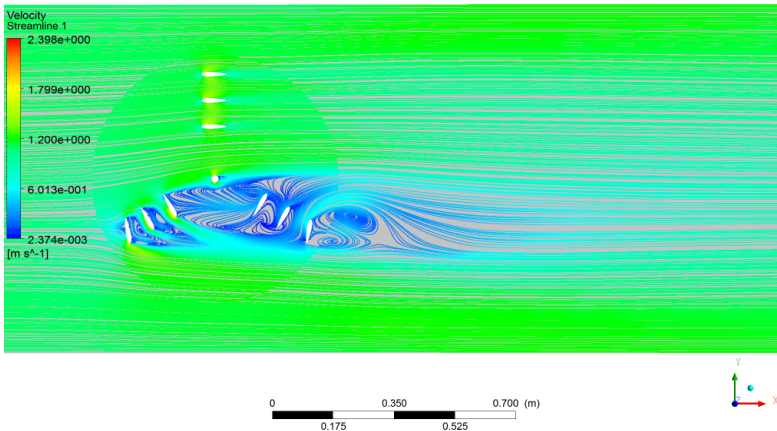
(c)

**Gambar 4.7** Profil *Wake* Turbin dengan diameter 80 cm pada azimuth 0 untuk Kecepatan Arus Kanal : (a) 1,1 m/s ;(b) 1,2 m/s dan (c) 1,3 m/s

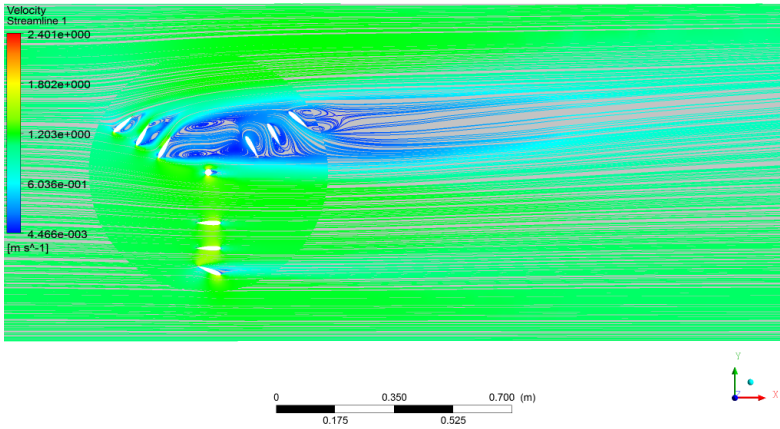
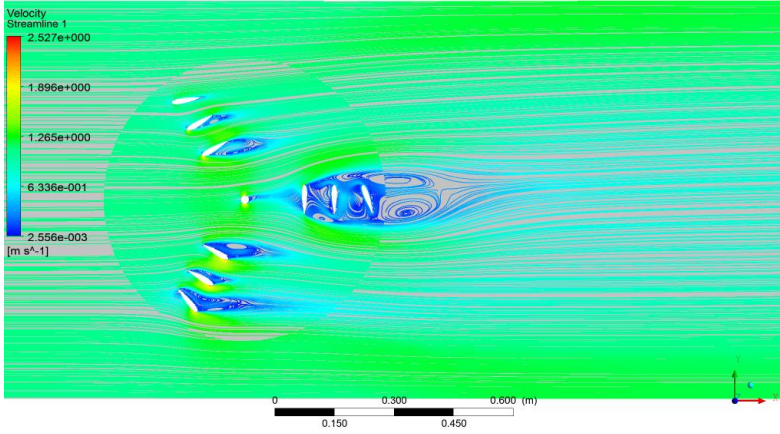
Dari hasil simulasi didapatkan bahwa semakin besar kecepatan *inlet* maka semakin pendek *near wake* yang terbentuk, sehingga untuk *near wake* terpanjang dihasilkan oleh turbin dengan kecepatan *inlet* 1,1 m/s. Panjang *near wake* turbin diameter 40 cm pada sudut azimuth  $0^\circ$  untuk kecepatan 1,1 m/s yakni sepanjang 2,32 D, untuk kecepatan 1,2 m/s yakni sepanjang 2,14 D, serta sejauh 2,12 D untuk kecepatan 1,3 m/s. Turbin dengan diameter 60 cm pada sudut azimuth  $0^\circ$  memiliki panjang *near wake* sejauh 1,92

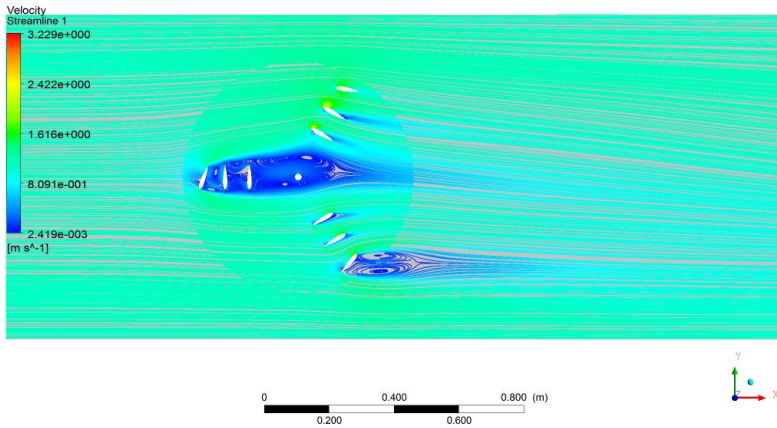
D untuk kecepatan 1,1 m/s, panjang *near wake* untuk kecepatan 1,2 m/s yakni sepanjang 1,85 D dan untuk kecepatan 1,3 m/s panjang *near wake* yang dihasilkan sejauh 1,77 D. Untuk turbin diameter 80 cm pada sudut azimuth  $0^\circ$ , panjang daerah *near wake* yang dihasilkan pada kecepatan 1,3 m/s adalah 1,9 D, untuk kecepatan 1,2 m/s sejauh 1,75 D dan sepanjang 1,68 D untuk kecepatan 1,1 m/s.

Dari hasil simulasi diperoleh juga profil *wake* paling pendek terjadi pada sudut azimuth  $90^\circ$  dan *wake* paling besar berada pada sudut azimuth  $0^\circ$  dan  $60^\circ$ , hal tersebut dikarenakan pada sudut azimuth  $0^\circ$  dan  $60^\circ$  posisi *blade* yang tegak lurus terhadap arah aliran lebih banyak dibandingkan azimuth lain sehingga separasi aliran disekitar turbin akan lebih besar. Profil aliran tiap azimuth dapat dilihat pada gambar 4.8.



(a)



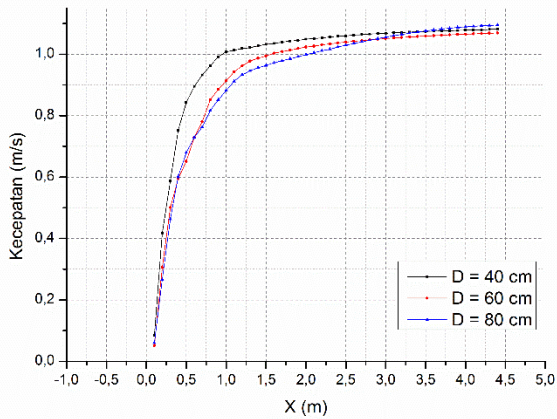


(d)

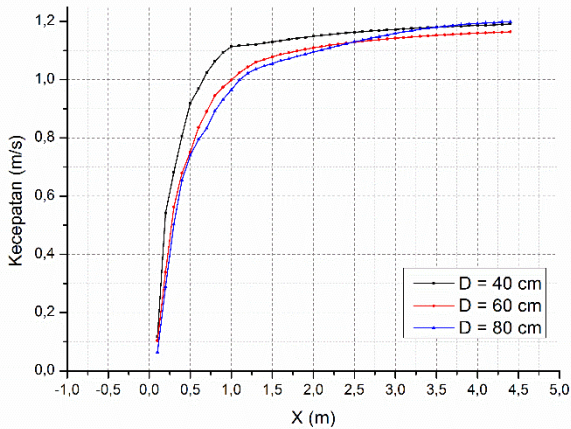
**Gambar 4.8** Profil Aliran Wake Turbin Diameter 60 cm pada sudut azimuth : (a)  $0^\circ$  ;(b)  $30^\circ$  ;(c)  $60^\circ$  dan (d)  $90^\circ$

Wake akan mengakibatkan terjadinya penurunan kecepatan pada daerah *downstream* turbin yang disebabkan karena adanya ekstraksi energi air oleh turbin. Penurunan kecepatan di tiap diameter dan masing – masing kecepatan dapat dilihat pada grafik 4.9 hingga 4.11.

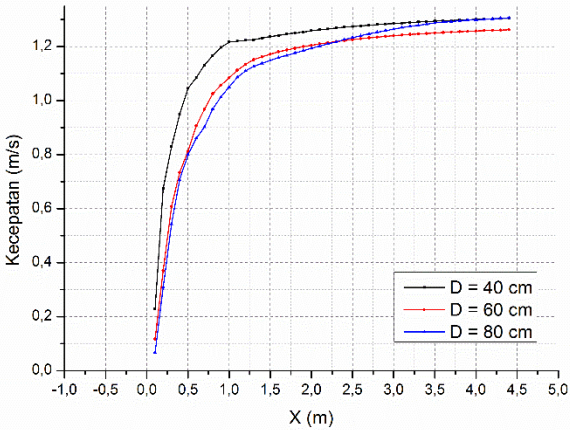
Berdasarkan grafik 4.9 hingga 4.11 didapatkan bahwa *wake recovery* paling cepat terjadi pada diameter 40 cm pada tiap kecepatan. Semakin besar kecepatan pada *upstream* turbin maka semakin cepat juga *wake recovery* yang terjadi. Hal tersebut dikarenakan adanya transfer momentum antara *wake* dengan aliran disekitar turbin. Profil aliran turbin di ketiga diameter akan terkonservasi kembali pada jarak  $5D$  dari turbin.



**Gambar 4.9** Profil Kecepatan aliran pada sumbu X turbin dengan azimuth  $90^\circ$  pada kecepatan 1,1 m/s



**Gambar 4.10** Profil Kecepatan aliran pada sumbu X turbin dengan azimuth  $90^\circ$  pada kecepatan 1,2 m/s

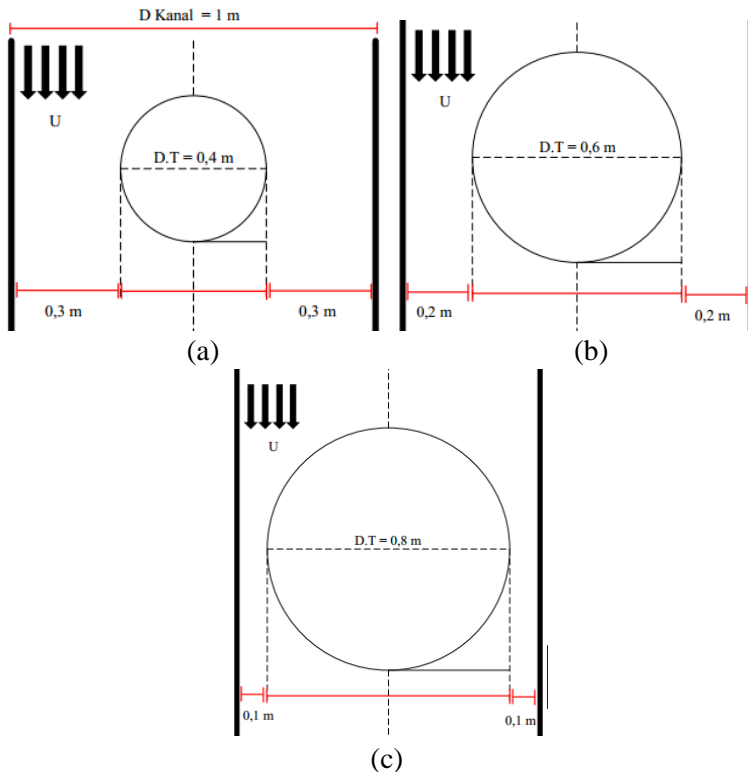


**Gambar 4.11** Profil Kecepatan aliran pada sumbu X turbin dengan azimuth  $90^\circ$  pada kecepatan 1,3 m/s

#### 4.4 Blockage Effect

*Blockage effect* merupakan efek atau gaya hambat oleh fluida yang disebabkan adanya interaksi fluida disekitar model dengan fluida disekitar dinding kanal sehingga menyebabkan terjadinya perubahan pola pada aliran *free stream*. Blockage effect terbagi menjadi 3 jenis yakni *solid blockage*, *wake blockage* dan *boundary blockage*. Pengaruh *blockage effect* biasanya dapat diketahui dengan membandingkan parameter non dimensional, yakni *blockage ratio*, dengan parameter lainnya. *Blockage ratio* adalah perbandingan antara luas kanal dengan luas hidrolik turbin. Pada kasus pengujian turbin pada kanal, efek dari blockage untuk turbin angin dan hydrokinetik dalah sama, baik untuk wind tunnel atau kanal air (Kinsey & Dumas, 2017). Berikut merupakan ilustrasi mengenai *blockage effect* pada turbin diameter 40 cm, 60 cm, dan 80 cm ditunjukkan pada gambar 4.12.





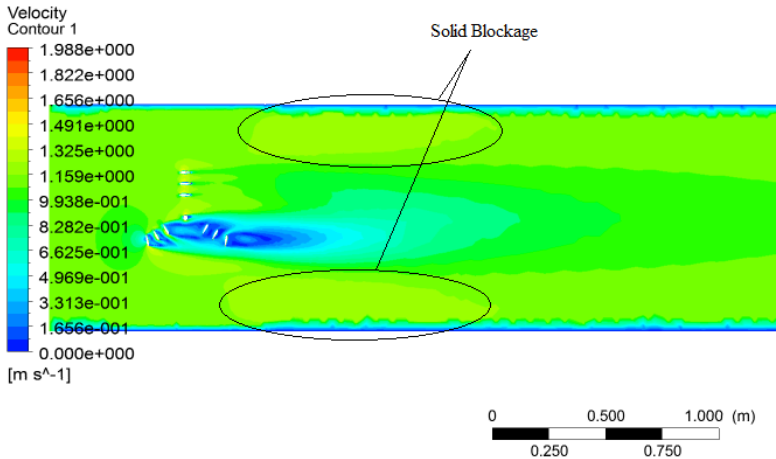
**Gambar 4.12** Ilustrasi *Blockage ratio* turbin pada diameter : (a) 40 cm; (b) 60 cm dan (c) 80 cm

Nilai *blockage ratio* turbin dengan diameter 40 cm, 60 cm dan 80 cm dapat dilihat pada tabel 4.2 berikut.

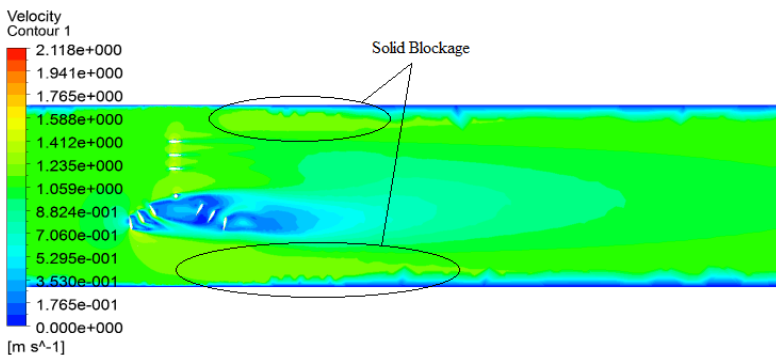
**Tabel 4.2** Nilai *Blockage Ratio* Turbin

Diameter Turbin (m)	Luas Hidrolik Turbin (m <sup>2</sup> )	Luas Kanal (m <sup>2</sup> )	<i>Blockage Ratio</i>
0,4	0,16	1,2	0,13
0,6	0,36	1,2	0,3
0,8	0,64	1,2	0,53

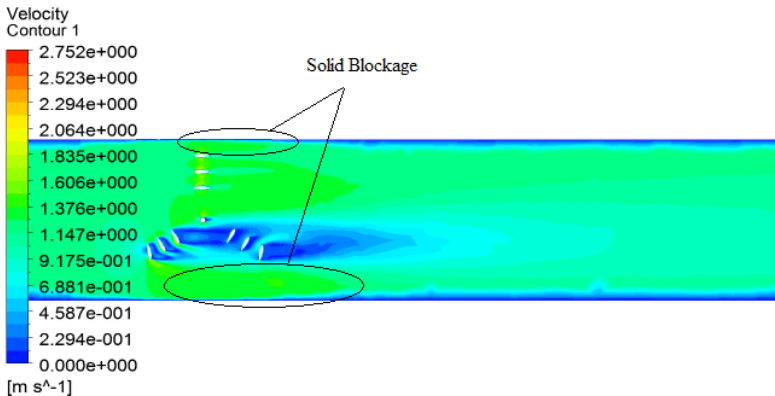
Dari hasil simulasi dapat dilihat bahwa *blockage effect* jenis *solid blockage* terjadi pada daerah samping turbin, dimana kecepatan didaerah tersebut mengalami peningkatan, seperti pada gambar 4.13 berikut.



(a)



(b)

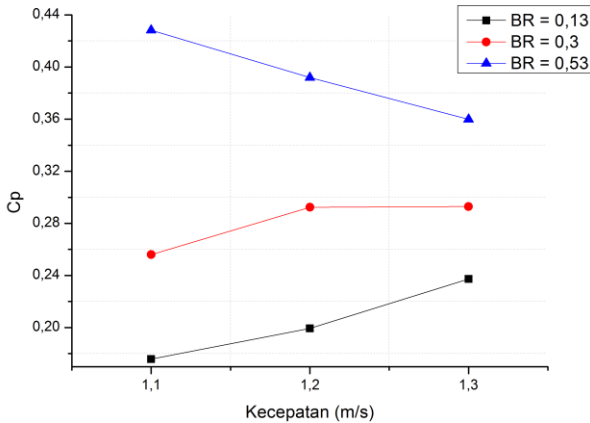


(c)

**Gambar 4.13** Profil *Solid Blockage* turbin pada diameter : (a) 40 cm; (b) 60 cm dan (c) 80 cm pada kecepatan 1,1 m/s

Pada turbin diameter 40 cm dan 60 cm dengan kecepatan *inlet* 1,1 m/s, kecepatan aliran pada daerah *solid blockage* rata – rata mengalami peningkatan hingga 1,2 m/s. Sedangkan untuk turbin diameter 80 cm dengan kecepatan inlet 1,1 m/s mengalami peningkatan kecepatan aliran hingga 1,225 m/s pada daerah *solid blockage*. Tetapi daerah *solid blockage* turbin diameter 80 cm relatif lebih pendek dibandingkan turbin diameter 40 cm dan 60 cm. Efek *solid blockage* bekerja berdasarkan prinsip *bernoulli*, dimana ketika suatu fluida melewati penampang yang lebih sempit dibanding penampang awalnya maka fluida tersebut akan mengalami kenaikan kecepatan.

Efek dari *blockage* lainnya yang dapat dilihat dari hasil simulasi yakni *wake blockage*. *Wake blockage* mengakibatkan percepatan aliran disekitar turbin sehingga meningkatkan gaya drag pada turbin. Hal tersebut dapat diketahui berdasarkan grafik 4.14 berikut.



**Gambar 4.14** Grafik Performansi turbin terhadap Kecepatan aliran

*Coefficient Performance* atau  $C_p$  merupakan rasio dari daya yang mampu dihasilkan turbin terhadap daya yang dimiliki oleh air.  $C_p$  merupakan parameter yang menjelaskan seberapa besar daya yang mampu diekstrak oleh turbin, semakin besar nilai  $C_p$  maka performansi turbin semakin baik.  $C_p$  maksimum yang mampu diekstrak turbin berdasarkan Betz-limit bernilai 0,593. Nilai  $C_p$  terbesar untuk turbin diameter 40 cm yakni sebesar 0,23 pada kecepatan 1,3 m/s. Untuk turbin diameter 60 cm,  $C_p$  terbesar bernilai 0,293 pada kecepatan 1,3 m/s. Sedangkan untuk turbin diameter 80 cm, nilai  $C_p$  terbesar yakni 0,42 pada kecepatan 1,1 m/s.

Dari grafik dapat dilihat bahwa turbin dengan *blockage ratio* sebesar 0,13 belum mendapatkan pengaruh dari dinding, untuk turbin dengan *blockage ratio* sebesar 0,3 mulai mendapat pengaruh dari gaya *drag* yang ditimbulkan oleh *wake blockage* pada kecepatan 1,3 m/s. Sedangkan untuk turbin dengan *blockage ratio* sebesar 0,53 mengalami penurunan efisiensi seiring dengan

bertambahnya kecepatan akibat adanya efek *wake blockage*, hal tersebut dikarenakan turbin *darrieus vertical axis* bekerja berdasarkan gaya *lift* sehingga apabila terjadi peningkatan pada gaya *drag* maka akan menghambat atau menurunkan performansi dari turbin tersebut.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi, analisa, dan pembahasan yang telah dilakukan dalam penelitian ini, maka diambil kesimpulan sebagai berikut:

- a. Hasil simulasi menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan pada *upstream* turbin maka *wake* yang dihasilkan akan semakin pendek, baik pada diameter 40 cm, 60 cm serta 80 cm. *Near wake* terpanjang terjadi pada turbin diameter 40 cm dengan kecepatan 1,1 m/s yakni sepanjang 2,32 D. Sedangkan *recovery wake* paling cepat terjadi pada turbin diameter 40 cm dengan kecepatan 1,3 m/s. Rata – rata kecepatan turbin akan terkonservasi kembali setelah jarak 5 D dari turbin.
- b. *Blockage ratio* untuk diameter 40 cm, 60 cm dan 80 cm, masing – masing bernilai 0,13; 0,3 dan 0,53. Pada daerah *solid blockage* turbin akan mengalami peningkatan kecepatan hingga 1,2 m/s untuk kecepatan *inlet* sebesar 1,1 m/s. *Wake blockage* berpengaruh terhadap koefisien performansi dari turbin. Efek dari *wake blockage* muncul pada turbin dengan diameter 60 cm pada kecepatan 1,3 m/s. *Wake blockage* mengakibatkan terjadinya kenaikan gaya *drag* pada turbin dan menurunkan performansi dari turbin.

#### **5.2 Saran**

Adapun saran yang diberikan terkait penelitian ini untuk pengembangan selanjutnya adalah:

- a. Untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat, perlu dilakukan pengambilan data torsi dan gaya pada sudut azimuth yang lebih banyak.
- b. Perlu dilakukan analisa pengaruh pertambahan waktu terhadap panjang *wake* yang dihasilkan oleh turbin.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## DAFTAR PUSTAKA

- Bartl, J., Pierce, F., dkk. (2012). *Wake measurement behind an array of two model wind turbines*. *Renewable Energy*, 83,407-415.
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. New York: McGraw-Hill.
- Chowdhury Harun, Mustar Israt, dkk. (2015). *Adjacent wake effect of a vertical axis wind turbine*. *Procedia Engineering* 105,692-697.
- Creciun, Peter Michael. (2013). *The Effect of Blockage Ratio and Distance from a Free Surface on the Performance of a Hydrokinetic Turbine*. Lehigh University.
- Goude Anders, Agren Olov. (2014). *Simulation of vertical axis turbine in a channel*. Sweden : Division of Electricity, Uphasala University.
- Hoseyni-Chime, Arshiya, C. Malte, Philip. (2014). *Hydrokinetic Turbines at High Blockage Ratio*. Seattle : University of Washington.
- Imanuddin, F. (2016). *Studi Numerik Pengaruh Jumlah Hydrofoil Terhadap Karakteristik Turbin Arus Laut Vertikal aksis Jenis Straight Blade Berbasis Computational Fluid Dynamics*. Surabaya: Teknik Fisika ITS.
- M. Bastankhah, F. Porte-Agel. (2014). *A New Analytical Model for Wind-Turbine Wake*. *Renewable Energy* 70,116-123.
- P. Ananta, Hendra. (2009). *Studi Karakteristik Wake pada Turbin Tipe Vertical Axis Arus Sungai*. Surabaya: Teknik Fisika ITS.
- Riglin Jacob, Daskiran Cosan, Jonas Joseph, dkk. (2016). *Hydrokinetic Turbine array characteristics for river applications and spatially restricted flows*. *Engineering and Applied Science*. Bethlehem : Leigh University.
- Septyaningrum, Erna. (2015). *Analisis profil wake di belakang turbin arus laut tipe V-Blade Darrieus berbasis*

*Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Surabaya: Teknik Fisika ITS.

Xiao, H., Duan, L., Sui, R. & Rosgen, T. (2013). *Experimental Investigations of Turbulent Wake Behind Porous Disks*. Washington DC.

## LAMPIRAN A

**Torsi Turbin diameter 40 cm pada kecepatan 1,1 m/s**

	<b>Azimuth</b>							
	<b>0</b>		<b>30</b>		<b>60</b>		<b>90</b>	
	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>
<b>Foil 1</b>	0,012	0,233	0,011	0,185	-0,673	0,102	-0,707	-1,279
<b>Foil 2</b>	-0,238	0,499	-0,190	0,412	-0,955	0,455	-0,918	-1,665
<b>Foil 3</b>	-0,177	0,077	-0,146	0,069	-0,322	-0,002	-1,314	-2,571
<b>Foil 4</b>	0,227	0,300	0,181	0,239	0,013	0,288	1,453	0,029
<b>Foil 5</b>	0,070	0,151	0,056	0,123	0,052	-0,039	1,938	0,049
<b>Foil 6</b>	0,046	0,042	0,038	0,035	0,018	-0,014	3,089	0,117
<b>Foil 7</b>	0,035	-0,015	0,028	-0,012	0,129	0,315	-1,495	2,446
<b>Foil 8</b>	-0,299	-0,280	-0,240	-0,228	0,179	0,796	-0,998	1,625
<b>Foil 9</b>	-0,084	0,019	-0,063	0,003	-0,805	0,031	-0,747	1,208
<b>Shaft</b>	-0,024	-0,036	-0,020	-0,028	-0,074	-0,196	2,095	2,094
<b>Torsi Total</b>	1,081		0,868		2,993		3,155	
<b>Torsi Rata - rata</b>	2,024							

## LAMPIRAN B

**Torsi Turbin diameter 40 cm pada kecepatan 1,2 m/s**

	Azimuth							
	0		30		60		90	
	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)
<b>Foil 1</b>	0,010	0,349	-1,820	-1,118	-0,834	0,131	1,63	-0,20
<b>Foil 2</b>	-0,327	0,695	-2,152	-1,271	-1,184	0,556	-0,64	-0,85
<b>Foil 3</b>	-0,235	0,149	-3,519	-2,387	-0,396	-0,001	-0,25	-0,39
<b>Foil 4</b>	0,339	0,491	1,816	-0,993	0,017	0,368	-0,27	0,00
<b>Foil 5</b>	0,109	0,216	2,368	-1,351	0,064	-0,051	0,22	-0,32
<b>Foil 6</b>	0,058	0,063	3,687	-1,913	0,020	-0,019	0,38	-0,07
<b>Foil 7</b>	0,033	-0,015	-0,216	5,391	0,161	0,380	1,07	2,12
<b>Foil 8</b>	-0,402	-0,309	-0,054	2,372	0,223	0,989	1,11	1,51
<b>Foil 9</b>	-0,160	-0,038	-0,154	2,032	-0,995	0,043	-0,20	0,01
<b>Shaft</b>	-0,043	-0,043	-1,085	-1,159	-0,091	-0,246	0,31	0,54
<b>Torsi Total</b>	1,676		1,197		3,703		4,091	
<b>Torsi Rata - rata</b>	2,667							

## LAMPIRAN C

**Torsi Turbin diameter 40 cm pada kecepatan 1,3 m/s**

	Azimuth							
	0		30		60		90	
	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)
<b>Foil 1</b>	-2,722	-1,672	0,036	0,300	-1,559	0,817	3,473	0,576
<b>Foil 2</b>	-3,219	-1,901	-0,289	0,553	-1,204	0,385	-0,412	-1,455
<b>Foil 3</b>	-5,263	-3,570	-0,194	0,039	-0,474	0,083	0,020	-0,915
<b>Foil 4</b>	2,716	-1,485	0,337	0,482	-0,040	0,378	-0,594	0,454
<b>Foil 5</b>	3,542	-2,020	0,097	0,197	0,010	0,001	0,203	-0,466
<b>Foil 6</b>	5,514	-2,860	0,061	0,049	-0,058	0,033	0,520	-0,146
<b>Foil 7</b>	-0,322	8,062	0,083	0,054	0,192	0,691	0,755	2,905
<b>Foil 8</b>	-0,081	3,547	-0,430	-0,365	0,292	1,236	1,293	1,741
<b>Foil 9</b>	-0,230	3,039	-0,149	0,086	-0,882	-0,802	-0,400	-1,298
<b>Shaft</b>	-1,623	-1,734	-0,009	-0,043	-0,044	-0,141	0,241	0,258
<b>Torsi Total</b>	1,791		1,426		4,622		5,361	
<b>Torsi Rata - rata</b>	3,300							

## LAMPIRAN D

**Torsi Turbin diameter 60 cm pada kecepatan 1,1 m/s**

	Azimuth							
	0		30		60		90	
	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)
<b>Foil 1</b>	-10,200	-6,069	-14,900	2,906	-28,770	2,792	1,549	-2,715
<b>Foil 2</b>	-2,987	-0,210	-2,956	4,051	-5,882	6,687	-1,778	-2,257
<b>Foil 3</b>	-0,993	-0,628	-0,913	2,465	-1,960	2,885	0,220	-0,991
<b>Foil 4</b>	1,800	0,061	1,422	2,619	3,459	4,341	6,409	1,419
<b>Foil 5</b>	-1,177	-0,254	-0,326	0,196	0,013	0,875	-0,316	-0,951
<b>Foil 6</b>	-0,585	0,061	-0,110	0,523	-0,352	1,329	-0,558	-0,678
<b>Foil 7</b>	1,851	1,459	3,410	0,889	3,635	2,503	2,512	3,241
<b>Foil 8</b>	3,958	0,902	3,812	-0,431	8,644	-2,929	2,815	5,101
<b>Foil 9</b>	5,995	-3,471	7,969	-10,700	12,530	-14,880	4,049	2,324
<b>Shaft</b>	-0,128	0,548	0,141	0,649	0,083	1,037	-0,143	0,529
<b>Torsi Total</b>	7,991		4,005		9,953		15,589	
<b>Torsi Rata - rata</b>	9,384							

## LAMPIRAN E

**Torsi Turbin diameter 60 cm pada kecepatan 1,2 m/s**

	Azimuth							
	0		30		60		90	
	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)
<b>Foil 1</b>	3,272	-0,661	-24,000	2,556	-28,770	2,792	-4,0770	-8,9300
<b>Foil 2</b>	-0,831	-1,234	-5,069	5,463	-5,882	6,687	-3,8790	-4,6660
<b>Foil 3</b>	-0,280	-0,239	-1,685	3,552	-1,960	2,885	0,1059	-1,6580
<b>Foil 4</b>	-0,762	-1,372	3,066	4,177	3,459	4,341	11,1200	0,8812
<b>Foil 5</b>	0,408	-1,260	-0,817	0,640	0,013	0,875	-0,1387	-1,8780
<b>Foil 6</b>	0,752	-0,468	-0,450	1,375	-0,352	1,329	-0,7422	-1,3090
<b>Foil 7</b>	2,730	2,812	5,379	0,530	3,635	2,503	3,4400	3,4930
<b>Foil 8</b>	2,027	2,505	5,476	-0,964	8,644	-2,929	4,1130	6,5360
<b>Foil 9</b>	-0,129	0,090	12,430	-16,960	12,530	-14,880	6,8290	0,6530
<b>Shaft</b>	1,497	2,086	0,159	1,218	0,083	1,037	-0,4749	0,7718
<b>Torsi Total</b>	8,973		5,736		9,772		17,402	
<b>Torsi Rata - rata</b>	10,471							

## LAMPIRAN F

**Torsi Turbin diameter 60 cm pada kecepatan 1,3 m/s**

	<b>Azimuth</b>							
	<b>0</b>		<b>30</b>		<b>60</b>		<b>90</b>	
	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>
<b>Foil 1</b>	-6,756	2,364	-17,550	0,676	-14,500	-4,389	-2,1170	5,4040
<b>Foil 2</b>	0,495	3,453	-3,300	2,983	-4,360	0,275	0,8297	5,8980
<b>Foil 3</b>	0,672	1,803	-1,292	1,404	-1,297	-0,530	3,1080	4,4610
<b>Foil 4</b>	13,340	3,902	1,787	2,253	2,363	-1,942	8,4920	2,4710
<b>Foil 5</b>	0,277	-0,629	-0,362	0,636	-1,389	-0,832	0,2628	2,3340
<b>Foil 6</b>	0,378	-0,795	-0,238	0,975	-0,467	-0,195	-2,0020	4,8290
<b>Foil 7</b>	1,411	-0,106	2,221	0,965	2,075	1,240	7,2760	0,3024
<b>Foil 8</b>	4,457	-1,561	4,888	-1,909	4,113	1,630	7,8980	-4,5420
<b>Foil 9</b>	-2,808	-5,377	7,369	-8,047	7,413	-2,823	-3,4050	-8,5450
<b>Shaft</b>	-0,356	0,413	-0,022	0,666	-0,131	0,356	0,8792	1,3460
<b>Torsi Total</b>	11,638		6,526		9,496		25,401	
<b>Torsi Rata - rata</b>	13,265							



## LAMPIRAN G

**Torsi Turbin diameter 80 cm pada kecepatan 1,1 m/s**

	Azimuth							
	0		30		60		90	
	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)
<b>Foil 1</b>	-41,240	6,046	-23,790	3,994	-40,310	-32,740	13,610	-19,410
<b>Foil 2</b>	4,602	6,860	1,405	7,088	-9,162	-0,172	-0,399	-6,914
<b>Foil 3</b>	4,644	6,440	1,706	3,301	-2,217	-0,420	0,195	-1,171
<b>Foil 4</b>	26,940	9,173	24,910	4,032	7,643	0,976	-4,597	20,520
<b>Foil 5</b>	-4,962	0,931	0,100	-1,958	-1,118	1,103	1,660	0,346
<b>Foil 6</b>	1,425	1,782	-0,083	-0,739	-0,908	0,643	-0,253	-0,567
<b>Foil 7</b>	3,595	0,961	2,423	-0,007	5,740	8,458	0,058	2,359
<b>Foil 8</b>	0,266	-5,534	3,958	0,373	11,340	8,984	2,059	1,889
<b>Foil 9</b>	-14,810	-2,400	-9,651	-0,671	37,260	-22,010	25,750	-7,253
<b>Shaft</b>	0,784	1,435	-0,839	0,756	-0,506	0,509	-1,760	-0,470
<b>Torsi Total</b>	31,8112424		16,16993703		35,52704931		37,8590488	
<b>Torsi Rata - rata</b>	30,342							

## LAMPIRAN H

**Torsi Turbin diameter 80 cm pada kecepatan 1,2 m/s**

	Azimuth							
	0		30		60		90	
	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)	x (N.m)	y (N.m)
<b>Foil 1</b>	-28,770	2,792	-36,880	-8,765	-45,930	-36,340	13,850	-22,090
<b>Foil 2</b>	-5,882	6,687	-3,831	4,027	-10,540	0,029	-0,580	-8,032
<b>Foil 3</b>	-1,960	2,885	-1,586	1,893	-2,574	-0,341	0,297	-1,565
<b>Foil 4</b>	3,459	4,341	9,881	11,950	8,559	0,966	-4,736	22,860
<b>Foil 5</b>	0,013	0,875	0,264	0,609	-1,217	1,283	2,036	0,359
<b>Foil 6</b>	-0,352	1,329	-0,246	1,400	-1,073	0,771	-0,134	-0,666
<b>Foil 7</b>	3,635	2,503	6,674	3,101	6,662	9,644	-0,471	3,375
<b>Foil 8</b>	8,644	-2,929	6,979	1,489	13,200	10,640	2,566	2,905
<b>Foil 9</b>	12,530	-14,880	13,680	-33,380	42,620	-24,660	29,100	-7,879
<b>Shaft</b>	0,083	1,037	0,428	1,128	-0,546	0,576	-1,734	-0,580
<b>Torsi Total</b>	38,973		17,185		38,536		41,756	
<b>Torsi Rata - rata</b>	34,113							

## LAMPIRAN I

**Torsi Turbin diameter 80 cm pada kecepatan 1,3 m/s**

	<b>Azimuth</b>							
	<b>0</b>		<b>30</b>		<b>60</b>		<b>90</b>	
	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>	<b>x (N.m)</b>	<b>y (N.m)</b>
<b>Foil 1</b>	-52,650	-43,880	-21,720	3,406	12,820	-24,010	-50,150	9,646
<b>Foil 2</b>	-10,680	-0,244	1,624	7,058	-0,855	-8,880	5,892	9,273
<b>Foil 3</b>	-2,641	-0,570	1,693	3,196	0,428	-1,998	6,416	8,685
<b>Foil 4</b>	9,248	1,268	24,770	4,053	-3,935	24,520	31,570	12,900
<b>Foil 5</b>	-1,321	1,728	0,045	-1,931	2,359	0,379	-6,444	1,077
<b>Foil 6</b>	-1,263	1,054	-0,110	-0,693	0,023	-0,712	2,215	2,056
<b>Foil 7</b>	7,692	11,300	2,425	-0,059	-1,312	4,680	4,442	0,047
<b>Foil 8</b>	15,040	11,930	4,092	0,240	3,232	4,864	2,401	-5,563
<b>Foil 9</b>	46,780	-25,870	-6,534	1,214	30,550	-7,040	-17,810	4,934
<b>Shaft</b>	-0,676	0,595	-0,877	0,696	-1,442	-0,674	1,058	2,389
<b>Torsi Total</b>	43,740		18,011		42,798		49,817	
<b>Torsi Rata - rata</b>	38,591							







## LAMPIRAN J

### Profil penurunan kecepatan untuk kecepatan *inlet* 1,1 m/s

<b>X (m)</b>	<b>Diameter 40 (m/s)</b>	<b>Diameter 60 (m/s)</b>	<b>Diameter 80 (m/s)</b>
0,100	0,085	0,051	0,0601
0,200	0,418	0,306	0,2668
0,300	0,588	0,501	0,4632
0,400	0,753	0,594	0,6016
0,500	0,843	0,651	0,6794
0,600	0,895	0,730	0,7297
0,700	0,932	0,780	0,7628
0,800	0,962	0,852	0,8165
0,900	0,991	0,885	0,8519
1,000	1,008	0,914	0,8815
1,100	1,012	0,942	0,9122
1,200	1,019	0,962	0,9332
1,300	1,021	0,978	0,9461
1,400	1,027	0,987	0,9561
1,500	1,032	0,995	0,9633
1,600	1,035	1,003	0,972
1,700	1,040	1,009	0,9787
1,800	1,043	1,013	0,9852
1,900	1,045	1,019	0,9919
2,000	1,049	1,023	0,9985
2,100	1,051	1,026	1,005
2,200	1,053	1,030	1,0112
2,300	1,056	1,034	1,0168
2,400	1,058	1,036	1,0236
2,500	1,060	1,040	1,0294
2,600	1,062	1,042	1,0349
2,700	1,064	1,044	1,0404
2,800	1,065	1,047	1,0456
2,900	1,067	1,049	1,0507

3,000	1,068	1,051	1,0555
3,100	1,070	1,053	1,0602
3,200	1,071	1,054	1,0645
3,300	1,072	1,056	1,0686
3,400	1,073	1,058	1,0724
3,500	1,074	1,059	1,0759
3,600	1,075	1,060	1,079
3,700	1,076	1,062	1,0819
3,800	1,077	1,063	1,0845
3,900	1,077	1,064	1,0874
4,000	1,078	1,065	1,0891
4,100	1,079	1,066	1,0907
4,200	1,079	1,067	1,0923
4,300	1,081	1,068	1,0937
4,400	1,082	1,069	1,0949



## LAMPIRAN K

### Profil penurunan kecepatan untuk kecepatan *inlet* 1,2 m/s

<b>X (m)</b>	<b>Diameter 40 (m/s)</b>	<b>Diameter 60 (m/s)</b>	<b>Diameter 80 (m/s)</b>
0,100	0,117	0,104	0,064
0,200	0,543	0,339	0,289
0,300	0,683	0,563	0,503
0,400	0,806	0,679	0,655
0,500	0,920	0,751	0,740
0,600	0,969	0,836	0,795
0,700	1,024	0,891	0,833
0,800	1,062	0,945	0,893
0,900	1,094	0,974	0,932
1,000	1,113	0,999	0,965
1,100	1,116	1,024	0,999
1,200	1,119	1,044	1,022
1,300	1,121	1,060	1,036
1,400	1,126	1,069	1,047
1,500	1,130	1,078	1,055
1,600	1,134	1,086	1,065
1,700	1,138	1,093	1,072
1,800	1,142	1,099	1,080
1,900	1,145	1,104	1,087
2,000	1,149	1,109	1,095
2,100	1,152	1,114	1,102
2,200	1,155	1,118	1,109
2,300	1,158	1,122	1,116
2,400	1,160	1,125	1,123
2,500	1,162	1,129	1,130
2,600	1,165	1,132	1,136
2,700	1,167	1,135	1,142
2,800	1,169	1,137	1,148
2,900	1,171	1,140	1,153

3,000	1,173	1,143	1,159
3,100	1,174	1,145	1,164
3,200	1,176	1,147	1,168
3,300	1,177	1,149	1,173
3,400	1,179	1,151	1,177
3,500	1,180	1,152	1,180
3,600	1,181	1,154	1,183
3,700	1,183	1,155	1,186
3,800	1,184	1,157	1,189
3,900	1,185	1,158	1,192
4,000	1,186	1,159	1,193
4,100	1,187	1,161	1,195
4,200	1,188	1,162	1,196
4,300	1,190	1,163	1,198
4,400	1,192	1,164	1,199

## LAMPIRAN L

### Profil penurunan kecepatan untuk kecepatan *inlet* 1,3 m/s

<b>X (m)</b>	<b>Diameter 40 (m/s)</b>	<b>Diameter 60 (m/s)</b>	<b>Diameter 80 (m/s)</b>
0,100	0,229	0,118	0,067
0,200	0,676	0,370	0,309
0,300	0,829	0,608	0,543
0,400	0,948	0,734	0,707
0,500	1,045	0,812	0,800
0,600	1,085	0,906	0,860
0,700	1,131	0,967	0,902
0,800	1,166	1,025	0,969
0,900	1,196	1,057	1,013
1,000	1,217	1,085	1,050
1,100	1,219	1,112	1,086
1,200	1,223	1,134	1,110
1,300	1,225	1,151	1,126
1,400	1,231	1,162	1,138
1,500	1,236	1,171	1,148
1,600	1,241	1,180	1,159
1,700	1,246	1,187	1,167
1,800	1,251	1,194	1,176
1,900	1,254	1,200	1,185
2,000	1,258	1,205	1,193
2,100	1,262	1,210	1,202
2,200	1,265	1,214	1,210
2,300	1,268	1,218	1,217
2,400	1,271	1,222	1,226
2,500	1,274	1,225	1,233
2,600	1,276	1,229	1,240
2,700	1,279	1,232	1,247
2,800	1,281	1,235	1,253
2,900	1,283	1,237	1,259

3,000	1,285	1,240	1,264
3,100	1,287	1,242	1,270
3,200	1,289	1,244	1,275
3,300	1,290	1,247	1,279
3,400	1,292	1,248	1,283
3,500	1,293	1,250	1,287
3,600	1,295	1,252	1,290
3,700	1,296	1,253	1,292
3,800	1,298	1,255	1,295
3,900	1,299	1,256	1,298
4,000	1,300	1,257	1,299
4,100	1,301	1,259	1,300
4,200	1,302	1,260	1,302
4,300	1,303	1,261	1,304
4,400	1,304	1,262	1,306

## **BIODATA PENULIS**



Penulis lahir di Kota Semarang pada tanggal 15 Desember 1995. Penulis menempuh pendidikan di SDI Hidayatullah (2001-2007), SMPI Hidayatullah (2007-2010), SMA Negeri 3 Semarang, dan pendidikan S-1 di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Pada tanggal 22 Agustus 2016 – 21 September 2016, penulis melakukan internship di PT. INKA (Persero) Madiun. Ketika melaksanakan *internship* tersebut, penulis melakukan analisa beban pendinginan LRT Palembang dengan menggunakan metode CLTD. Penulis dapat dihubungi melalui *e-mail* fanisazidna@yahoo.com.