



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS DAN SIMULASI PENGGUNAAN DIFFUSER PADA
TURBIN ANGIN DAERAH PEMUKIMAN DENGAN
BERBAGAI VARIASI GEOMETRI**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**AGUS IRAWAN
0806454563**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2012**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

ANALISIS DAN SIMULASI PENGGUNAAN DIFFUSER PADA TURBIN ANGIN DAERAH PEMUKIMAN DENGAN BERBAGAI VARIASI GEOMETRI

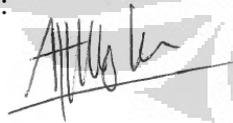
Yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya ketahui bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari skripsi yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun di Perguruan tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan rekan saya, saudara **LUKMANUL HAKIM (0806454834)**, **SETO RESPATI (0806454954)** dan **AKBAR RACHMAN (0806454595)**. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian dari buku ini yang memiliki kesamaan.

Nama : Agus Irawan

NPM : 0806454563

Tanda Tangan :



Tanggal : 12 Juli 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh

Nama : Agus Irawan

NPM : 0806454563

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : Analisis dan Simulasi Penggunaan Diffuser pada Turbin Angin
Daerah Pemukiman dengan Berbagai Variasi Geometri

Telah berhasil dipertahankan dihadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Ir. Warjito M.Sc Ph.D



(.....)

Penguji : Prof. Dr. Ir. Harinaldi M.Eng



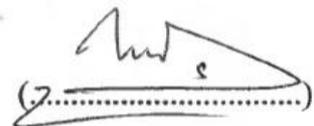
(.....)

Penguji : Prof. Dr. Ir. Budiarmo M.Eng



(.....)

Penguji : Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara



(.....)

Ditetapkan di : Depok (Universitas Indonesia)

Tanggal : 12 Juli 2012

KATA PENGANTAR

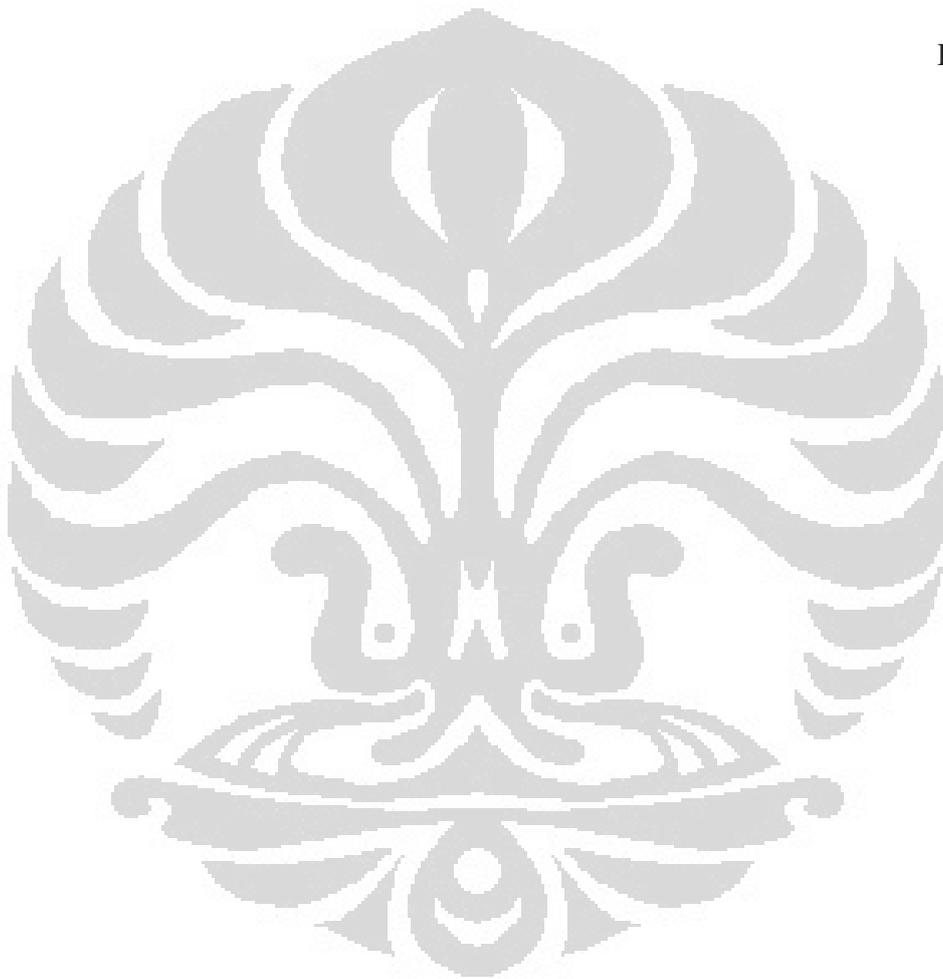
Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT, karena atas rahmat dan inayah-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin di Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ir. Warjito M.Sc Ph.D, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini.
2. Ir. Rusdi Malin, M.Sc, selaku Pembimbing Akademis, terima kasih atas bimbingannya.
3. Dr.Ir. Harinaldi, M.Eng, selaku Kepala Departemen Teknik Mesin UI.
4. Dosen – dosen Departemen Teknik Mesin atas seluruh ilmu yang telah diajarkan.
5. Orang tua serta keluarga saya yang selalu memberikan doa dan semangat yang tiada batas untuk saya.
6. Lukmanul Hakim, Seto Respati dan Akbar Rachman selaku rekan satu tim yang selalu bersemangat, kreatif dan aktif untuk mengerjakan skripsi ini, rekan yang sangat luar biasa.
7. Teman – teman Laboratorium Mekanika Fluida yang banyak memberi bantuan, saran dan motivasinya dalam mengerjakan skripsi ini.
8. Teman – teman Departemen Teknik Mesin 2008, untuk semua bantuan dan doanya.

Akhir kata, saya berharap Allah SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini dapat membawa manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Depok, Juli 2012

Penulis



HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Agus Irawan

NPM : 0806454563

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Skripsi

demikian pengembalian ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (Non-exclusive Royalty Free Right)** atas karya ilmiah saya yang berjudul:

ANALISIS DAN SIMULASI PENGGUNAAN DIFFUSER PADA TURBIN ANGIN DAERAH PEMUKIMAN DENGAN BERBAGAI VARIASI GEOMETRI

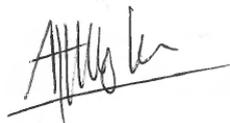
beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok (Universitas Indonesia)

Pada tanggal : 12 Juli 2012

Yang menyatakan



(Agus Irawan)

ABSTRAK

Nama : Agus Irawan

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : Analisis dan Simulasi Penggunaan Diffuser pada Turbin Angin Daerah Pemukiman dengan Berbagai Variasi Geometri

Kebutuhan akan listrik saat ini sangat besar terutama untuk daerah perkotaan. Untuk itu diperlukan suatu sistem yang dapat memenuhi kondisi tersebut. Salah satu dari sistem tersebut adalah penggunaan turbin angin skala mikro untuk diaplikasikan di daerah pemukiman. Tetapi kondisi angin di Indonesia relatif rendah sekitar 3-5 m/s. Penelitian ini dilakukan untuk menghadapi masalah tersebut yaitu dengan menggunakan selubung berupa diffuser sebagai cara untuk meningkatkan kecepatan angin yang melalui turbin. Dengan melakukan simulasi CFD dari berbagai variasi geometri diffuser didapatkan bentuk atau desain yang sesuai untuk digunakan pada turbin angin skala mikro. Geometri yang didapat yaitu diameter 800 mm, panjang diffuser 1000 mm, sudut diffuser 12° dan tinggi *flange* 500 mm. Dengan geometri tersebut, dapat menghasilkan peningkatan kecepatan pada *centerline* hingga 1,8 kali dari kecepatan *free stream*.

Kata kunci : turbin angin, diffuser, CFD, *flange*

ABSTRACT

Name : Agus Irawan

Study Program: Teknik Mesin

Title : Analysis and Simulation of Diffuser Utilization on Urban Area
Wind Turbines with Geometry Variations

The need for electrical current is very large, especially for urban areas. Therefore it's necessary to have a system that can meet these conditions. One of these systems is the use of micro-scale wind turbines to be applied in residential areas. But the wind conditions in Indonesia is relatively low at about 3-5 m/s. Research is underway to deal with such problems is by using a diffuser casing as a tool to increase speed through the wind turbine. By performing CFD simulations of a variety of diffuser geometry obtained shape or design that is suitable for use in micro-scale wind turbines. Geometry is obtained 800 mm diameter, 1000 mm length, 12° expand angle and 500 mm flanged height. With that geometry, it can be seen that the flow rate through the diffuser can reach until 1.8 times the free stream velocity.

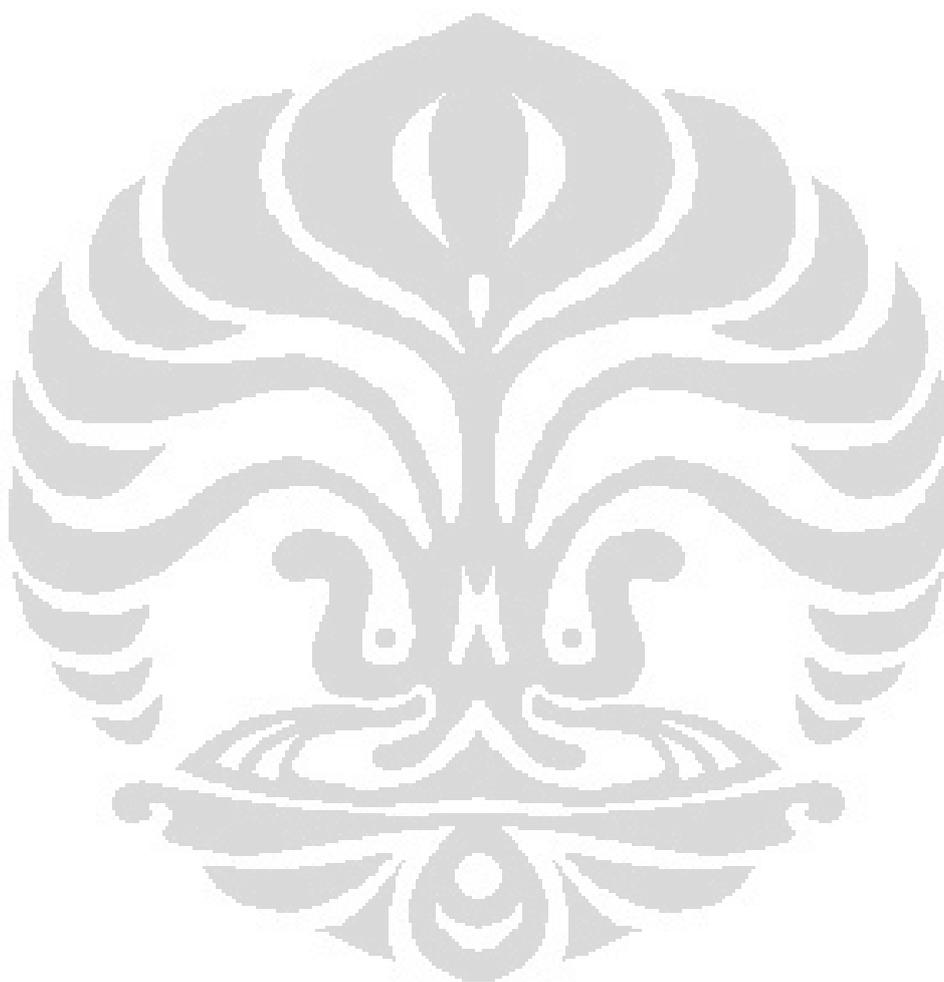
Key Words : wind turbine, diffuser, CFD, flange

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	vi
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xv
DAFTAR NOTASI.....	xvi
DAFTAR LAMPIRAN.....	xviii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Pembatasan Masalah	3
1.5 Sistematika Penulisan	4
BAB 2 LANDASAN TEORI	6
2.1 Energi	6
2.2 Energi Angin.....	9
2.2.1 Potensi Energi Angin pada Turbin Angin.....	11
2.2.2 Betz Limit	14

2.3 Turbin Angin di Indonesia	18
2.4 Selubung Turbin Angin - Diffuser	19
2.4.1 Tekanan dan Kecepatan pada Sebuah Diffuser Kosong	21
2.4.2 Hubungan antara Kecepatan dan Tekanan dalam DAWT	23
2.4.3 Power dan <i>Thrust</i> untuk DAWT	25
2.5 <i>Computational Fluid Dynamics</i> (CFD).....	26
2.5.1 Persamaan-persamaan Konservasi.....	27
2.5.2 <i>Boundary Conditions</i>	29
BAB 3 METODOLOGI.....	31
3.1 Studi Literatur	31
3.2 Pengumpulan Data	31
3.2.1 Data Kecepatan Angin	31
3.2.2 Desain Diffuser	32
3.3 Simulasi <i>Computational Fluid Dynamics</i> (CFD).....	34
BAB 4 HASIL DAN ANALISIS	37
4.1 Data Hasil Simulasi.....	37
4.1.1 Variasi Sudut Kemiringan Diffuser	37
4.1.2 Perbandingan Rasio L/D	43
4.1.3 Penambahan Inlet.....	48
4.1.4 Perbandingan Rasio h/D	52
4.1.5 Penggunaan Inlet dan <i>Flange</i>	55
4.1.6 Variasi Kecepatan Angin <i>Free Stream</i>	58
4.2 Perhitungan Daya	59

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	62
DAFTAR REFERENSI	63
LAMPIRAN.....	66

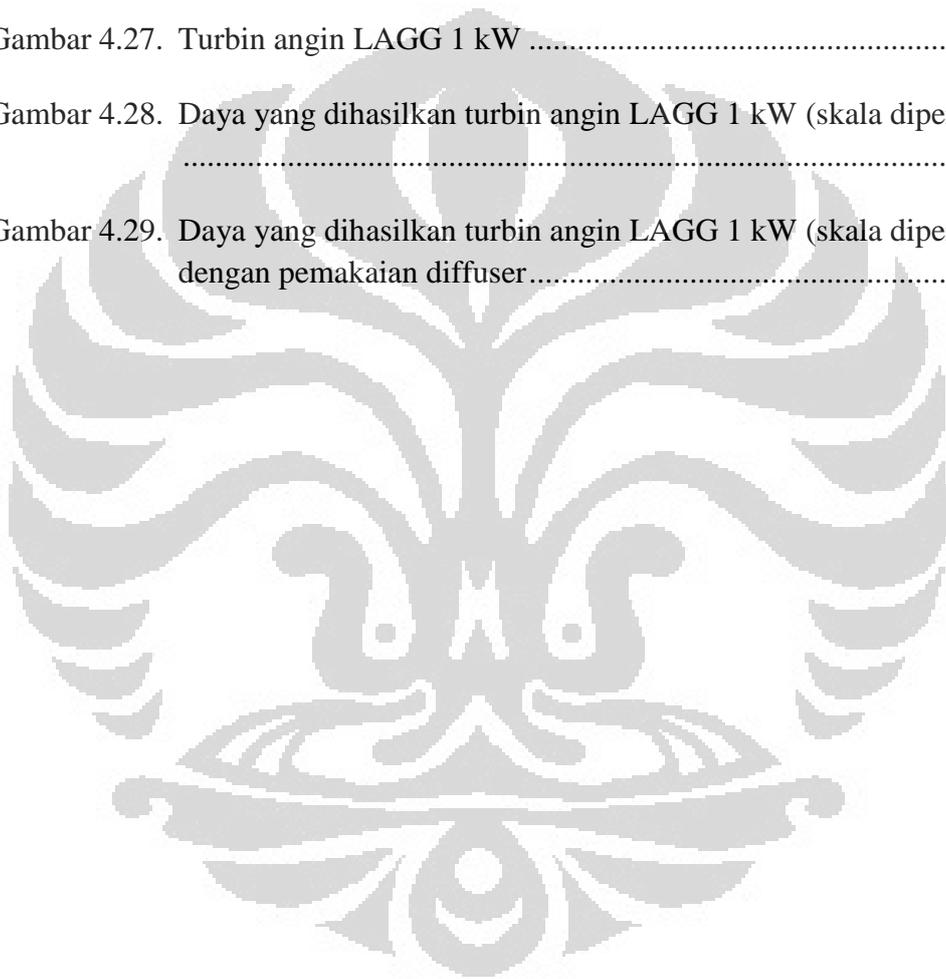


DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Konsumsi energi final sektoral.....	6
Gambar 2.2.	Turbin Angin	9
Gambar 2.3.	Perbandingan <i>Carbon Footprint</i> dari beberapa sumber energi alternatif.....	10
Gambar 2.4.	Perbandingan C_p turbin terhadap TSR-nya	13
Gambar 2.5.	<i>Actuator disc</i> model dari turbin angin.....	14
Gambar 2.6.	Perbandingan <i>stream tube</i> antara turbin angin konvensional dan DAWT	20
Gambar 2.7.	Hubungan tekanan dan kecepatan dalam diffuser kosong	22
Gambar 2.8.	Hubungan kecepatan dan tekanan optimal dalam sebuah DAWT yang diperoleh dari teori momentum	25
Gambar 2.9.	Gaya-gaya yang terjadi dalam arah x pada suatu elemen fluida... ..	28
Gambar 3.1.	Skema diffuser.....	32
Gambar 3.2.	Diffuser dengan inlet.....	33
Gambar 3.3.	Diffuser dengan <i>flange</i>	33
Gambar 3.4.	<i>Flowchart</i> simulasi.....	35
Gambar 4.1.	Diffuser.....	37
Gambar 4.2.	Perbandingan karakteristik kecepatan dan tekanan statis pada <i>centerline</i> diffuser terhadap variasi sudut. (a) kecepatan angin dan (b) <i>static pressure</i>	38
Gambar 4.3a.	Kontur plot <i>velocity</i> pada sudut : 4° , 8° , 12° , 16° , 20° (berurutan dari atas ke bawah)	40
Gambar 4.3b.	Kontur plot <i>static pressure</i> pada sudut : 4° , 8° , 12° , 16° , 20° (berurutan dari atas ke bawah)	40
Gambar 4.4.	Vektor aliran pada sudut 20°	41

Gambar 4.5. Mesh pada sudut 20°	41
Gambar 4.6. Distribusi kecepatan pada $x/L = 0,25$	42
Gambar 4.7. Geometri diffuser.....	43
Gambar 4.8. Perbandingan karakteristik kecepatan dan tekanan statis pada <i>centerline</i> diffuser terhadap variasi rasio L/D . (a) kecepatan angin dan (b) <i>static pressure</i>	44
Gambar 4.9. Distribusi kecepatan angin dan <i>static pressure</i> di <i>centerline</i> diffuser dengan $L/D = 7,7$. (a) kecepatan angin dan (b) <i>static pressure</i>	45
Gambar 4.10. Kontur plot <i>velocity</i> (kiri) dan <i>static pressure</i> (kanan) berdasarkan variasi L/D	46
Gambar 4.11. Distribusi kecepatan pada inlet diffuser	47
Gambar 4.12. Bentuk-bentuk inlet	48
Gambar 4.13. Distribusi kecepatan angin dan <i>static pressure</i> di <i>centerline</i> diffuser dengan bentuk inlet yang berbeda. (a) kecepatan angin dan (b) <i>static pressure</i>	49
Gambar 4.14. Kontur plot <i>velocity</i> (kiri) dan <i>static pressure</i> (kanan) pada tiap bentuk inlet	51
Gambar 4.15. Distribusi kecepatan pada inlet pada berbagai bentuk tipe inlet ...	51
Gambar 4.16. Distribusi kecepatan angin pada <i>centerline</i> model diffuser dengan <i>flange</i> . $L/D = 1,25$ (simulasi)	52
Gambar 4.17. Gambar 4.17 Distribusi kecepatan angin pada <i>centerline</i> model diffuser dengan <i>flange</i> . $L/D = 1,5$ (eksperimen)	53
Gambar 4.18. Vektor kecepatan pada $h/D = 0,625$	54
Gambar 4.19. Kontur plot <i>static pressure</i> $h/D = 0,625$	54
Gambar 4.20. Grafik kecepatan dan tekanan pada diffuser dengan inlet dan <i>flange</i>	55
Gambar 4.21. Kontur plot <i>velocity</i> pada diffuser dengan inlet dan <i>flange</i>	56
Gambar 4.22. Kontur plot <i>static pressure</i> pada diffuser dengan inlet dan <i>flange</i>	56

Gambar 4.23. Perbandingan dari peningkatan kecepatan dari setiap variasi geometri.....	57
Gambar 4.24. Model selubung untuk daerah pemukiman.....	57
Gambar 4.25. Distribusi kecepatan angin yang di centerline pada berbagai kecepatan	58
Gambar 4.26. Karakteristik peningkatan kecepatan angin yang melalui <i>centerline</i>	58
Gambar 4.27. Turbin angin LAGG 1 kW	59
Gambar 4.28. Daya yang dihasilkan turbin angin LAGG 1 kW (skala diperkecil)	60
Gambar 4.29. Daya yang dihasilkan turbin angin LAGG 1 kW (skala diperkecil) dengan pemakaian diffuser.....	61



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Pemakaian bahan bakar pembangkit listrik PLN	7
Tabel 2.2. Cadangan dan produksi energi fosil di Indonesia tahun 2008	8
Tabel 2.3. Potensi sumber daya energi terbarukan	8



DAFTAR NOTASI



E	energi
m	massa
V	volume udara
ρ	massa jenis
U	Kecepatan
A	luas penampang lingkaran turbin
x	panjang lintasan
P	daya
ΔM	perubahan momentum
P_{max}	Energi maksimum
η	Efisiensi maksimum turbin angin
C_p	koefisien daya
T	torsi
λ	<i>Tip Speed Ratio</i>
\dot{m}	laju massa
p	tekanan
$C_{p,max}$	Betz Limit
C_T	koefisien thrust
U_0	velocity far in front of diffuser
U_1	velocity at wind turbine inside diffuser
U_3	velocity at diffuser outlet
U_e	velocity in the wake of DAWT

p_0	pressure in front of diffuser
p_1	pressure at nozzle before wind turbine
p_2	pressure at nozzle after wind turbine
p_3	pressure at diffuser exit
a	axial induction factor
β	diffuser area ratio (ratio of exit area to nozzle area)
γ	back pressure velocity ratio
c_{pi}	pressure coefficient at location i
$C_{T,diffuser}$	thrust coefficient of diffuser (non dimensionalised with swept rotor area)
$C_{T,total}$	total thrust coefficient of diffuser plus rotor
$C_{T,rotor}$	thrust coefficient of rotor
$C_{P,rotor}$	performance coefficient of rotor (non dimensionalised with swept rotor area)
$C_{P,exit}$	performance coefficient of diffuser (non dimensionalised with DAWT exit area)

DAFTAR LAMPIRAN

Tabel A.1 <i>Velocity</i> pada setiap perbedaan sudut.....	66
Tabel A.2 <i>Static pressure</i> pada setiap perbedaan sudut.....	67
Tabel B.1 <i>Velocity</i> pada setiap variasi L/D.....	68
Tabel B.2 <i>Static pressure</i> pada setiap variasi L/D.....	69
Tabel C.1 <i>Velocity</i> pada setiap variasi tipe bentuk inlet.....	70
Tabel C.2 <i>Static pressure</i> pada setiap variasi tipe bentuk inlet.....	71
Tabel D.1 <i>Velocity</i> pada setiap variasi rasio h/D.....	72
Tabel D.2 <i>Static pressure</i> pada setiap variasi rasio h/D.....	73
Tabel E.1 <i>Velocity</i> pada setiap kecepatan <i>freestream</i>	74
Tabel E.2 <i>Static pressure</i> pada setiap variasi L/D.....	75

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Potensi energi terbarukan di Indonesia cukup besar sehingga mempunyai peluang untuk dikembangkan [1]. Salah satu potensi energi terbarukan yang dapat memberikan kontribusi signifikan terhadap kebutuhan energi di Indonesia adalah energi angin. Pemanfaatan energi angin dapat dilakukan dengan mengubah energi kinetik angin menjadi energi listrik melalui turbin angin. Pembangkit energi angin yang biasa disebut Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB) ini bebas polusi dan sumber energinya yaitu angin tersedia di mana pun, maka pembangkit ini dapat menjawab masalah lingkungan hidup dan ketersediaan sumber energi. Dibandingkan dengan sumber energi alternatif lainnya ekstraksi energi dari angin memiliki *carbon footprint* yang relatif rendah [2]. *Carbon footprint* yang dimaksud di sini adalah emisi CO₂ yang dihasilkan dari keseluruhan proses produksi turbin sampai dengan operasi pemanfaatan sumber energi tersebut. Untuk Sistem Konversi Energi Angin (SKEA) *carbon footprint* meliputi proses pembuatan turbin, generator, konstruksi, dan operasi dari SKEA.

Dari seluruh potensi energi angin yang ada di Indonesia yaitu sebesar 9,29 GW, dan hanya sebesar 2 MW yang sudah dimanfaatkan sampai tahun 2008 [3,4]. Padahal kapasitas pembangkitan listrik tenaga angin di dunia telah berkembang pesat dengan laju pertumbuhan kumulatif sampai dengan tahun 2007 mencapai 25 persen per tahun. Dari kapasitas terpasang 6 GW pada tahun 1996 menjadi 74 GW di tahun 2006 dan pada tahun 2007 mencapai 94 GW [5].

Kebutuhan akan listrik saat ini sangat besar terutama untuk daerah perkotaan atau pemukiman. Karena mayoritas populasi manusia tinggal di daerah perkotaan, penerapan turbin angin skala mikro memiliki potensi untuk memberikan kontribusi yang signifikan dalam penggunaan energi terbarukan. Turbin angin generasi mikro sudah mulai digunakan pada perumahan dan pemasangannya di atap rumah. Namun dari survey dan studi literatur dari Lembaga Penerbangan dan Antariksa Nasional (LAPAN), pengembangan teknologi PLTB di Indonesia menghadapi beberapa masalah penting yang harus dipecahkan karena

menghambat pengembangan dan mengurangi minat masyarakat untuk memakai energi angin ini, yaitu: (1) rendahnya distribusi kecepatan angin di Indonesia. (2) Besarnya fluktuasi (turbulensi) kecepatan angin di Indonesia. Yang berarti profil kecepatan angin selalu berubah secara drastis dengan interval yang cepat.

Kecepatan angin di Indonesia pada umumnya yaitu 3 – 5 m/detik [1]. Sedangkan kebanyakan turbin angin yang ada di pasaran didesain untuk kecepatan angin yang tinggi. Ada dua pendekatan yang mungkin dilakukan, yaitu dengan mengembangkan teknologi rotor yang sesuai dengan kecepatan rendah dan memanipulasi kecepatan angin sehingga memiliki kecepatan lokal yang lebih tinggi [6].

Daya yang dihasilkan dari turbin angin sebanding dengan pangkat tiga dari kecepatan angin. Salah satu dari sekian banyak konsep untuk turbin angin dengan fitur peningkatan kecepatan adalah *Diffuser Augmented Wind Turbine* (DAWT) [7], yang merupakan pengembangan dari konsep *horizontal axis wind turbine* yang dilengkapi dengan selubung pada rotornya. Selubung ini berperan dalam mengumpulkan aliran dan mempercepat kecepatan angin yang melewati sudu (*blade*) turbin angin, Kinerja dari sebuah DAWT dengan penambahan *flange* dapat memberikan peningkatan kecepatan 1,6 hingga 2,4 kali kecepatan angin yang datang [8]. Sehingga diharapkan dengan kecepatan angin Indonesia yang rendah dan turbulensinya tinggi masih bisa mendapatkan daya keluaran yang lebih besar. Dengan begitu ketergantungan akan energi fosil dapat dikurangi.

Efek atau pengaruh dari pemakaian selubung berupa diffuser inilah yang akan dipelajari dari penelitian ini. Pengaruh pemakaian diffuser terhadap peningkatan aliran kecepatan ditinjau dari variasi geometri diffuser yang digunakan. Variasi geometri diffuser tersebut diantaranya yaitu variasi kemiringan sudut diffuser, rasio L/D, penggunaan inlet, dan rasio h/D.

Perangkat lunak yang berbasis CFD digunakan untuk memodelkan aliran kecepatan angin yang melalui diffuser untuk membantu menganalisis desain turbin angin yang cocok digunakan di daerah perumahan.

1.2 Perumusan Masalah

Fungsi dari sebuah diffuser pada turbin angin dipengaruhi oleh geometri diffuser itu sendiri, dimana bentuk sebuah obyek yang dilalui oleh angin akan mempengaruhi perilaku aliran udara di sekitar obyek tersebut.

Penelitian ini membandingkan pengaruh dari geometri diffuser dan merancang suatu model diffuser yang cocok dan dapat diaplikasikan untuk daerah yang memiliki kecepatan angin rendah seperti di daerah pemukiman atau daerah perkotaan. Dengan adanya diffuser tersebut, diharapkan penggunaan turbin angin lebih optimal secara keseluruhan.

1.3 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan :

- a. Mempelajari karakteristik selubung turbin angin khususnya jenis diffuser
- b. Membuat model selubung turbin angin
- c. Menganalisa pengaruh selubung terhadap kinerja turbin angin dengan melakukan:
 - Variasi dari geometri selubung.
 - Variasi kecepatan angin yang melewati selubung.
- d. Mendapatkan model selubung turbin angin yang sesuai untuk daerah perkotaan.

1.4 Pembatasan Masalah

Hal yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah pengaruh pemakaian selubung turbin angin terhadap peningkatan kecepatan angin yang melewati turbin angin, dengan desain selubung turbin angin meliputi:

- a. Geometri selubung,
- b. Kecepatan angin yang melewati selubung, dan
- c. Tekanan antara sebelum dan sesudah melewati selubung.

Dengan batasan-batasan meliputi:

- a. Simulasi yang dilakukan hanya pada diffuser tanpa rotor.
- b. Hanya berlaku pada turbin angin sumbu horizontal.
- c. Diameter diffuser yang digunakan yaitu 800 mm.

- d. Variasi sudut kemiringan diffuser berturut-turut sebesar 4, 8, 12, 16, dan 20.
- e. Rasio panjang diffuser terhadap diameter (L/D) masing-masing 1, 1,25, 1,5, 1,75, dan 2.
- f. Tinggi *flange* dari diffuser divariasikan berturut-turut sebesar 100, 200, 300, 400, 500 mm.
- g. Variasi kecepatan *freestream* dari angin mulai dari 1,5 m/s, 2 m/s, 2,5 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s, dan 6 m/s.

1.5 Sistematika Penulisan

Agar laporan tugas akhir ini memiliki struktur dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik, maka penulisan tugas akhir ini akan mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB 1 PENDAHULUAN

Bagian ini berisi tentang latar belakang yang melandasi penulisan skripsi, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi penelitian dan sistematika penulisan.

BAB 2 DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan teori-teori yang mendasari penelitian ini. Dasar teori meliputi tentang turbin angin dan jenisnya, serta mekanisme kerja selubung. Dasar teori yang ada dikutip dari beberapa buku dan referensi lain yang mendukung dalam penulisan ini.

BAB 3 METODE PENELITIAN

Bab ini berisikan tentang deskripsi alat pengujian yang digunakan, metode persiapan dan metode pengambilan data yang dilakukan

BAB 4 HASIL DAN ANALISA

Bab ini berisikan tentang hasil yang diperoleh dari proses pengujian, yaitu membandingkan antara hasil simulasi software dengan hasil percobaan dengan wind tunnel.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari hasil percobaan dan beberapa saran yang diberikan untuk perbaikan pada percobaan yang akan datang.

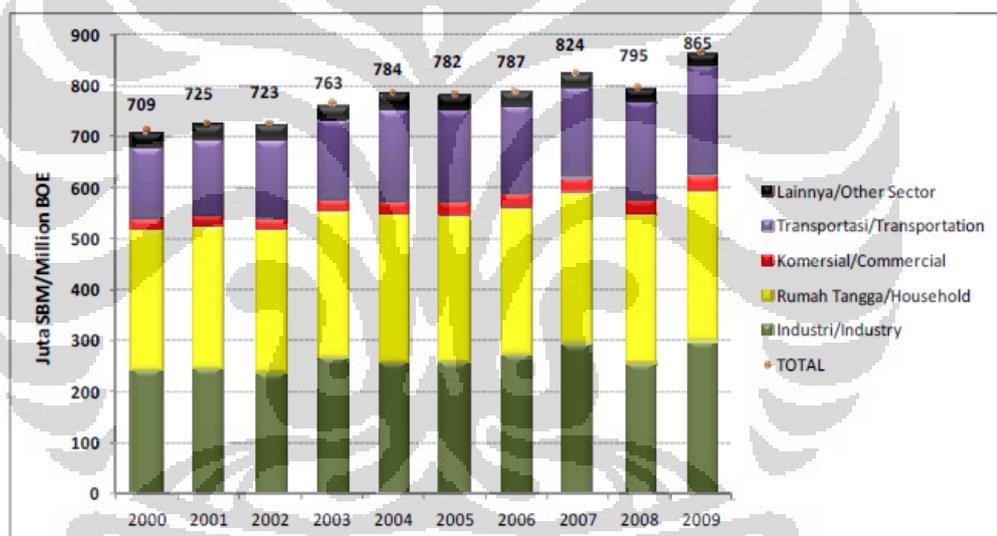


BAB 2

LANDASAN TEORI

2.1 Energi

Konsumsi energi di Indonesia selalu meningkat dari waktu ke waktu seiring dengan laju pertumbuhan penduduk. Hal tersebut berdampak pada cadangan dari bahan bakar fosil yang semakin menipis. Peningkatan kebutuhan energi tersebut sejalan dengan meningkatnya laju pertumbuhan penduduk, ekonomi, dan pesatnya perkembangan teknologi di sektor industri. Konsumsi energi pada kurun waktu 2000-2009 meningkat dari 709,1 juta SBM (setara barel minyak) pada tahun 2000 menjadi 865,4 juta SBM pada tahun 2009 atau meningkat rata-rata 2,2% per tahun (lihat Gambar 2.1) [9].



Gambar 2.1. Konsumsi energi final sektoral [9]

Bahan bakar untuk pembangkit listrik saat ini masih didominasi oleh penggunaan bahan bakar fosil, khususnya batubara. Dalam kurun waktu 2000 sampai 2009 penggunaan bahan bakar minyak meningkat dengan laju 7,2% per tahun, batubara meningkat dengan laju 5,7% per tahun, sementara penggunaan gas meningkat dengan laju 1,7% per tahun (lihat Tabel 2.1) [10]. Adanya permintaan akan kebutuhan energi yang meningkat, sedangkan jumlah produksi menurun sehingga berpengaruh pada harga yang semakin mahal.

Tabel 2.1. Pemakaian bahan bakar pembangkit listrik PLN

Tahun	Bahan Bakar Minyak (kilo liter)				Batubara	Gas Bumi
	HSD	IDO	MFO	Total	(Ton)	(MMSCF)
2000	3.141.917	23.146	1.858.568	5.023.631	13.135.584	228.838
2001	3.575.480	30.457	1.793.283	5.399.220	14.027.713	222.421
2002	4.625.521	40.682	2.300.603	6.966.806	14.054.377	192.927
2003	5.024.362	31.573	2.557.546	7.613.481	15.260.305	184.304
2004	6.299.706	36.935	2.502.598	8.839.239	15.412.738	176.436
2005	7.626.201	27.581	2.258.776	9.912.558	16.900.972	143.050
2006	7.586.916	23.977	2.387.622	9.998.515	19.084.438	157.894
2007	7.874.290	13.557	2.801.128	10.688.975	21.466.348	171.209
2008	8.127.546	28.989	3.163.954	11.320.489	20.999.521	181.661
2009	6.365.116	11.132	3.032.657	9.408.905	21.604.464	266.539

Sumber: Statistik PLN 2009

Untuk penerapan sumber daya energi yang efektif ke depannya diperlukan suatu keseimbangan dalam pemanfaatan sumber daya energi tersebut. Oleh karena itu, negara-negara di dunia mengubah cara pandangnya dan cenderung mengurangi penggunaan energi fosil dan mengalihkan perhatiannya pada pemanfaatan energi alternatif yang ramah lingkungan.

Ada beberapa alasan kenapa perlunya mempercepat pengembangan energi terbarukan [11]:

1. Cadangan energi konvensional fosil sudah tipis (Tabel 2.2). Energi konvensional akan semakin mahal.
2. Penggunaan energi terbarukan adalah upaya mitigasi dampak emisi karbon yang menyebabkan pemanasan global.
3. Penggunaan energi terbarukan sebagai upaya mitigasi risiko gejala kenaikan harga minyak dunia.
4. Pengembangan energi terbarukan adalah sebagai upaya sekuriti penyediaan listrik bagi generasi mendatang.

Tetapi sampai saat ini seperti yang sudah kita ketahui bersama, pemanfaatan energi terbarukan di Indonesia masih belum optimal. Hal tersebut

dapat dilihat pada Tabel 2.3 yang dikeluarkan oleh Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral tahun 2008 [4].

Tabel 2.2. Cadangan dan produksi energi fosil di Indonesia tahun 2008

Energi Fosil	Sumber daya	Cadangan	Produksi	Rasio Cad/Prod (tahun)*
Minyak bumi	56,6 miliar barel	8,4 miliar barel **	348 juta barel	24
Gas Bumi	334,5 TSCF	165 TSCF	2,79 TSCF	59
Batubara	90,5 miliar ton	18,7 miliar ton	201 juta ton	93
Coal Bed Methane (CBM)	453 TSCF	-	-	-

*Dengan asumsi tidak ada penemuan cadangan baru; ** Termasuk Blok Cepu

Sumber: Kementerian ESDM, 2008

Tabel 2.3. Potensi sumber daya energi terbarukan

No.	Jenis	Sumber Daya	Setara	Kapasitas Terpasang
1	Tenaga Air	845 juta SBM	75.670 MW	4.200 MW
2	Panas Bumi	219 juta SBM	27.000 MW	1.042 MW
3	Mini/Micro Hydro	450 MW	450 MW	210 MW
4	Biomass	49.810 MW	49.810 MW	445 MW
5	Tenaga Surya	-	4,80 kWh/m ² /hari	12 MW
6	Tenaga Angin	3-6 m/s	9.290 GW	2 MW
7	Uranium (Nuklir)	24,112 ton untuk 11 tahun*	3000 MW	30 MW

*Hanya di Kalan - Kalbar

Sumber: Ditjen EBTKE – Kementerian ESDM, 2008

Dari tabel 2.3 di atas, terlihat bahwa dari semua potensi energi alternatif yang ada, baru sebagian kecil yang sudah dimanfaatkan. Untuk itu diperlukan suatu penelitian-penelitian dan kajian studi mengenai energi-energi alternatif tersebut, sehingga bisa lebih optimal dalam memanfaatkannya.

2.2 Energi Angin

Energi angin keberadaannya begitu melimpah di alam dan tanpa memerlukan biaya untuk mendapatkannya (gratis). Penggunaan energi angin juga tidak mengakibatkan pencemaran lingkungan. Sistem Konversi Energi Angin (SKEA) dibagi kedalam dua jenis, yaitu berupa kincir angin dan turbin angin [12]. Kincir angin memanfaatkan energi angin menjadi energi kinetik, sedangkan turbin angin memanfaatkan energi angin menjadi energi listrik.



Gambar 2.2. Turbin Angin

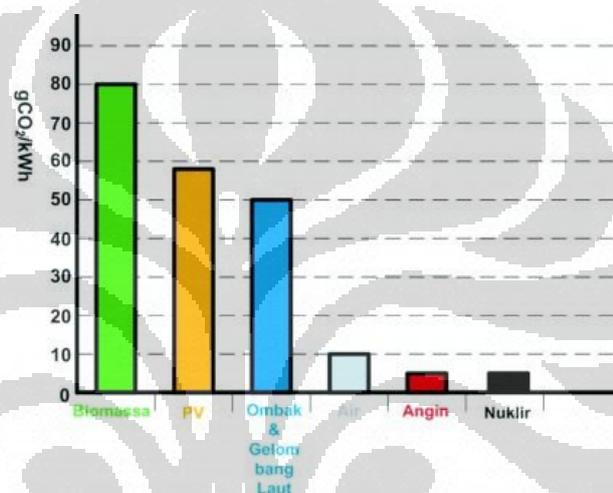
(Sumber: <http://www.popsci.com/technology/article/2009-10/huge-texas-wind-turbines-will-be-made-china>)

Gambar 2.2 menunjukkan perkembangan pemanfaatan teknologi turbin angin. Turbin angin sekarang banyak digunakan sebagai pembangkit listrik. Pengembangan-pengembangan turbin angin yang banyak dilakukan akhir-akhir ini, umumnya bertujuan:

- Mencapai efisiensi yang lebih baik
- Memperbaiki konstruksi
- Menekan biaya investasi dan operasi serendah mungkin

Sebagai salah satu potensi energi terbarukan, energi angin dapat memberikan kontribusi signifikan terhadap kebutuhan energi di Indonesia. Pemanfaatan energi angin dapat dilakukan dengan mengubah energi kinetik angin menjadi energi listrik melalui turbin angin. Pembangkit energi angin yang biasa disebut Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB) ini bebas polusi dan sumber energinya yaitu angin tersedia di mana pun, maka pembangkit ini dapat menjawab

masalah lingkungan hidup dan ketersediaan sumber energi. Dibandingkan dengan sumber energi alternatif lainnya ekstraksi energi dari angin memiliki *carbon footprint* yang relatif rendah [2]. *Carbon footprint* yang dimaksud di sini adalah emisi CO₂ yang dihasilkan dari keseluruhan proses produksi turbin sampai dengan operasi pemanfaatan sumber energi tersebut. Untuk Sistem Konversi Energi Angin (SKEA) *carbon footprint* meliputi proses pembuatan turbin, generator, konstruksi, dan operasi dari SKEA. Perbandingan *carbon footprint* dari SKEA dibandingkan dengan sistem konversi energi lainnya dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.3. Perbandingan *Carbon Footprint* dari beberapa sumber energi alternatif (Data dari UK Parliamentary Office of Science and Technology, November 2006) [2]

Angin sebagai sumber energi dalam penggunaannya mempunyai manfaat antara lain:

- Energi angin tidak akan habis dan dapat didapatkan diberbagai tempat.
- Tidak menimbulkan emisi CO₂ dan ramah lingkungan.
- Biaya konversi lebih murah dibanding energi fosil.
- Cocok untuk daerah/pulau yang tidak terjangkau oleh pembangkit listrik.

Secara umum, dibandingkan dengan keseluruhan permintaan akan kebutuhan energi, skala pemanfaatan tenaga angin di Indonesia masih kecil. Dari seluruh potensi energi angin yang ada di Indonesia yaitu sebesar 9,29 GW, dan hanya sebesar 2 MW yang sudah dimanfaatkan sampai tahun 2008 [3,4]. Padahal kapasitas pembangkitan listrik tenaga angin di dunia telah berkembang pesat

dengan laju pertumbuhan kumulatif sampai dengan tahun 2007 mencapai 25 persen per tahun. Dari kapasitas terpasang 6 GW pada tahun 1996 menjadi 74 GW di tahun 2006 dan pada tahun 2007 mencapai 94 GW [5].

2.2.1 Potensi Energi Angin pada Turbin Angin

Angin adalah udara yang memiliki massa dan bergerak dengan suatu kecepatan. Dari pergerakan ini, angin memiliki energi yang sebanding dengan massa, serta kecepatan. Nilai potensi energi angin dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut [13]:

$$E = 0,5 \cdot m \cdot U^2 \quad (2.1)$$

Massa udara di sini adalah massa yang terkandung dalam suatu volum udara, dan nilainya dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$m = \rho \cdot V \quad (2.2)$$

Volum udara yang terukur dapat ditentukan dari perkalian antara luas penampang lingkaran turbin dan panjang lintasan yang ditempuh udara dalam suatu waktu, dan nilainya dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$V = A \cdot x \quad (2.3)$$

Persamaan (2.2) dan persamaan (2.3) dapat disubstitusi sehingga:

$$m = \rho \cdot A \cdot x \quad (2.4)$$

Persamaan (2.1) dan persamaan (2.4) dapat disubstitusi sehingga:

$$E = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot x \cdot U^2 \quad (2.5)$$

$$p = \frac{dE}{dt} = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 \frac{dx}{dt}$$

$$p = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.6)$$

Dan daya spesifik dari angin per satuan luas bidang putar turbin, nilainya dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$P = \frac{P}{A} = 0,5 \cdot \rho \cdot U^3 \quad (2.7)$$

Angin bertiup melalui suatu turbin dan kemudian melepas sebagian energi kinetik kepada turbin tersebut, dan mengalami perhambatan. Dari hal ini dapat disimpulkan bahwa kecepatan angin sebelum dan sesudah melewati turbin tidaklah sama. Perubahan momentum yang dialami udara dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\Delta M = m(U_1 - U_2) \quad (2.8)$$

$$P = m(U_1 - U_2)U \quad (2.9)$$

$$0,5 \cdot m \cdot (U_1^2 - U_2^2)$$

$$0,5 \cdot m \cdot (U_1^2 - U_2^2) = m(U_1 - U_2)U$$

$$U = 0,5 \cdot (U_1 + U_2)$$

$$P = \rho \cdot A \cdot U \cdot (U_1 - U_2)U$$

$$P = \rho \cdot A \left(\frac{U_1 + U_2}{2} \right)^2 (U_1 - U_2)$$

$$P = \rho \cdot A \cdot U_1^3 [(1 + \alpha)(1 - \alpha^2)]/4$$

$$\alpha = \frac{U_2}{U_1}$$

$$\frac{dP}{d\alpha} = 1 + \alpha - \alpha^2 - \alpha^3 = 0$$

$$\alpha = 1/3$$

Energi maksimum yang dapat diambil oleh turbin adalah:

$$P_{max} = \frac{8}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot U_1^3 \quad (2.10)$$

Daya maksimal persatuan luas:

$$P_{max} = \frac{8}{27} \cdot \rho \cdot U_1^3 \quad (2.11)$$

Daya per satuan luas yang terdapat di angin:

$$P = 0,5 \cdot \rho \cdot U_1^3 \quad (2.12)$$

Efisiensi maksimum turbin angin:

$$\eta = C_p = \frac{P_{max}}{P} = 0,59 \quad (2.13)$$

Daya spesifik yang dapat diambil oleh turbin angin:

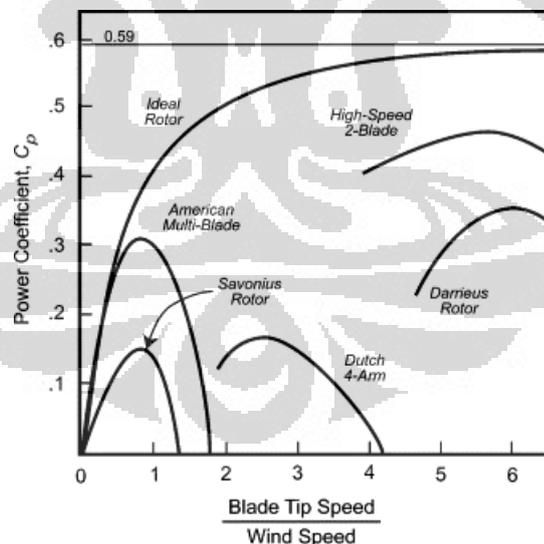
$$P = 0,5 \cdot C_p \cdot \rho \cdot V_1^3 \quad (2.14)$$

Sebagai pembandingan diperlukan rumusan daya lainnya. Daya itu didapat dari torsi yang dihasilkan sesuai dengan putaran turbin, rumusnya sebagai berikut:

$$P_s = T \omega$$

$$P_s = T \frac{2\pi N}{60} \quad (2.15)$$

Turbin angin memiliki karakteristik masing-masing, nilai C_p -nya berdasarkan *Tip Speed Ratio* (TSR). Hal ini ditunjukkan oleh grafik berikut.



Gambar 2.4. Perbandingan C_p turbin terhadap TSR-nya

(Sumber: Energy scavenging for small scale unmanned system: James P Thomas, 2005)

TSR atau *Tip Speed Ratio* (λ) adalah perbandingan antara kecepatan putar sudu turbin (TSB) dengan kecepatan aktualnya (v).

$$\lambda = \frac{TSB}{v} \quad (2.16)$$

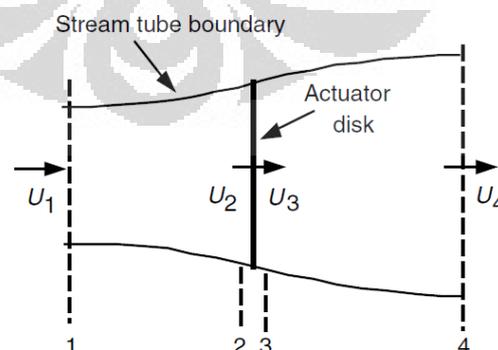
2.2.2 Betz Limit

Sebuah model sederhana, dikaitkan dengan Betz (1926), dapat digunakan untuk menentukan kekuatan dari sebuah rotor turbin, gaya dorong angin pada rotor ideal, dan efek dari kerja rotor pada local wind field. Model sederhana ini didasarkan pada teori momentum linier yang dikembangkan lebih dari 100 tahun yang lalu untuk memprediksi kinerja baling-baling kapal.

Analisis ini mengasumsikan kontrol volume, dimana batas-batas kontrol volume adalah permukaan stream tube dan dua penampang stream tube (lihat gambar 2.5). Turbin digambarkan sebagai 'actuator disc' seragam yang menciptakan diskontinuitas tekanan pada aliran udara yang mengalir melalui stream tube. Analisis ini tidak terbatas pada jenis tertentu dari turbin angin.

Analisis ini menggunakan asumsi sebagai berikut :

- Alirannya homogen, *incompressible*, dan *steady state flow*
- Tidak ada *frictional drag*
- Jumlah blade *infinite*
- *Uniform thrust* pada rotor area
- *Non-rotating wake*
- Tekanan statis *far upstream* dan *far downstream* pada rotor sama dengan tekanan statis sekitar



Gambar 2.5. *Actuator disc* model dari turbin angin

Dengan menerapkan kekekalan momentum linier untuk kontrol volume yang menutup seluruh sistem, dapat dihitung gaya total pada kontrol volume.

Bahwa gaya adalah sama dan berlawanan dengan gaya dorong, T , yang merupakan gaya atau kekuatan angin pada turbin angin. Dari kekekalan momentum linier untuk satu dimensi aliran, *incompressible, time-invariant flow*, gaya dorong adalah sama dan berlawanan dengan laju perubahan momentum dari aliran udara :

$$T = U_1(\rho AU)_1 - U_4(\rho AU)_4 \quad (2.17)$$

Dimana ρ adalah densitas udara, A adalah luas penampang, dan U adalah kecepatan udara.

Untuk *steady state flow*, $(\rho AU)_1 = (\rho AU)_4 = \dot{m}$, dimana \dot{m} adalah laju massa. Sehingga :

$$T = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (2.18)$$

Gaya dorong adalah positif sehingga kecepatan di belakang rotor, U_4 , lebih rendah daripada kecepatan *free stream* U_1 . Dengan demikian, fungsi Bernoulli dapat digunakan dalam 2 volume kontrol di kedua sisi *actuator disc*. Di sisi *upstream* :

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (2.19)$$

Di sisi *downstream* :

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (2.20)$$

Dimana diasumsikan tekanan pada *far upstream* dan *far downstream* adalah sama ($p_1 = p_4$) dan oleh karena itu kecepatan *free stream* yang melintas adalah sama ($U_2 = U_3$).

Gaya dorong juga dapat dinyatakan sebagai jumlah dari gaya-gaya di setiap sisi *actuator disc*:

$$T = A_2(p_2 - p_3) \quad (2.21)$$

Jika $(p_2 - p_3)$ dapat diselesaikan menggunakan persamaan 2.19 dan 2.20, dan disubstitusikan ke persamaan 2.21, sehingga menghasilkan persamaan :

$$T = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) \quad (2.22)$$

Menggunakan persamaan 2.18 dan 2.22 untuk nilai thrust dan mengenali laju massa sebagai $\rho A_2 U_2$, sehingga diperoleh :

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (2.23)$$

Dengan demikian, kecepatan angin di rotor plane, menggunakan model sederhana ini, adalah rata-rata dari kecepatan udara di sisi upstream dan downstream.

Jika didefinisikan *axial induction factor*, a , sebagai penurunan fraksional kecepatan udara antara free stream dan rotor plane, maka :

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (2.24)$$

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (2.25)$$

dan

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (2.26)$$

Nilai $U_1 a$ sering disebut sebagai kecepatan induced pada rotor, dalam hal ini kecepatan angin pada rotor adalah kombinasi dari kecepatan free stream dan kecepatan induced angin. Karena axial induction factor meningkat dari 0, kecepatan angin di belakang rotor menjadi lebih lambat dan lambat. Jika $a = 1/2$, angin melambat hingga kecepatan nol di belakang rotor sehingga teori sederhana ini tidak lagi dapat diberlakukan.

Daya keluaran, P , sama dengan *thrust times velocity* pada disk :

$$P = \frac{1}{2} \rho A_2 (U_1^2 - U_4^2) U_2 = \frac{1}{2} \rho A_2 U_2 (U_1 + U_4) (U_1 - U_4) \quad (2.27)$$

Substitusi U_2 dan U_4 dari persamaan 2.9 dan 2.10 memberikan :

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a(1 - a)^2 \quad (2.28)$$

Dimana daerah kontrol volum pada rotor, A_2 , digantikan oleh A , area rotor, dan kecepatan free stream U_1 digantikan oleh U .

Rotor performance dari turbin angin biasanya dikarakteristikan oleh koefisien dayanya, C_p :

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^3 A} = \frac{\text{Rotor power}}{\text{Power in the wind}} \quad (2.29)$$

Koefisien daya merupakan sebagian dari potensi daya angin yang diekstraksi oleh rotor. Dari persamaan 2.28, koefisien daya adalah:

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (2.30)$$

C_p maksimum ditentukan dengan mengambil derivatif dari koefisien daya (Persamaan 2.30), menghasilkan $a = 1/3$. Sehingga :

$$C_{p,max} = 16/27 = 0,5926 \text{ (Betz Limit)} \quad (2.31)$$

Dari persamaan 2.22, 2.25, dan 2.26, gaya dorong aksial pada disc adalah

$$T = \frac{1}{2}\rho AU^2[4a(1 - a)] \quad (2.32)$$

Sama dengan daya, gaya dorong turbin angin dapat dikarakteristikan sebagai non dimensional, koefisien thrust :

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} = \frac{\text{Thrust force}}{\text{Dynamic force}} \quad (2.33)$$

Betz Limit, $C_{p,max} = 16/27$, adalah koefisien daya rotor maksimum yang mungkin secara teoritis. Dalam aplikasinya, tiga faktor yang menyebabkan berkurangnya koefisien daya maksimum yang dapat tercapai diantaranya adalah :

- *Rotation of the wake* di belakang rotor
- Jumlah blade yang tidak infinite dan losses pada ujung tip blade
- Nilai drag aerodinamis (tidak sama dengan nol)

Efisiensi turbin secara keseluruhan adalah fungsi dari koefisien daya rotor dan efisiensi mekanis dari turbin angin :

$$\eta_{overall} = \frac{P_{out}}{\frac{1}{2}\rho AU^3} = \eta_{mech} C_p \quad (2.34)$$

Sehingga :

$$P_{out} = \frac{1}{2}\rho AU^3 (\eta_{mech} C_p) \quad (2.35)$$

2.3 Turbin angin di Indonesia

Pada saat ini, naiknya permintaan terhadap energi yang bersih dan dapat diperbarui semakin tinggi. Penggunaan dan eksploitasi bahan bakar fosil, dan efeknya pada lingkungan, menjadi ancaman bagi kehidupan di masa yang akan datang. Tren yang sama juga terjadi di Indonesia. Indonesia memiliki energi yang bersih dan dapat diperbarui dalam jumlah yang banyak, namun teknologinya belum cukup untuk dapat mengolah energi-energi tersebut.

Dalam beberapa tahun ini, banyak peneliti yang mencoba untuk mengatasi situasi tersebut. Di Indonesia, energi 'hijau' dan terbarukan mulai dikembangkan, contohnya; bioetanol, biodiesel, energi geotermal, bahkan energi solar. Energi angin sendiri telah menjadi semacam sektor yang berkembang pesat dalam industri ini. Angin dengan kecepatan 3 m/s, atau 12 km/jam, atau 6.7 knot/jam cukup untuk turbin angin skala kecil [14].

Sementara itu sebagai salah satu kebijakan dari diversifikasi energi Ditjen Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi (DJEBTKE) Kementerian Energi Sumber Daya Mineral (ESDM) bersama UPC Asia WindLimited telah menandatangani nota kesepahaman (MoU) dalam sebuah proyek PLTB skala besar yang rencananya akan dibangun di pesisir Pantai Samas, Kabupaten Bantul, Daerah Istimewa Yogyakarta. PLTB ini ditargetkan ini memiliki kapasitas 50 MW yang meliputi pembangunan 33 turbin angin dengan kapasitas masing-masing sebesar 1,5 MW [15].

Generasi energi perkotaan seperti yang dihasilkan oleh turbin angin skala kecil pada atau di sekitar bangunan dapat didefinisikan sebagai generasi mikro [16]. Berbeda dengan pasokan energi terpusat, teknologi generasi mikro memiliki pembangkit listrik yang berada di pengguna langsung. Diperkirakan bahwa terdapat potensi yang sangat besar untuk memanfaatkan jenis teknologi ini dalam lingkungan perkotaan, tidak hanya untuk memenuhi permintaan tetapi juga untuk membantu menangani kelangkaan bahan bakar dan mencapai pengurangan emisi.

Persyaratan dalam mengoptimalkan kinerja pada turbin angin di lingkungan perkotaan sangat berbeda dari pertimbangan yang secara konvensional pada skala besar. Turbin angin skala kecil jenis apa pun pasti memiliki biaya yang lebih tinggi per unit listrik yang dihasilkan dari skala besar dan tidak mampu untuk saat ini bersaing dengan sumber energi konvensional. Hal ini membutuhkan penggunaan pendekatan desain yang berbeda untuk menilai jenis generator yang paling cocok, mengembangkan desain yang akan meningkatkan efisiensi, dan memprediksi output daya diharapkan [17,18].

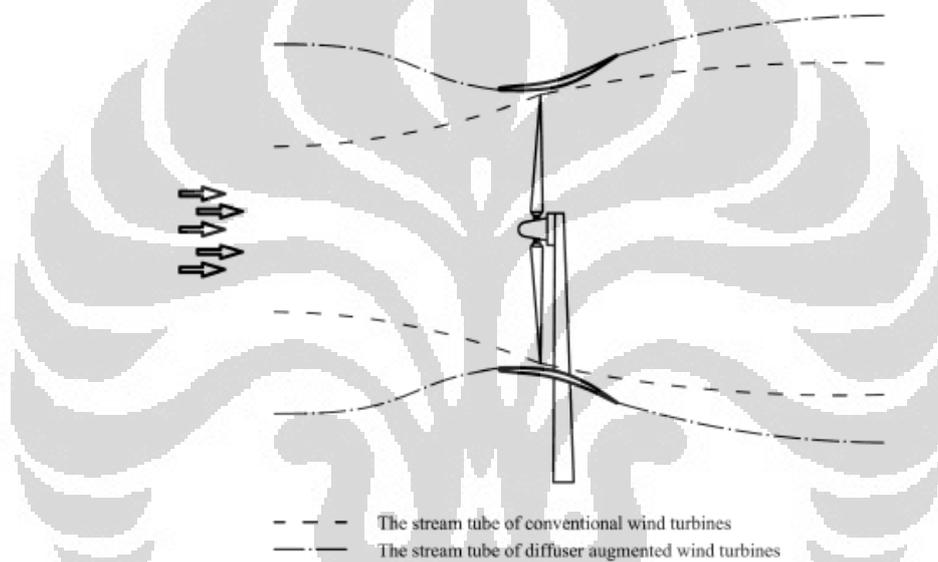
Karena mayoritas populasi manusia tinggal di daerah perkotaan, menerapkan generasi mikro untuk rumah perkotaan memiliki potensi untuk memberikan kontribusi yang signifikan dengan target energi terbarukan. Salah satu teknologi generasi mikro yang digunakan pada rumah perkotaan adalah turbin angin di atap rumah..

Di hampir semua situasi penggunaan yang ada turbin angin (kecil) terdapat masalah karena faktanya bahwa turbin tersebut tidak disesuaikan dengan lingkungan yang memiliki kecepatan angin yang rendah seperti di Indonesia. Dari sekian banyak konsep dalam hal peningkatan kecepatan aliran angin adalah dengan menggunakan selubung di sekitar rotor.

2.4 Selubung Turbin Angin – Diffuser

Salah satu tujuan utama dari pengembangan turbin angin adalah meningkatkan daya output turbin. Menurut persamaan (2.14), ada dua parameter yang mempengaruhi nilai daya, daerah sapuan blade dan kecepatan angin. Oleh karena itu daya output dapat ditingkatkan dengan meningkatkan salah satu dari

dua parameter tersebut. Menurut Betz Limit, untuk turbin angin konvensional, koefisien daya adalah parameter terbatas. Kembali mengacu pada persamaan (2.14), bahwa daya dari sebuah turbin angin adalah kecepatan pangkat tiga. Oleh karena itu, dengan meningkatkan kecepatan angin yang melalui rotor akan berdampak besar pada daya. Salah satu metode untuk meningkatkan kecepatan angin yang efektif adalah menggunakan selubung di sekitar rotor. Desain tersebut kadang-kadang disebut sebagai Diffuser-Augmented Wind Turbine (DAWT). Gambar menggambarkan sebuah skema desain ini diterapkan pada HAWT dan perubahan stream tube dibandingkan dengan turbin angin konvensional.



Gambar 2.6. Perbandingan stream tube antara turbin angin konvensional dan DAWT

Pemakaian selubung di sekitar rotor meningkatkan laju aliran udara yang melalui daerah tersebut, sehingga meningkatkan kecepatan angin di rotor. Keuntungan lain menggunakan diffuser sekitar blade adalah bahwa daya maksimum teoritis dari turbin angin dengan selubung tidak dibatasi oleh Betz Limit, dan berhubungan dengan perbedaan tekanan dan kecepatan aliran di sekitar selubung [19]. Fakta akan keuntungan kinerja substansial yang diwujudkan dengan penggunaan selubung pada turbin angin diakui di tahun 1950. Studi yang dilakukan oleh Lilley dan Rainbird [20] menunjukkan bahwa dengan penambahan selubung, dapat menghasilkan daya hingga dua kali lebih besar dibandingkan dengan tanpa selubung dengan diameter yang sama.

Beberapa penelitian mengenai desain diffuser untuk HAWT telah dilakukan sejauh ini [20-26]. De Vries [27] adalah salah satu yang pertama untuk mengembangkan teori dari DAWT (*Diffuser Augmented Wind Turbine*). Dia membedakan teori diffuser sederhana dari teori turbin berselubung. Dalam teori diffuser sederhana, dia memodelkan aliran satu dimensi melalui diffuser, tapi mengantisipasi kenyataan bahwa tekanan di sisi keluar harus sama dengan sekitar. Dia memasukkan nilai back pressure negatif seperti yang ditemukan dalam percobaan sebelumnya dengan memperkenalkan koefisien tekanan keluar empiris. Dalam pendekatan turbin berselubung, ia membuat suatu usaha untuk memodelkan gaya radial pada selubung dengan pendekatan momentum. Hasil tersebut menghasilkan kesimpulan bahwa "... nilai-nilai optimal dari sekitar $C_p = 2$ dapat diperoleh".

Pada tahun 1999 Hansen dkk [28-29] menunjukkan melalui perhitungan CFD "... bahwa batas Betz dapat dilampaui dengan rasio yang sesuai dengan kenaikan relatif dalam aliran massa yang melalui rotor". Dari teori momentum DAWT dapat dilihat bahwa daya yang dicapai sebanding dengan daya sebuah HAWT yang memiliki diameter yang sama dengan diameter keluar dari diffuser. Namun dari model momentum ini juga dapat dilihat bahwa kinerja yang lebih baik masih memungkinkan ketika "back pressure level" di sisi keluar diffuser dapat tercapai.

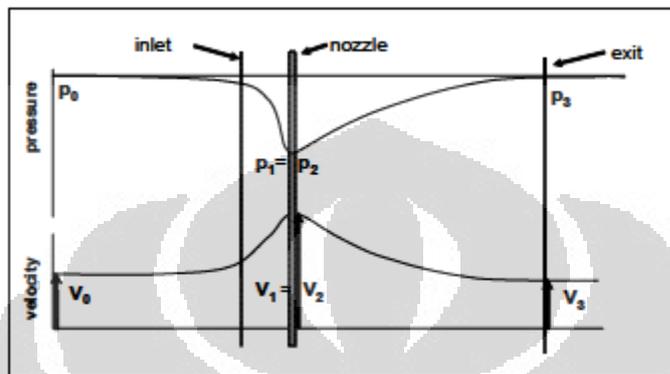
Salah satu desain diffuser terbaru dilakukan oleh Abe dkk. [30]. Para penulis menyarankan diffuser dengan flens di akhir diffuser untuk meningkatkan daya output dari HAWT. Dalam penelitiannya tersebut, penulis melakukan penyelidikan numerik dan eksperimental untuk menunjukkan efek dari flange downstream. Mereka juga meneliti efek pada inlet diffuser dengan menggunakan diffuser dengan bagian inlet yang lebih luas. Diffuser dengan flens dilakukan studi eksperimental lebih lanjut oleh Ohya dkk. [8] untuk merancang DAWT komersial.

2.4.1 Tekanan dan kecepatan dalam sebuah diffuser kosong

Dalam one dimensional momentum theory, kecepatan dan tekanan dalam sebuah diffuser kosong secara langsung berhubungan dengan geometri, yaitu untuk variasi luas penampang. Gambar 2.7 menunjukkan indeks yang digunakan

di berbagai lokasi. Luas penampang keluar dari diffuser yang digunakan sebagai referensi. Tekanan ambien p_0 berada jauh di depan dan di belakang diffuser. Sepanjang diffuser, hubungan kecepatan dan tekanan dapat ditemukan dari persamaan kontinuitas dan hukum Bernoulli untuk tekanan total:

$$p_{tot} = p_0 + \frac{1}{2}\rho U_0^2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_0 + \frac{1}{2}\rho U_e^2 \quad (2.36)$$



Gambar 2.7. Hubungan tekanan dan kecepatan dalam diffuser kosong

Dengan menggunakan persamaan kontinuitas dapat dilihat dengan mudah bahwa hubungan antara kecepatan pada nosel dan kecepatan di sisi keluar diffuser sebanding dengan rasio diffuser area β :

$$U_1 = \beta U_3 \quad (2.37)$$

Tekanan total di nosel, menggunakan hubungan persamaan di atas dapat ditulis sebagai:

$$p_{tot} = p_1 + \frac{1}{2}\rho(\beta U_0)^2 \quad (2.38)$$

Pada awalnya diasumsikan bahwa tidak ada *back pressure* di sisi keluar diffuser, sehingga $p_3 = p_0$ dan $U_0 = U_3$. Sehingga tekanan pada nosel sama dengan :

$$p_1 = p_0 + (1 - \beta^2) \frac{1}{2}\rho U_0^2 \quad (2.39)$$

Hal ini menunjukkan bahwa *under pressure* akan ada pada nosel, setiap kali rasio diffuser area β lebih besar dari 1. Hal ini jelas terjadi ketika luas area di sisi keluar lebih besar daripada area masuk, dan tidak ada separasi aliran yang muncul.

$$U_3 = \gamma U_0 \quad (2.40)$$

Di sisi keluar diffuser *back pressure* (γ) dapat saja terjadi, misalnya ketika mengalami Kutta condition, aliran dipaksa untuk terdefleksi ke arah radial. Kemudian kecepatan di sisi keluar akan berbeda dari kecepatan ambient V_0 di depan diffuser. Dengan melihat hubungan *back pressure* sebagai hubungan antara kecepatan U_0 dan U_3 di sisi keluar diffuser sehingga menghasilkan tekanan pada nozzle sebagai berikut :

$$p_1 = p_0 + (1 - \beta^2 \gamma^2) \frac{1}{2} \rho U_0^2 \quad (2.41)$$

Jadi untuk rasio diffuser area β lebih besar dari 1 dan untuk *back pressure* nol atau negatif ($\gamma \geq 1$), akan ada *under pressure* di nosel.

Hubungan kecepatan di dalam diffuser akan lebih sederhana jika geometrinya diketahui. Dimulai dari kecepatan U_3 di sisi keluar dari diffuser, kecepatan di lokasi lain dapat langsung dihitung dari perbandingan luas daerah tersebut dengan luas daerah keluar, dengan mengaplikasikan persamaan kontinuitas, dan menggunakan asumsi distribusi kecepatan seragam pada setiap bagian diffuser.

Rasio antara kecepatan dalam nosel diffuser (tanpa turbin angin) dan kecepatan masuk U_0 di depan diffuser sering menyebabkan kesalahan dalam memprediksi daya yang mampu dicapai oleh sebuah DAWT. Dengan menggabungkan persamaan (2.37) dan (2.40), menunjukkan bahwa kecepatan nozzle sama dengan $\beta \gamma U_0$. Namun daya maksimum yang dapat dicapai tidak sama dengan $\beta^3 \gamma^3 C_{pmax}$, dimana C_{pmax} adalah daya maksimum yang dapat dicapai dari sebuah turbin angin tanpa diffuser. Secara signifikan, daya maksimum aktual lebih rendah dimana hal ini akan dijelaskan dibawah.

2.4.2 Hubungan antara kecepatan dan tekanan dalam DAWT

Ketika sebuah turbin angin diletakkan dalam diffuser, segala sesuatu mulai menjadi lebih kompleks. Efek dari turbin angin ini akan menyebabkan drop pada total pressure, di suatu tempat dalam diffuser, yang dapat diwakili oleh penurunan tingkat total pressure di sisi keluar diffuser. Lokasi yang paling cocok untuk penempatan wind turbine dari sudut pandang konstruksi adalah pada nosel diffuser, yang merupakan luas penampang terkecil.

Dalam teori momentum satu dimensi yang dikembangkan oleh Van Bussel [31], terdapat hal yang harus diupayakan untuk mengembangkan teori yang memiliki kesetaraan atau kesamaan paling dekat dengan hubungan momentum untuk wind turbines biasa. Oleh karena itu diasumsikan bahwa di sisi keluar dari diffuser, kondisi yang sama diberlakukan seperti halnya turbin angin biasa (dengan asumsi tidak ada back pressure tambahan). Sehingga dapat diekspresikan menggunakan persamaan:

$$U_3 = (1 - a)U_0 \quad (2.42)$$

Jadi, *axial induction factor* (a) didefinisikan di sisi keluar dari diffuser. Sama halnya seperti turbin angin biasa, teori momentum induksi ini adalah setengah dari faktor induksi ditemukan jauh di belakang DAWT ($U_e = (1 - 2a)U_0$). Dari persamaan kontinuitas, menggunakan diffuser area ratio β , bahwa kecepatan di wind turbine pada nozel DAWT sama dengan $U_1 = \beta U_3$, sehingga:

$$U_1 = \beta(1 - a)U_0 \quad (2.43)$$

Kecepatan di lokasi lain di dalam diffuser, seperti pada situasi tanpa turbin angin, dapat ditentukan dengan mengaplikasikan persamaan kontinuitas. Ketika ada sebuah back pressure tambahan di sisi keluar dari diffuser, kecepatan pada sisi keluar dapat diekspresikan:

$$U_3 = \gamma(1 - a)U_0 \quad (2.44)$$

Melihat pada persamaan (2.37) untuk diffuser kosong. Maka kecepatan pada nozzle:

$$U_1 = \beta\gamma(1 - a)U_0 \quad (2.45)$$

Hubungan tekanan dengan mudah dapat diperoleh dengan penerapan hukum Bernoulli pada aliran di depan dan di belakang rotor. Bila diasumsikan bahwa rotor terletak di nosel, maka:

$$p_1 = p_0 + [1 - \beta^2\gamma^2(1 - a)^2]\frac{1}{2}\rho U_0^2 \quad (2.46)$$

untuk tekanan di depan rotor dan:

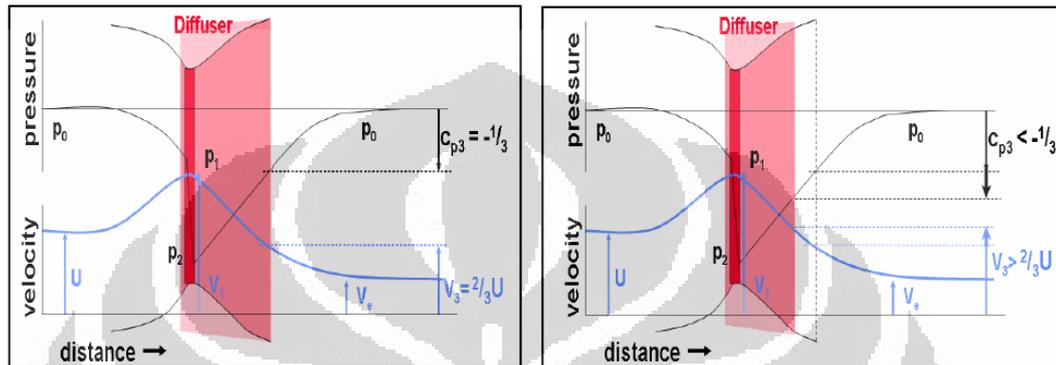
$$p_2 = p_0 + [(1 - 2a)^2 - \beta^2\gamma^2(1 - a)^2]\frac{1}{2}\rho U_0^2 \quad (2.47)$$

untuk tekanan di belakang rotor.

Dengan demikian perbedaan tekanan pada rotor dapat diekspresikan menggunakan persamaan:

$$p_2 - p_1 = 4a(1 - a) \frac{1}{2} \rho U_0^2 \quad (2.48)$$

Ini berarti bahwa jumlah energi yang diekstraksi per unit volume adalah identik dengan jumlah energi yang diekstraksi oleh turbin angin biasa (tanpa diffuser). Jumlah udara yang melewati turbin di diffuser telah ditingkatkan dengan faktor $\beta\gamma$. Dan seperti halnya dengan teori momentum untuk turbin angin biasa nilai optimal untuk $a = 1/3$.



Gambar 2.8. Hubungan kecepatan dan tekanan optimal dalam sebuah DAWT yang diperoleh dari teori momentum

Kiri : diffuser tanpa *back pressure* tambahan ($\gamma = 1$)

Kanan: diffuser dengan *back pressure* tambahan ($\gamma > 1$)

2.4.3 Power dan *thrust* untuk DAWT.

Koefisien daya dari DAWT mengikuti persamaan (2.33) dan (2.38):

$$C_{p,rotor} = \beta\gamma 4a(1 - a)^2 \quad (2.49)$$

Dan akibatnya koefisien daya pada sisi keluar diffuser:

$$C_{p,exit} = \gamma 4a(1 - a)^2 \quad (2.50)$$

Dari persamaan di atas, dapat ditarik kesimpulan berkaitan dengan distribusi gaya dorong (*thrust*) total yang bekerja pada DAWT tersebut. *Thrust* pada rotor di dalam diffuser adalah persis sama dengan *thrust* pada rotor biasa tanpa diffuser, seperti dapat dilihat dari persamaan (2.48):

Penerapan prinsip kekekalan momentum untuk aliran yang melalui DAWT dapat menggunakan persamaan berikut:

$$C_{p,total} = \beta\gamma 4a(1 - a) \quad (2.51)$$

Hal ini memberikan kesimpulan bahwa gaya dorong pada diffuser tergantung pada tekanan dari rotor:

$$C_{T,diffuser} = C_{p,total} - C_{p,rotor} = (\beta\gamma - 1)4a(1 - a) \quad (2.52)$$

Oleh karena itu gaya dorong pada diffuser sebanding dengan laju massa tambahan yang diperoleh dalam DAWT. Koefisien daya optimal yang diperoleh untuk $a = 1/3$, sama seperti turbin angin biasa. Dalam karyanya pendekatan Van Bussel menekankan bahwa teori yang dikembangkan tidak mencakup penentuan back pressure ratio maksimum γ yang dapat dicapai.

2.5 Computational Fluid Dynamics (CFD)

Aspek fisik dari setiap aliran fluida diatur oleh tiga prinsip dasar: hukum kekekalan massa, momentum dan energi. Prinsip-prinsip fundamental dapat dinyatakan dalam persamaan matematika, yang dalam bentuk yang paling umum biasanya adalah persamaan diferensial parsial. *Computational Fluid Dynamics* (CFD) adalah ilmu untuk menentukan solusi numerik untuk persamaan yang mengatur aliran fluida dengan bantuan komputasi komputer. Untuk melakukan perhitungan pada tiap-tiap elemen pembagiannya. Prinsipnya adalah suatu ruang yang berisi fluida yang akan dilakukan penghitungan dibagi menjadi beberapa bagian, hal ini sering disebut dengan sel dan prosesnya dinamakan meshing. Bagian-bagian yang terbagi tersebut merupakan sebuah kontrol penghitungan yang akan dilakukan adalah aplikasi. Kontrol-kontrol penghitungan ini beserta kontrol-kontrol penghitungan lainnya merupakan pembagian ruang yang disebut tadi atau meshing. Nantinya, pada setiap titik kontrol penghitungan akan dilakukan penghitungan oleh aplikasi dengan batasan domain dan boundary condition yang telah ditentukan. Prinsip inilah yang banyak dipakai pada proses penghitungan dengan menggunakan bantuan komputasi komputer.

Flow Simulation mampu memprediksi aliran laminar dan aliran turbulen. Arus laminar terjadi pada nilai-nilai rendah dari bilangan Reynolds, yang didefinisikan sebagai produk dari skala mewakili kecepatan dan panjang dibagi

dengan viskositas kinematik. Ketika nilai Reynolds melebihi nilai kritis tertentu, aliran menjadi turbulen, parameter aliran yaitu mulai berfluktuasi acak.

Sebagian besar fluida mengalir dalam kenyataannya adalah turbulen, sehingga Flow Simulation dikembangkan untuk mensimulasikan dan mempelajari aliran turbulen. Untuk memprediksi aliran turbulen, *Flow Simulation* menggunakan persamaan transportasi untuk turbulent kinetic energy dan laju disipasi, yang disebut k-ε model.

Simulasi aliran menggunakan satu sistem persamaan untuk menggambarkan aliran laminar dan aliran turbulen. Selain itu, transisi dari laminar menjadi kondisi turbulen dan / atau sebaliknya adalah mungkin. Aliran dalam model dengan moving walls (tanpa mengubah model geometri) dihitung dengan menentukan kondisi batas yang sesuai.

2.5.1 Persamaan-persamaan Konservasi

Dalam membuat model CFD diperlukan definisi dari model itu sendiri, apakah model tersebut mempertimbangkan faktor reaksi kimia, mass transfer, heat transfer atau hanya berupa aliran fluida non kompressible dan laminar. Definisi dari model sebenarnya adalah memilih persamaan mana yang akan diaktifkan dalam suatu proses CFD. Banyak sekali persamaan yang digunakan dalam konsep CFD secara umum karena semua persamaan tersebut merupakan pendekatan dari karakteristik fluida yang akan mendekatkannya pada kondisi real. Berikut ini salah satu contoh persamaan-persamaan dasar yang terlibat dalam suatu aliran laminar tanpa melibatkan perpindahan kalor maupun spesies.

Persamaan Konservasi Massa

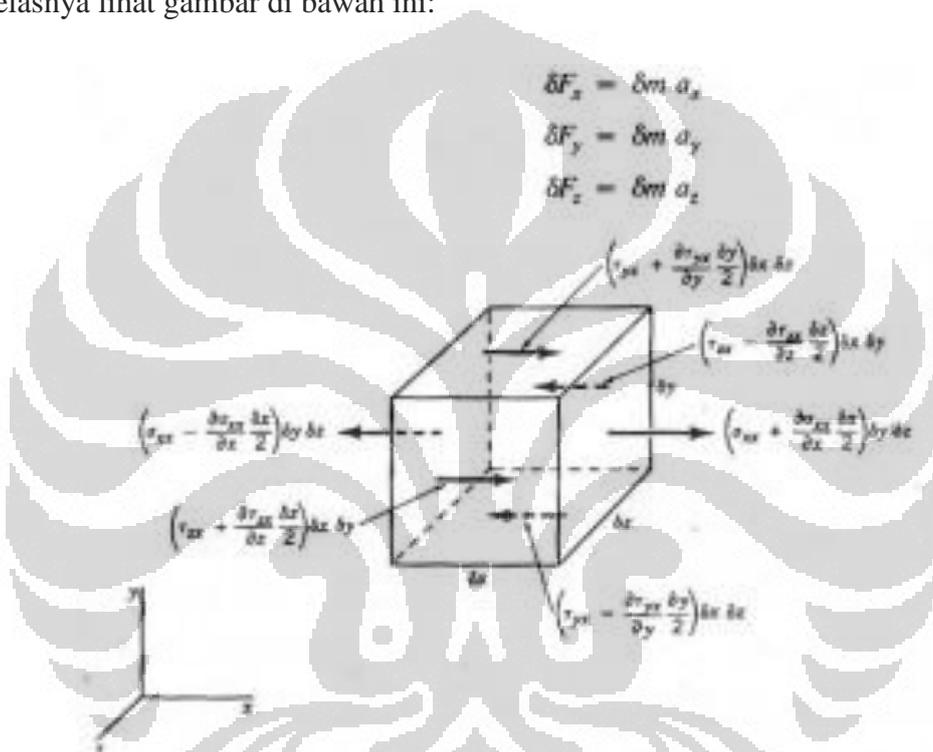
Persamaan konservasi massa atau persamaan kontinuiti yang digunakan dalam CFD adalah:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.53)$$

Persamaan diatas merupakan persamaan umum dari konservasi massa dan valid untuk setiap aliran compressible dan incompressible.

Persamaan Konservasi Momentum

Persamaan konservasi momentum adalah persamaan yang mendefinisikan gerakan fluida ketika terjadi gaya-gaya pada partikel-partikelnya pada setiap elemen fluida yang didefinisikan di dalam model CFD. Untuk lebih jelasnya lihat gambar di bawah ini:



Gambar 2.9 Gaya-gaya yang terjadi dalam arah x pada suatu elemen fluida

$$\begin{aligned}
 \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\
 \rho g_y + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\
 \rho g_z + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right)
 \end{aligned} \tag{2.54}$$

Persamaan diatas adalah persamaan diferensial umum dari gerakan fluida. Kenyataannya persamaan tersebut dapat diaplikasikan untuk setiap continuum (solid atau fluid) ketika bergerak ataupun diam.

2.5.2 *Boundary Conditions*

Dalam menganalisa suatu aliran fluida terdapat dua metode yang dapat digunakan, yang pertama adalah mencari pola aliran secara detail (x, y, z) pada setiap titik atau yang kedua, mencari pola aliran pada suatu daerah tertentu dengan keseimbangan antara aliran masuk dan keluar dan menentukan (secara kasar) efek-efek yang mempengaruhi aliran tersebut (seperti: gaya atau perubahan energi). Metode pertama adalah metode analisa diferensial sedangkan yang kedua adalah metode integral atau control volume. Boundary conditions adalah kondisi dari batasan sebuah kontrol volume tersebut. Dalam analisa menggunakan CFD seluruh titik dalam kontrol volume tersebut di cari nilainya secara detail, seperti yang telah di jelaskan di awal bab ini, dengan memanfaatkan nilai-nilai yang telah diketahui pada boundary conditions. Secara umum boundary conditions terdiri dari dua macam, inlet dan outlet. Inlet biasanya didefinisikan sebagai tempat dimana fluida memasuki domain (control volume) yang ditentukan. Berbagai macam kondisi didefinisikan pada inlet ini mulai dari kecepatan, komposisi, temperatur, tekanan, laju aliran. Sedangkan pada outlet biasanya didefinisikan sebagai kondisi dimana fluida tersebut keluar dari domain atau dalam suatu aplikasi CFD merupakan nilai yang didapat dari semua variabel yang didefinisikan dan diextrapolasi dari titik atau sel sebelumnya. Di bawah ini salah satu contoh penerapan *boundary conditions*.

Hasil yang didapat pada kontrol point terdekat dari penghitungan persamaan yang terlibat akan diteruskan ke kontrol point terdekat lainnya secara terus menerus hingga seluruh domain terpenuhi. Akhirnya, hasil yang didapat akan disajikan dalam bentuk warna, vektor dan nilai yang mudah untuk dilihat dengan konfigurasi jangkauan diambil dari nilai terbesar dan terkecil.

Secara umum proses penghitungan CFD terdiri atas 3 bagian utama:

1. *Preprocessor*
2. *Processor*
3. *Post processor*

Preprocessor adalah tahap dimana data diinput mulai dari pendefinisian domain serta pendefinisian kondisi batas atau *boundary condition*. Ditahap itu juga sebuah benda atau ruangan yang akan analisa dibagi-bagi dengan jumlah grid tertentu atau sering disebut juga dengan meshing. Tahap selanjutnya adalah processor, pada tahap ini dilakukan proses penghitungan data-data input dengan persamaan yang terlibat secara iteratif. Artinya penghitungan dilakukan hingga hasil menuju error terkecil atau hingga mencapai nilai yang konvergen. Penghitungan dilakukan secara menyeluruh terhadap volume kontrol dengan proses integrasi persamaan diskrit. Tahap akhir merupakan tahap postprocessor dimana hasil perhitungan diinterpretasikan ke dalam gambar, grafik bahkan animasi dengan pola-pola warna tertentu.

Hal yang paling mendasar mengapa konsep CFD (software CFD) banyak sekali digunakan dalam dunia industri adalah dengan CFD dapat dilakukan analisa terhadap suatu sistem dengan mengurangi biaya eksperimen dan tentunya waktu yang panjang dalam melakukan eksperimen tersebut. Atau dalam proses design engineering tahap yang harus dilakukan menjadi lebih pendek. Hal lain yang mendasari pemakaian konsep CFD adalah pemahaman lebih dalam akan suatu masalah yang akan diselesaikan atau dalam hal ini pemahaman lebih dalam mengenai karakteristik aliran fluida dengan melihat hasil berupa grafik, vektor, kontur dan bahkan animasi.

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Dalam menyelesaikan penelitian ini digunakan metode analisa, simulasi, dan perhitungan secara matematis yang tahapan-tahapannya sebagai berikut:

3.1 Studi Literatur

Studi literatur yang dilakukan berkaitan dengan konsep turbin angin dan penggunaan selubung turbin angin. Selain itu dilakukan studi tentang teori desain diffuser yang mencakup bentuk dan geometri diffuser, serta profil kecepatan dan tekanan. Juga dilakukan studi khusus tentang teori dan metode analisis pada CFD. Studi dilakukan dengan referensi penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, buku-buku literatur, dan pencarian data lewat internet.

3.2 Pengumpulan Data

Data yang menyangkut mengenai penelitian ini dikumpulkan dari berbagai sumber antara lain melalui referensi penelitian sebelumnya dan browsing data dari internet. Data-data yang dibutuhkan seperti kecepatan rata-rata angin di Indonesia khususnya daerah pemukiman, geometri diffuser, hasil penelitian sebelumnya dan lain-lain.

3.2.1 Data Kecepatan Angin

Dalam penelitian ini, dibutuhkan kecepatan angin rata-rata di daerah perkotaan. Data angin ini berfungsi sebagai input dalam simulasi pemodelan. Proses pengambilan data pada penelitian ini berupa pengambilan data sekunder dari data kecepatan angin rata-rata di Indonesia yang sudah ada.

Berdasarkan data yang diperoleh dari Departemen Energi dan Sumber Daya Manusia tahun 2003 [1], kecepatan rata-rata angin di Indonesia sekitar 3-5 m/s.

Pemodelan diffuser menggunakan turbin angin skala kecil dengan diameter diffuser 800 mm dan bilangan Reynolds sebesar $1,64 \times 10^5$. Selanjutnya dilakukan berbagai variasi mulai dari sudut kemiringan, rasio L/D, penambahan

inlet dan rasio h/D . Untuk simulasi CFD digunakan skala 1:1 (sesuai ukuran sebenarnya).

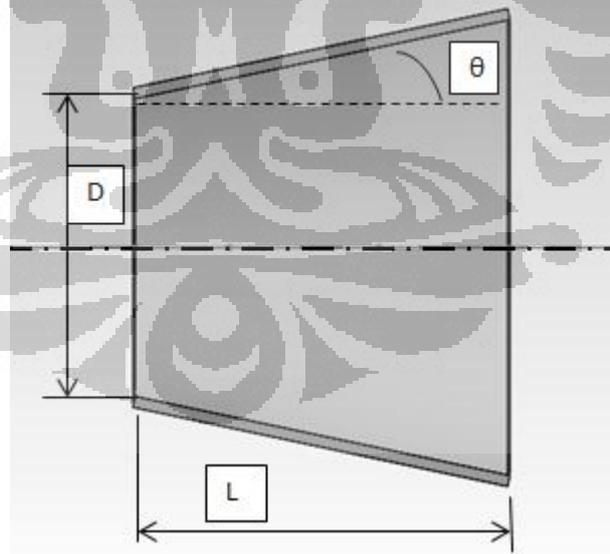
3.2.2 Desain Diffuser

Pada langkah ini, dibuat beberapa model yang nantinya disimulasikan dan dilihat model mana yang memiliki nilai validasi dan verifikasi mendekati pada nilai perhitungan yang memiliki tingkat peningkatan kecepatan angin paling tinggi.

Desain dari diffuser bervariasi berdasarkan geometri. Penentuan variasi desain diffuser ditentukan dari penelitian-penelitian sebelumnya. Penelitian ini dilakukan untuk mendapatkan model desain diffuser yang paling optimal untuk digunakan pada turbin angin di daerah pemukiman.

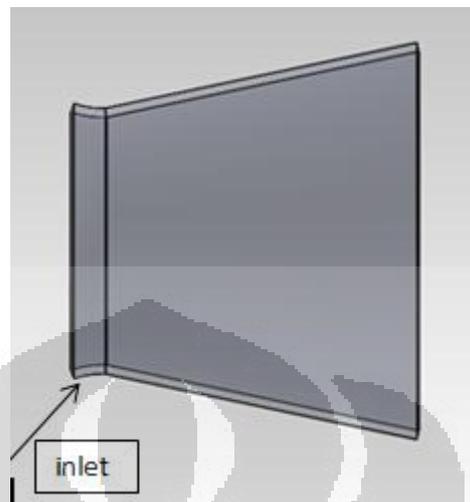
Variasi yang dilakukan pada geometri diffuser diantaranya yaitu:

- Variasi sudut kemiringan diffuser: 4° , 8° , 12° , 16° , dan 20° .
- Rasio L/D : 1; 1,25; 1,5; 1,75; dan 2.



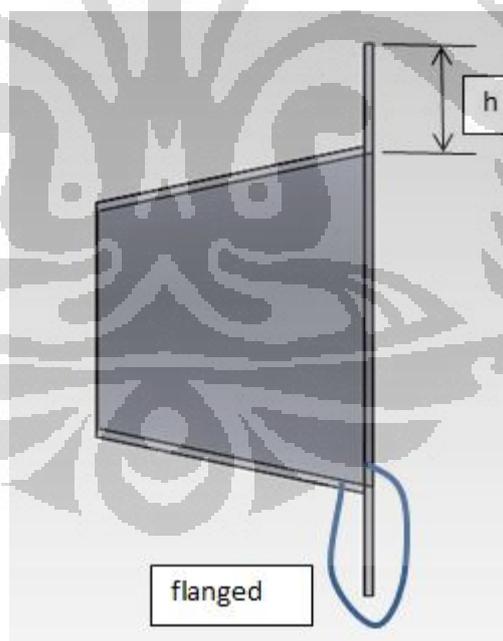
Gambar 3.1 Skema diffuser

- Variasi bentuk inlet pada diffuser.



Gambar 3.2 Diffuser dengan inlet

- Rasio h/D : 0,125; 0,250; 0,375; 0,5; dan 0,625.



Gambar 3.3 Diffuser dengan *flange*

3.3 Simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD)

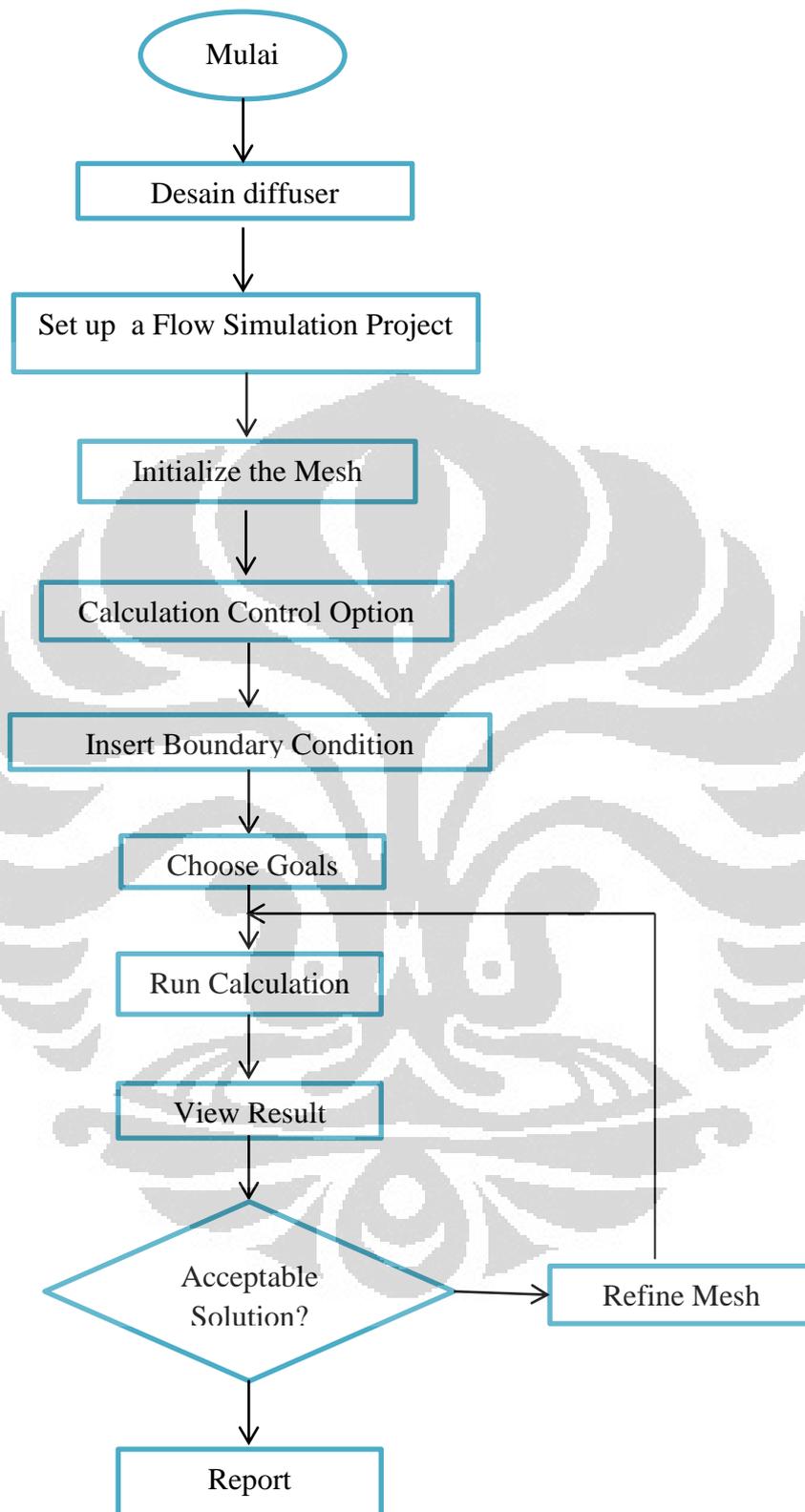
Di dalam pemodelan CFD, dilakukan pemodelan diffuser secara 3-D dengan berbagai variasi desain yang telah ditentukan. Pemodelan dilakukan dengan Solidworks 2011 dan disimulasikan secara CFD dengan Flow Simulation 2011.

Setelah geometri dari selubung dibuat, maka langkah selanjutnya adalah melakukan simulasi dengan memasukkan input-input variabel dan parameter-parameter yang menjadi batas pada simulasi. Simulasi yang digunakan yaitu simulasi 2-D. Hasil yang didapat berupa tampilan geometri yang memiliki kontur dan vektor kecepatan angin serta tekanan.

Pada langkah ini, variabel yang dimasukkan adalah data kecepatan angin pada free stream. Fluida yang digunakan adalah udara. Asumsi dalam simulasi ini adalah lingkungan dalam kondisi ideal.

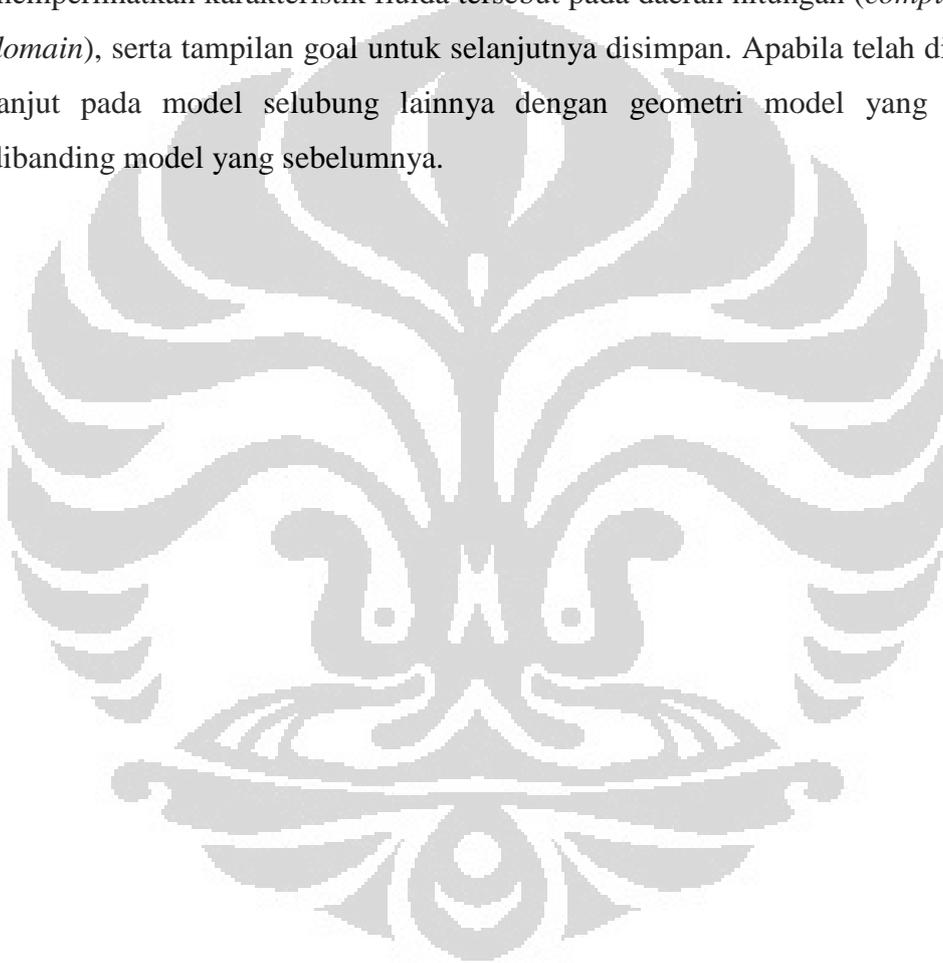
Untuk turbulen parameter, kontrol yang dipakai yaitu *turbulent intensity* dan *turbulent length*.

Model selubung turbin angin yang disimulasikan sesuai dengan variabel data. Untuk mencari nilai peningkatan kecepatan yang paling tinggi di dalam selubung tersebut, maka diperlukan variasi data, yaitu panjang (L) dari selubung, diameter (D) dari selubung dan dari geometri *flange* selubung.

Gambar 3.4 *Flowchart* simulasi

Yang dimasukkan dalam *wizard* adalah jenis fluida yang digunakan, kecepatan angin *free stream* serta turbulen parameter yang digunakan. Simulasi dilakukan pada beberapa model dengan geometri selubung yang berbeda-beda dan dengan kecepatan angin yang tetap. Setelah melakukan pada *wizard*, kemudian tentukan kondisi batas pada *computational domain*, dan menentukan goal nilai *velocity* pada sumbu Y.

Setelah selesai, tampilkan penampakan tekanan dan kecepatan. Untuk memperlihatkan karakteristik fluida tersebut pada daerah hitungan (*computational domain*), serta tampilan goal untuk selanjutnya disimpan. Apabila telah disimpan, lanjut pada model selubung lainnya dengan geometri model yang berbeda dibanding model yang sebelumnya.



BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Simulasi

4.1.1 Sudut Kemiringan Diffuser

Untuk mendapatkan data sudut kemiringan diffuser yang dimodelkan dalam CFD, maka harus diketahui diameter diffuser (D) dan panjang diffuser (L) terlebih dahulu. Seperti batasan masalah yang telah ditentukan bahwa nilai dari diameter diffuser adalah tetap yaitu 800 mm. Sedangkan untuk panjang diffuser dipakai nilai 1000 mm atau rasio L/D 1,25 sebagai geometri awal. Berikut geometri dan data awal yang digunakan untuk mendapatkan data dari pengaruh sudut kemiringan diffuser:

$$L = 1000 \text{ mm}$$

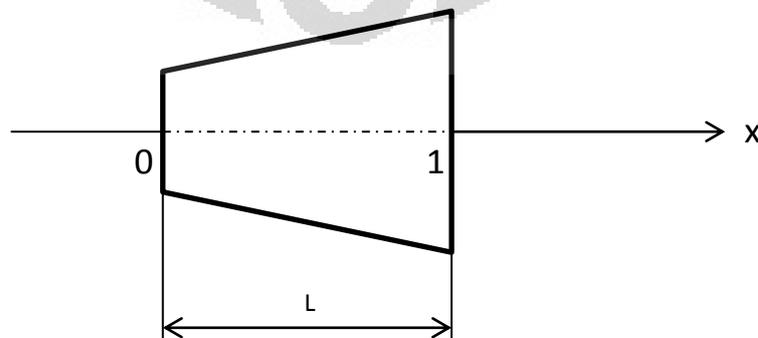
$$D = 800 \text{ mm}$$

$$U_0 = 3 \text{ m/s}$$

$$\phi = 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ$$

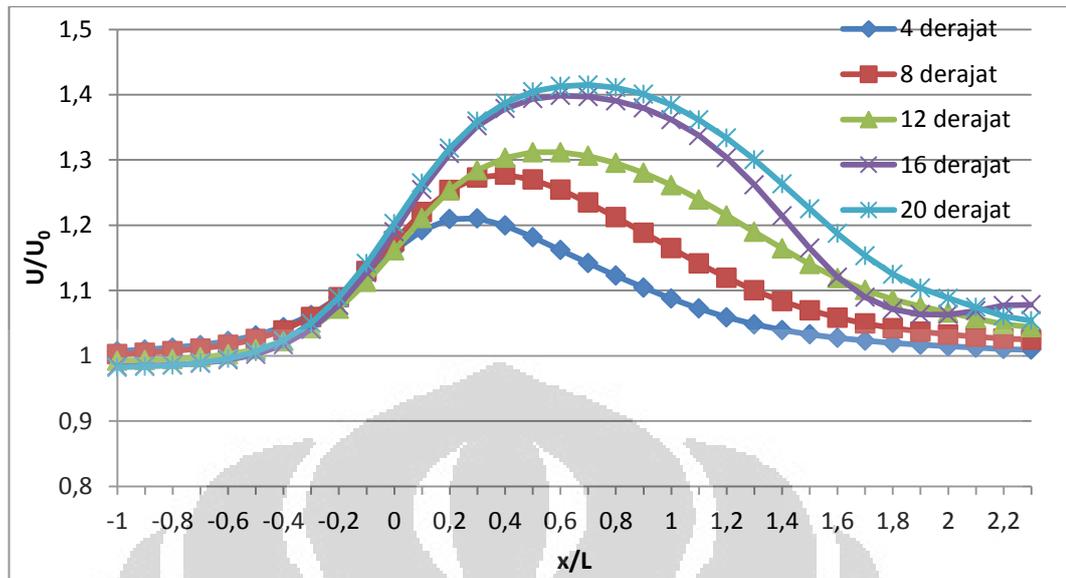
Dalam pengolahan data hasil simulasi, terdapat beberapa parameter yang perlu diperhatikan :

- X = posisi tertentu di sepanjang centerline (0 pada sisi masuk selubung dan 1 pada sisi keluar selubung)
- L = panjang diffuser
- U/U_0 = rasio kecepatan pada titik tertentu dengan kecepatan free stream

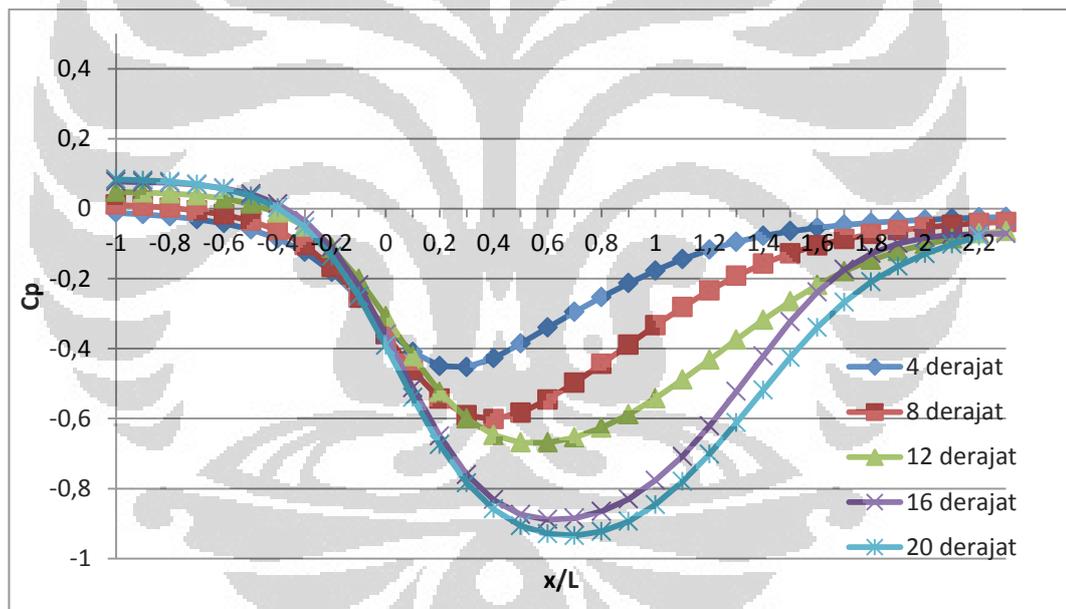


Gambar 4.1. Diffuser

Hasil simulasi dengan menggunakan SolidWorks Flow Simulation 2011



a



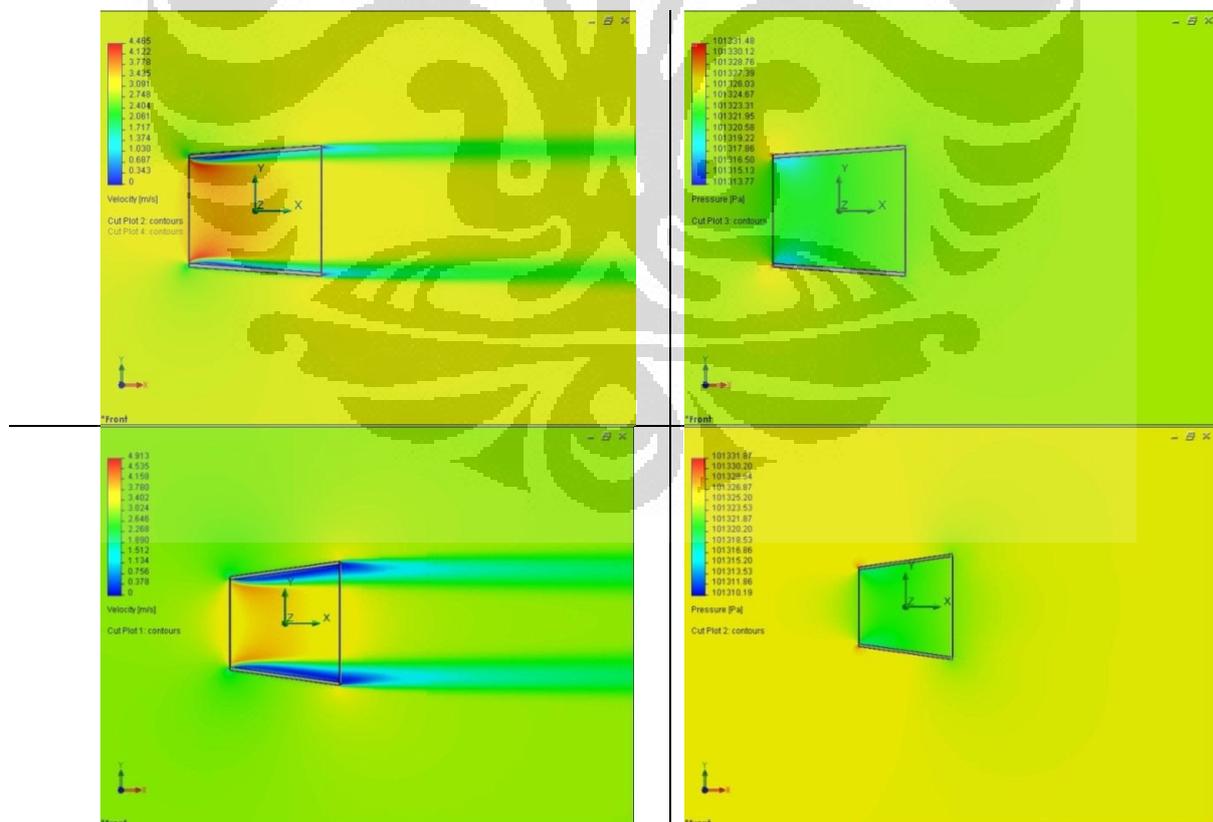
b

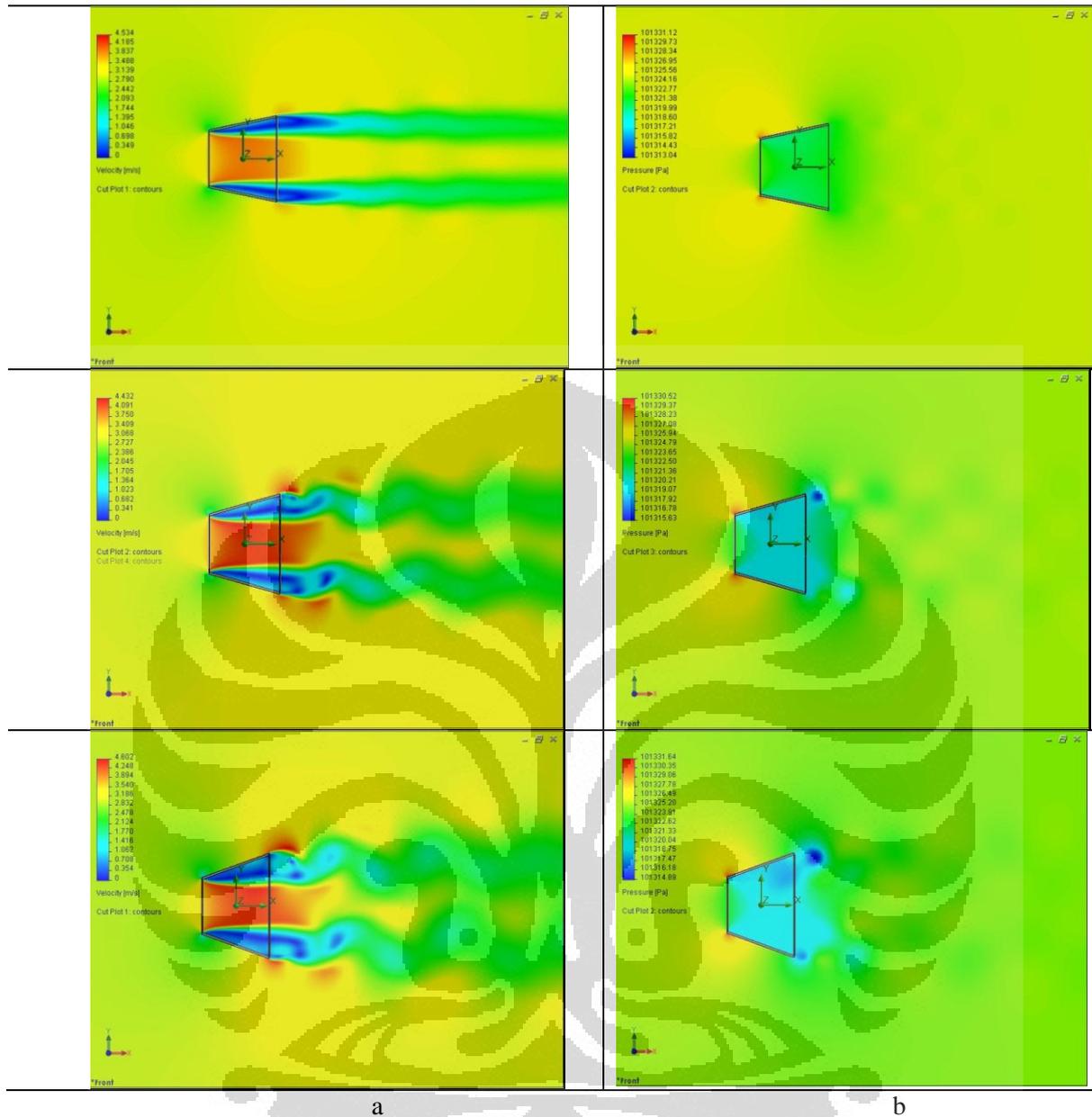
Gambar 4.2 Perbandingan karakteristik kecepatan dan tekanan statis pada *centerline* diffuser terhadap variasi sudut. (a) kecepatan angin dan (b) *static pressure*

Dari Gambar 4.2, kenaikan kecepatan maksimum berada pada 0,2 - 0,6 m dari inlet. Hal ini sangat berbeda dari persamaan kontinuitas. Berdasarkan persamaan kontinuitas, untuk laju massa yang tetap semakin kecil luas penampang yang dilalui oleh fluida maka kecepatan yang mengalir pada

penampang tersebut semakin besar. Untuk kondisi aliran seperti yang disimulasikan, profil kecepatan pada awal penampang diffuser akan terbentuk seragam, dan fluida mengalir ke arah *downstream* yang akan mengalami perubahan profil kecepatan karena adanya gaya gesek yang memperlambat fluida di dekat dinding. Daerah yang terpengaruh dari efek gesekan tersebut yang dinamakan lapisan batas (*boundary layer*).

Dengan adanya pengaruh gesekan tersebut membuat fluida mengalir seragam di luar *boundary layer*. Hal tersebutlah yang mengakibatkan terjadinya peningkatan kecepatan pada jarak x/L yang lebih besar dari pada ketika melalui penampang awal. Rasio kenaikan kecepatan tersebut berkisar dari 1,2 – 1,4. Peningkatan terbesar terjadi pada sudut 20° yang menghasilkan kecepatan maksimum pada centerline mencapai 4,25 m/s. Dari gambar tersebut juga terlihat dimana perbedaan sudut berpengaruh terhadap kecepatan aliran yang mengalir pada daerah tersebut. Semakin besar sudut, semakin besar pula peningkatan yang terjadi pada centerline.



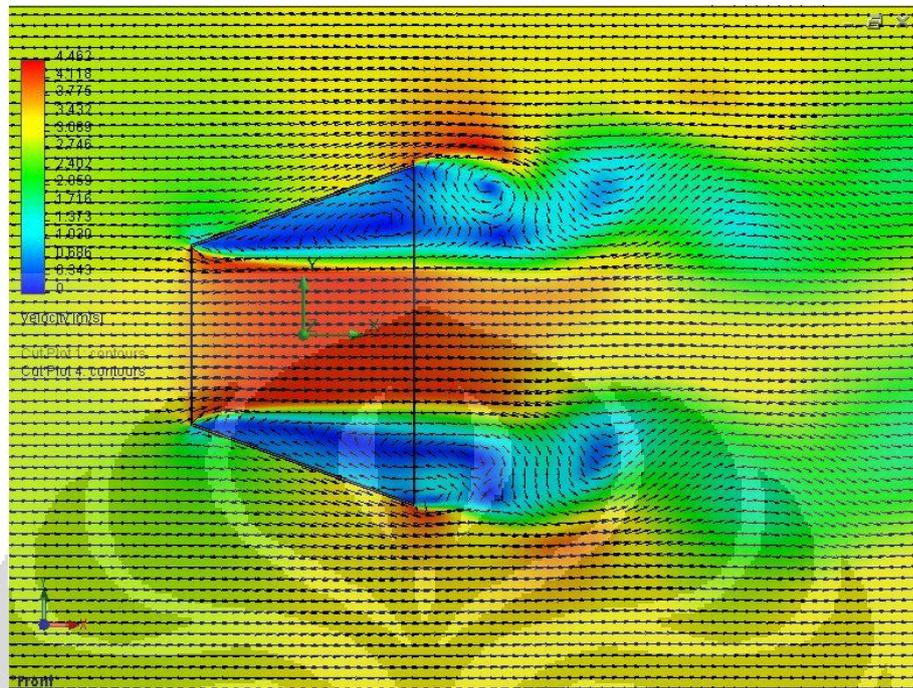


Gambar 4.3a. Kontur plot *velocity* pada sudut : 4° , 8° , 12° , 16° , 20° (berurutan dari atas ke bawah)

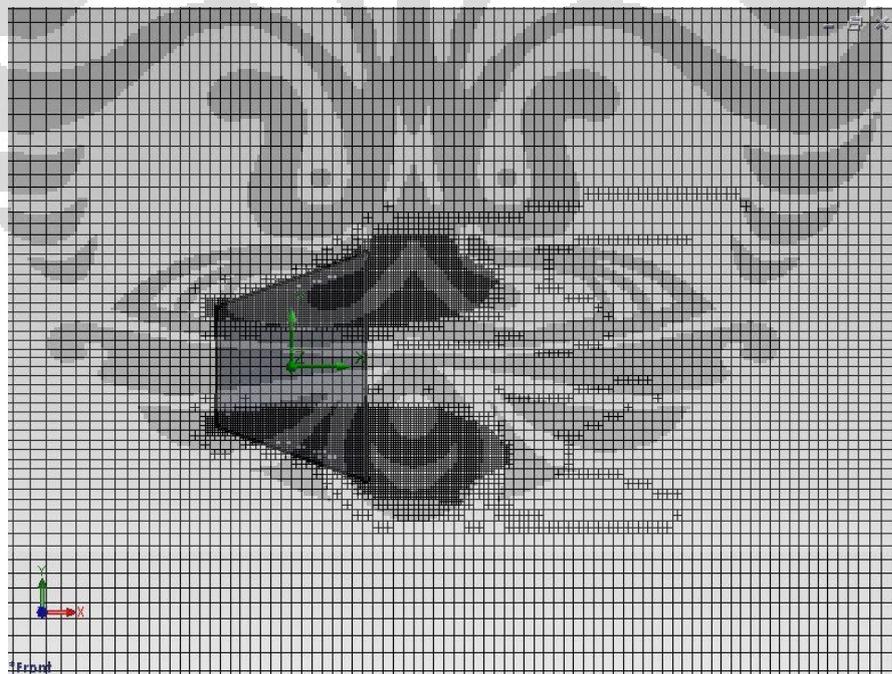
Gambar 4.3b. Kontur plot *static pressure* pada sudut : 4° , 8° , 12° , 16° , 20° (berurutan dari atas ke bawah)

Daerah *boundary layer* ditunjukkan pada Gambar 4.3a dengan kontur berwarna biru. Semakin besar sudut yang dibuat, daerah *boundary layer* semakin luas, hal ini dikarenakan terjadinya separasi. Pada sudut kemiringan 12° , aliran di belakang diffuser mulai terlihat adanya separasi tetapi masih kecil. Separasi aliran

semakin terlihat pada sudut 16° dan 20° . Pada Gambar 4.4 dan 4.5 masing-masing menunjukkan vektor aliran yang melalui diffuser dan meshing pada sudut 20° .



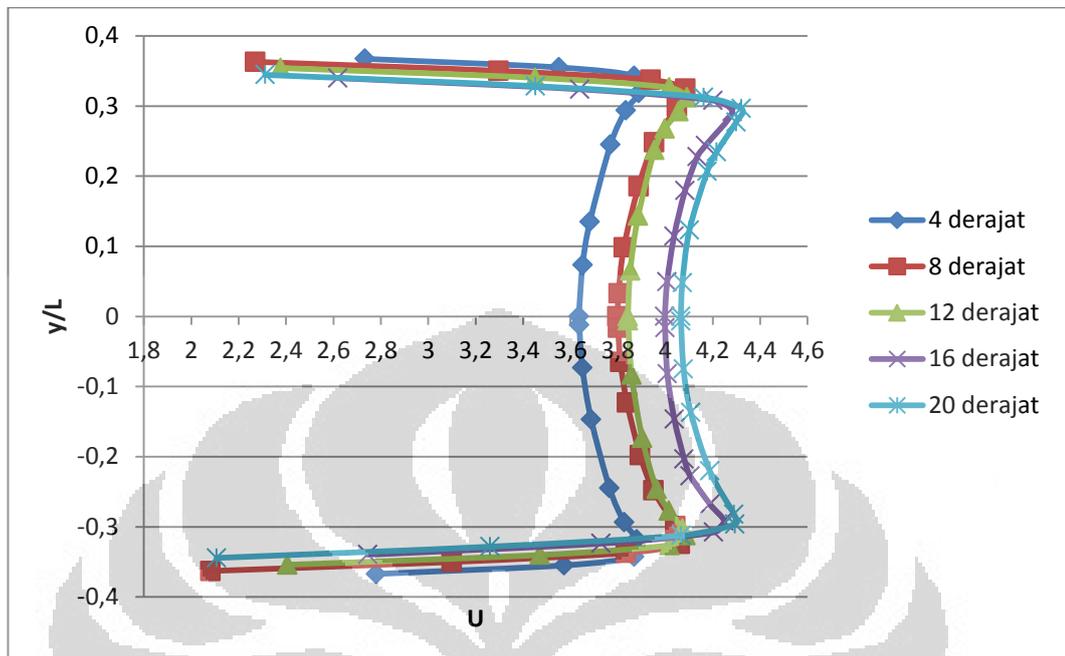
Gambar 4.4 Vektor aliran pada sudut 20°



Gambar 4.5 Meshing pada sudut 20°

Vektor kecepatan yang menunjukkan separasi pada Gambar 4.4 dikarenakan adanya daerah dengan tekanan rendah (Gambar 4.3b) yang terjadi

karena aliran fluida terhalangi oleh dinding diffuser yang memiliki kemiringan 20° sehingga terbentuk separasi.



Gambar 4.6 Distribusi kecepatan pada $x/L = 0,25$

Berdasarkan distribusi kecepatan rata-rata pada Gambar 4.6, kecepatan rata-rata terbesar yaitu dimiliki $\theta = 16^\circ$ dengan nilai 3,93 m/s diikuti $\theta = 20^\circ$ (3,88 m/s), $\theta = 12^\circ$ (3,76 m/s), $\theta = 8^\circ$ (3,67 m/s), dan $\theta = 4^\circ$ (3,63 m/s). Walaupun memiliki distribusi kecepatan rata-rata terbesar, $\theta = 16^\circ$ dirasakan kurang efektif untuk diterapkan pada turbin angin skala pemukiman. Untuk penggunaannya pada daerah pemukiman diperlukan tolak ukur lain yang digunakan selain nilai kecepatan. Tolak ukur tersebut diantaranya yaitu nilai estetika, proses dalam manufakturnya, faktor beban yang akan ditanggung oleh tiang pancang.

Jika melihat dari nilai estetika, untuk geometri yang terlalu besar dirasakan kurang proporsional jika di tempatkan pada daerah pemukiman. Serta dengan geometri yang besar akan diperlukan tiang pancang yang lebih kuat. Berdasarkan tolak ukur tersebut dipilih diffuser dengan sudut 12° sebagai desain untuk daerah pemukiman.

4.1.2 Perbandingan Rasio L/D

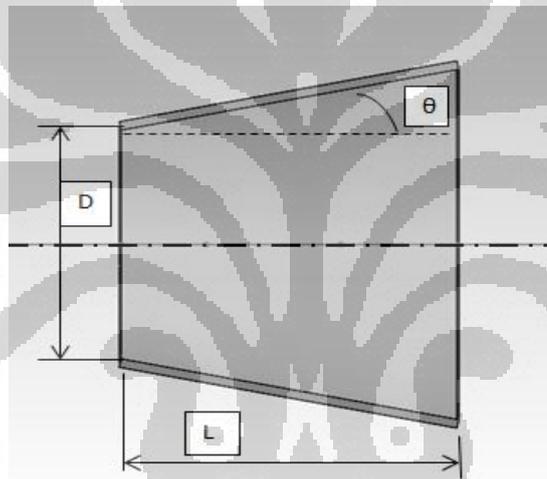
Setelah mendapatkan data mengenai pengaruh sudut kemiringan terhadap kecepatan aliran dan menentukan besar sudut kemiringan, selanjutnya adalah melihat bagaimana pengaruh rasio L/D terhadap peningkatan kecepatan yang terjadi serta menentukan rasio L/D yang cocok untuk diterapkan pada skala pemukiman. Data yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$D = 800 \text{ mm}$$

$$U_0 = 3 \text{ m/s}$$

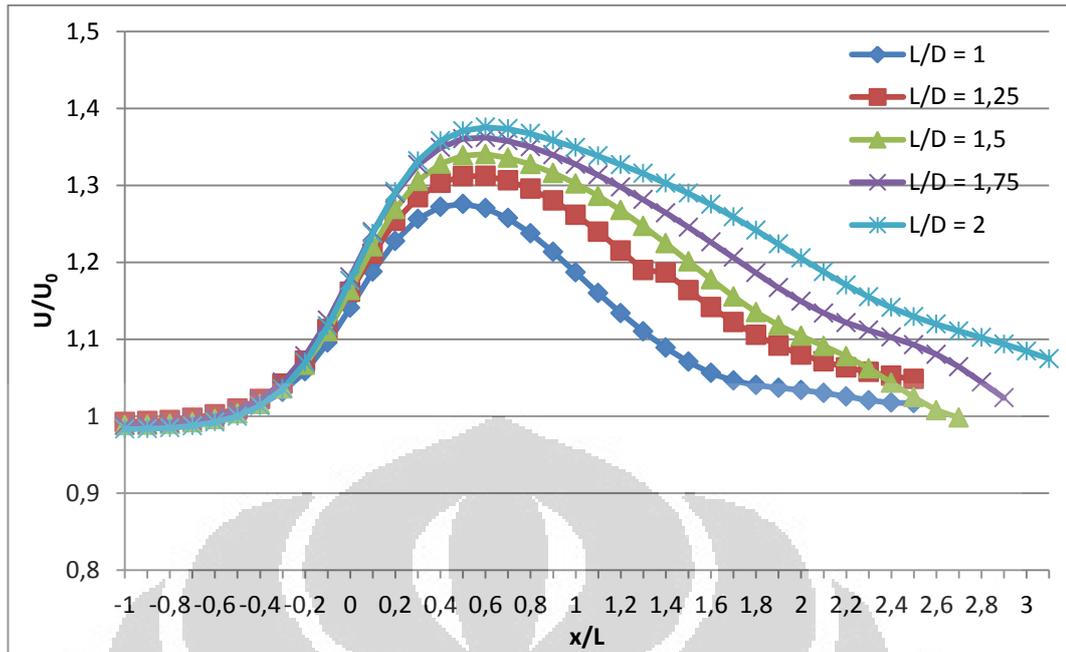
$$\theta = 12^\circ$$

$$L = 800 \text{ mm}, 1000 \text{ mm}, 1200 \text{ mm}, 1400 \text{ mm}, 1600 \text{ mm}$$

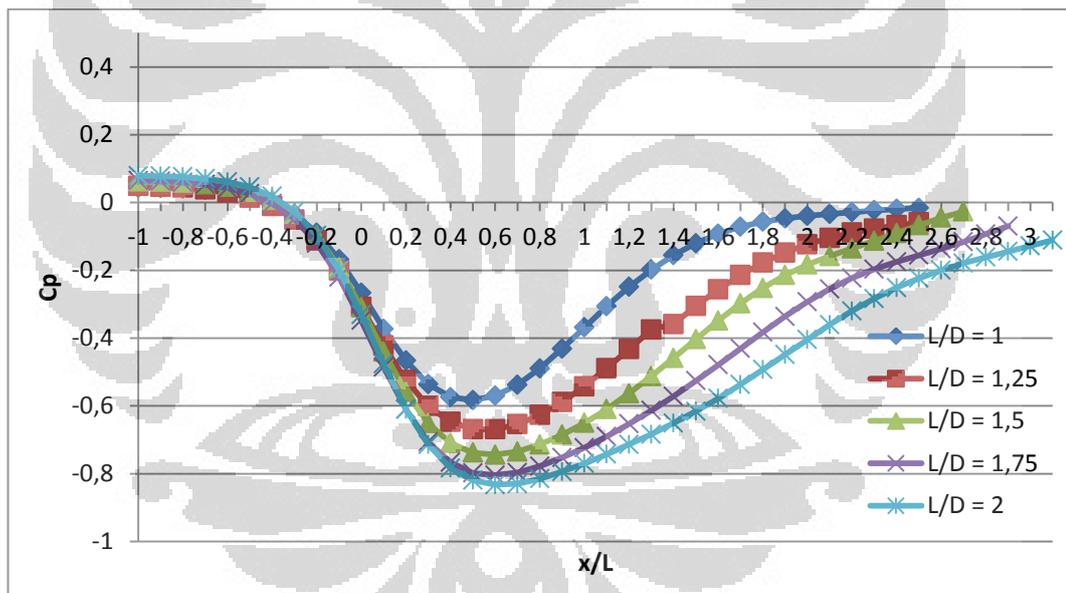


Gambar 4.7 Geometri diffuser

Setelah dilakukan simulasi dan pengolahan data maka didapatlah grafik perbandingan karakteristik kecepatan dan tekanan statis pada centerline diffuser terhadap variasi rasio L/D yang disajikan pada Gambar 4.7.



a

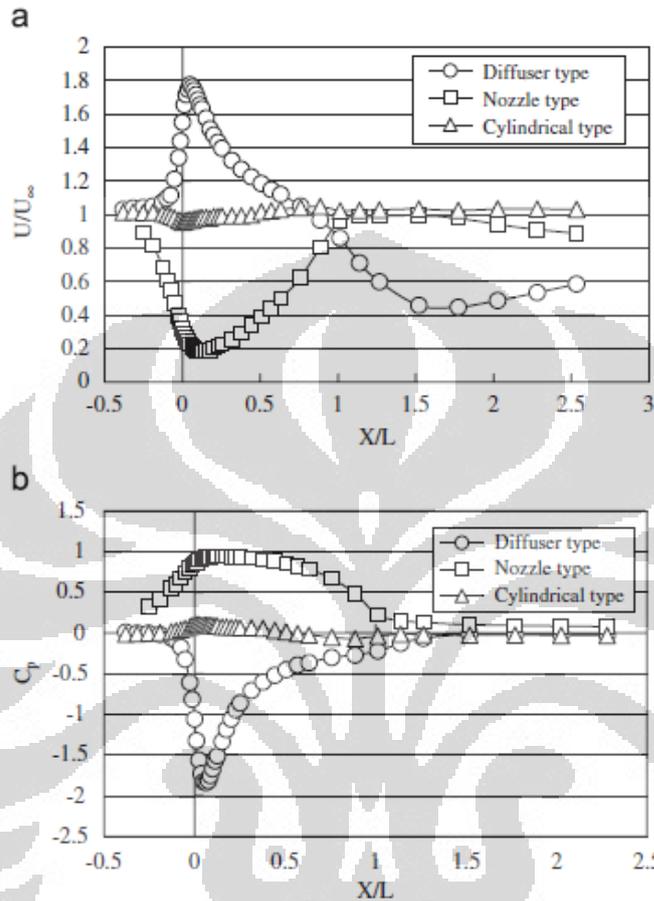


b

Gambar 4.8 Perbandingan karakteristik kecepatan dan tekanan statis pada centerline diffuser terhadap variasi rasio L/D . (a) kecepatan angin dan (b) *static pressure*

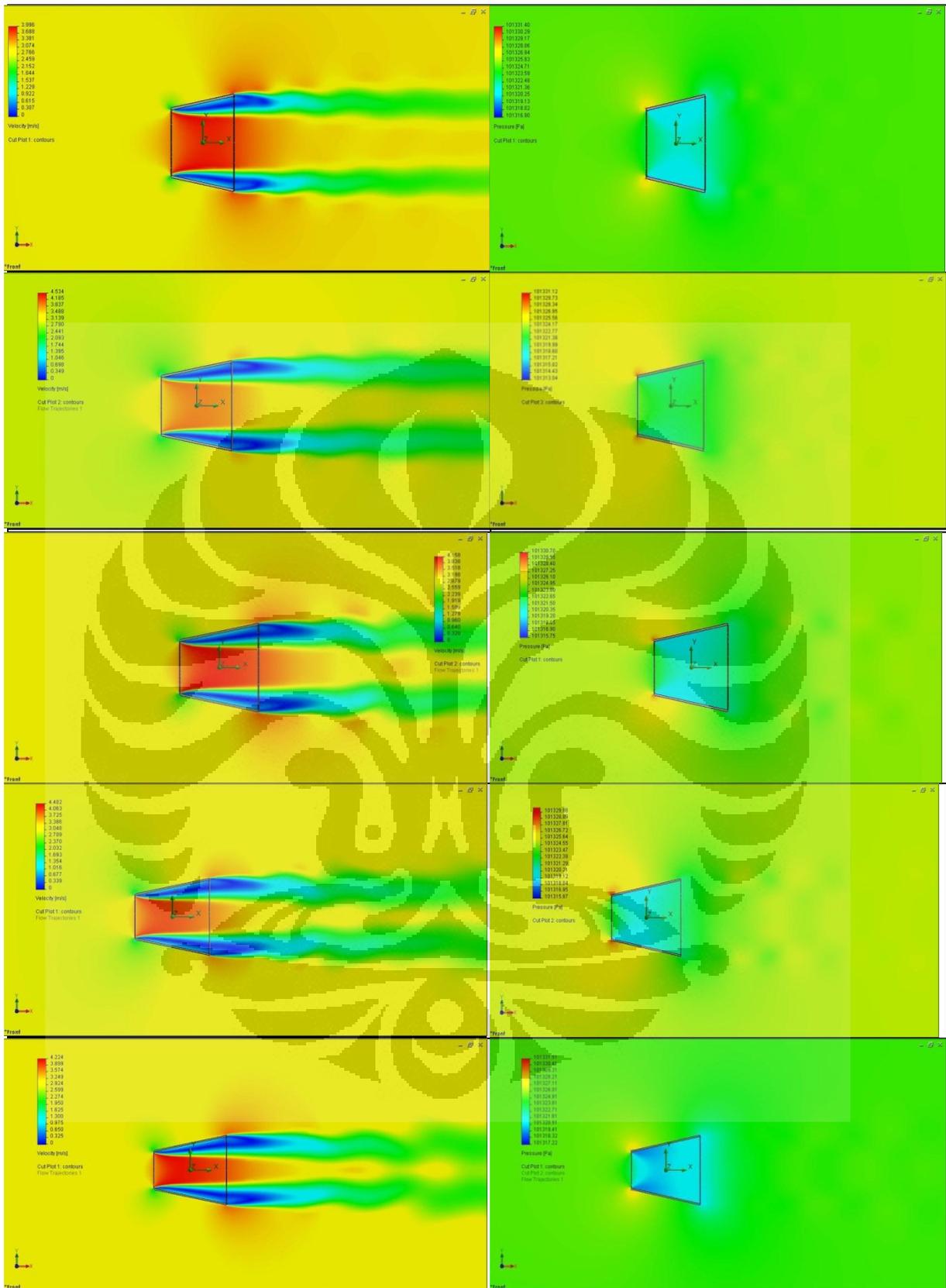
Pada Gambar 4.8 terlihat bahwa perbedaan rasio L/D juga berpengaruh terhadap peningkatan kecepatan yang terjadi di *centerline*. Semakin besar rasio L/D , semakin besar pula peningkatan yang terjadi. Peningkatan yang terjadi antara 1,275 hingga 1,375 dengan posisi di 0,4 hingga 0,6 m dari inlet diffuser. Hal

tersebut juga disebabkan karena adanya hambatan berupa gaya gesek pada fluida yang dekat pada dinding dan separasi aliran yang terjadi pada downstream diffuser.



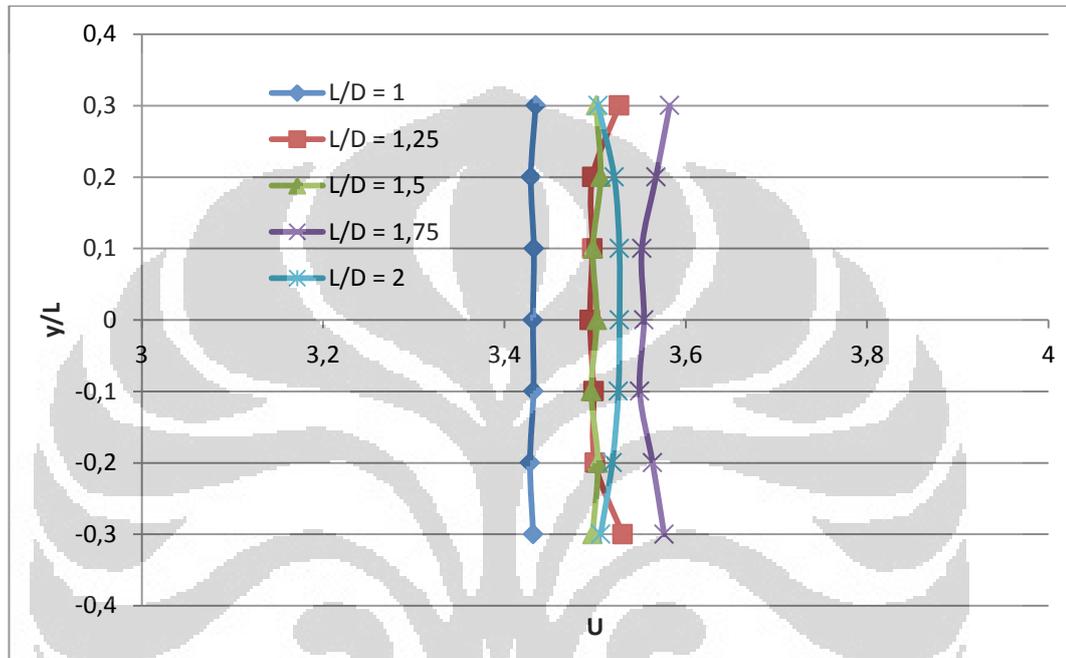
Gambar 4.9 Distribusi kecepatan angin dan static pressure di centerline diffuser dengan $L/D = 7,7$. (a) kecepatan angin dan (b) static pressure

Gambar 4.9 merupakan hasil eksperimen oleh Yuji Ohya pada tahun 2008. Geometri yang digunakan yaitu $L/D = 7,7$ dan $\theta = 3,7^{\circ} \sim 4^{\circ}$. Jika dibandingkan dengan hasil simulasi pada $\theta = 4^{\circ}$ dengan eksperimen Yuji Ohya tersebut terdapat kesamaan dimana peningkatan kecepatan terjadi pada daerah sekitar inlet diffuser ($0 < x/L < 0,2$). Demikian pula pada rasio L/D dimana dalam eksperimen tersebut didapatkan nilai $U/U_0 \sim 1,8$. Sementara pada simulasi CFD yang dilakukan dalam penelitian ini didapat nilai $U/U_0 \sim 1,4$ pada $L/D = 2$ dan $\theta = 12^{\circ}$. Diffuser dengan panjang bodi lebih pendek tentunya lebih efektif dari pada yang memiliki bodi yang panjang.



Gambar 4.10 Kontur plot velocity (kiri) dan *static pressure* (kanan) berdasarkan variasi L/D

Gambar 4.10 menunjukkan hasil simulasi berupa kontur plot velocity dan *static pressure* yang didasarkan pada variasi L/D . Dari gambar tersebut terlihat bagaimana aliran fluida pada bagian dalam diffuser memiliki kecepatan yang rendah akibat adanya hambatan berupa gaya gesek yang terjadi. Tekanan yang rendah juga menjadi penyebab kecepatan menjadi naik.



Gambar 4.11 Distribusi kecepatan pada inlet diffuser

Pada Gambar 4.11 menunjukkan distribusi kecepatan pada inlet diffuser. Terlihat bahwa aliran pada penampang awal diffuser atau inlet masih seragam dimana distribusi kecepatan terbesar terdapat pada $L/D = 1,75$ dengan kecepatan rata-rata 3,56 m/s. Walaupun memiliki distribusi terbesar, rasio $L/D = 1,75$ kurang efektif jika diaplikasikan pada daerah pemukiman karena terlalu besar. Berdasarkan gambar di atas rasio $L/D = 1,25$ terlihat lebih efektif dengan kecepatan rata-rata 3,51 m/s. Selain itu rasio 1,25 memiliki geometri yang tidak terlalu besar sehingga dipilihlah rasio $L/D = 1,25$ sebagai desain untuk daerah pemukiman.

4.1.3 Penambahan Inlet

Setelah mendapatkan besar sudut kemiringan, rasio L/D atau perbandingan panjang diffuser selanjutnya dilakukan simulasi untuk mengetahui pengaruh yang terjadi jika diffuser tersebut divariasikan berdasarkan bentuk inlet dan mendapatkan bentuk dari inlet yang lebih efektif dalam hal peningkatan kecepatan. Data yang digunakan yaitu sebagai berikut:

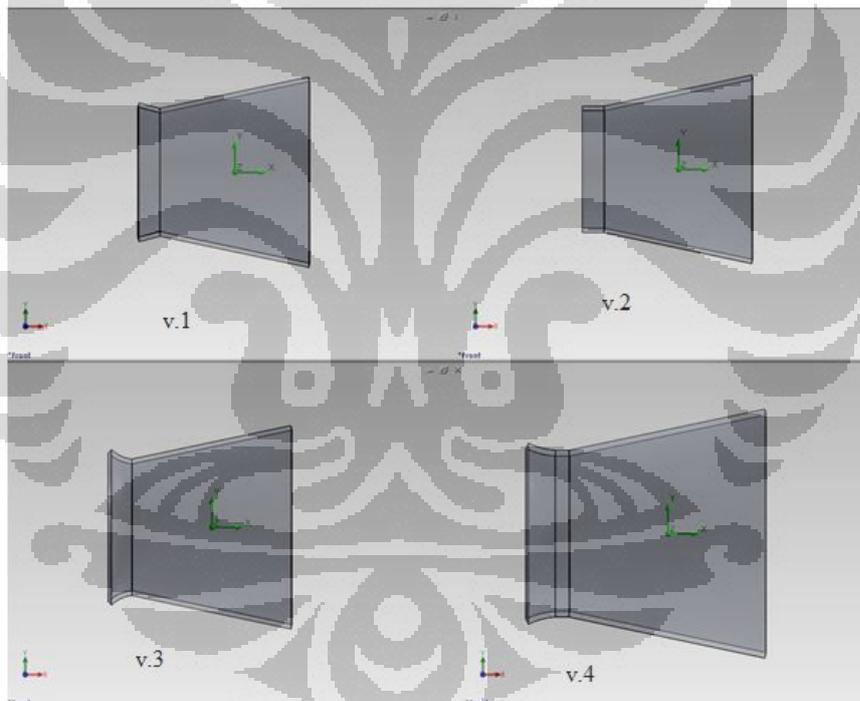
$$D = 800 \text{ mm}$$

$$U_0 = 3 \text{ m/s}$$

$$\theta = 12^\circ$$

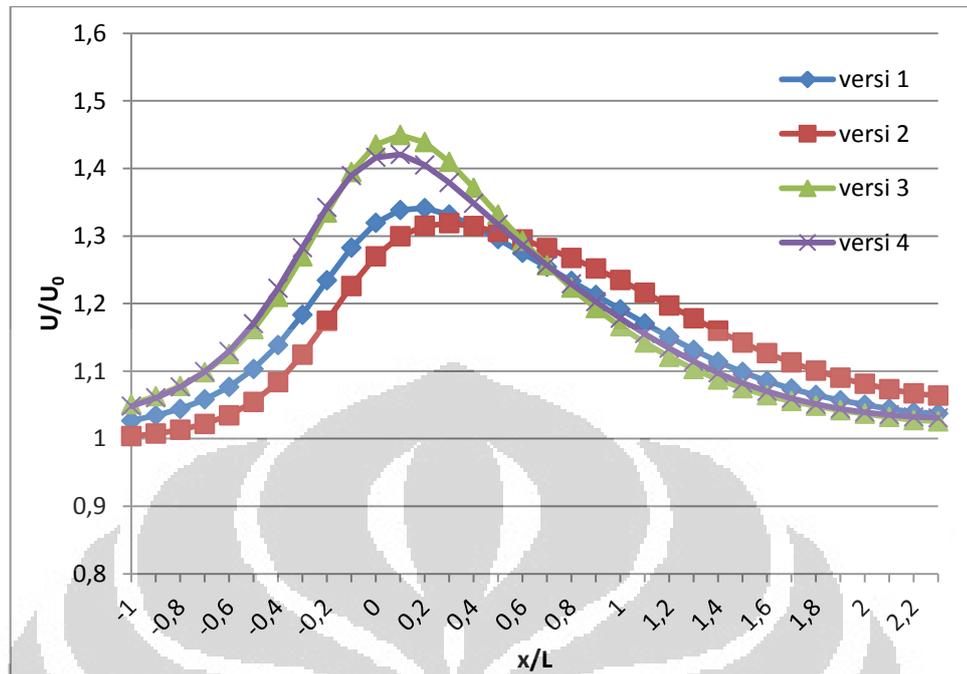
$$L = 1000 \text{ mm}$$

Ada 4 tipe bentuk inlet yang akan disimulasikan dan dilihat pengaruhnya dari masing-masing tipe tersebut.

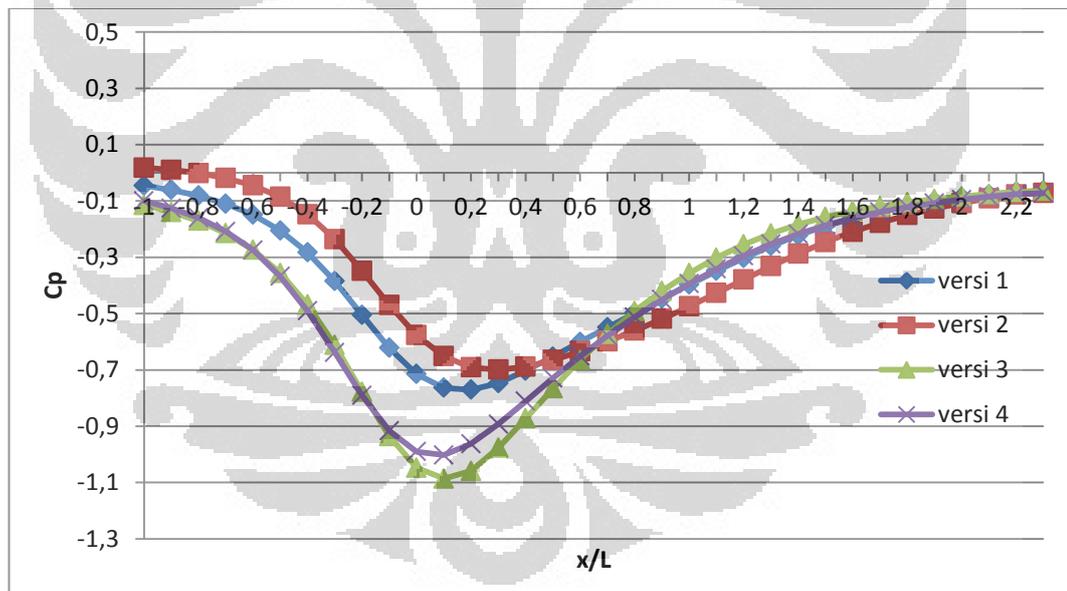


Gambar 4.12 Bentuk-bentuk inlet

Hasil Simulasi:



a

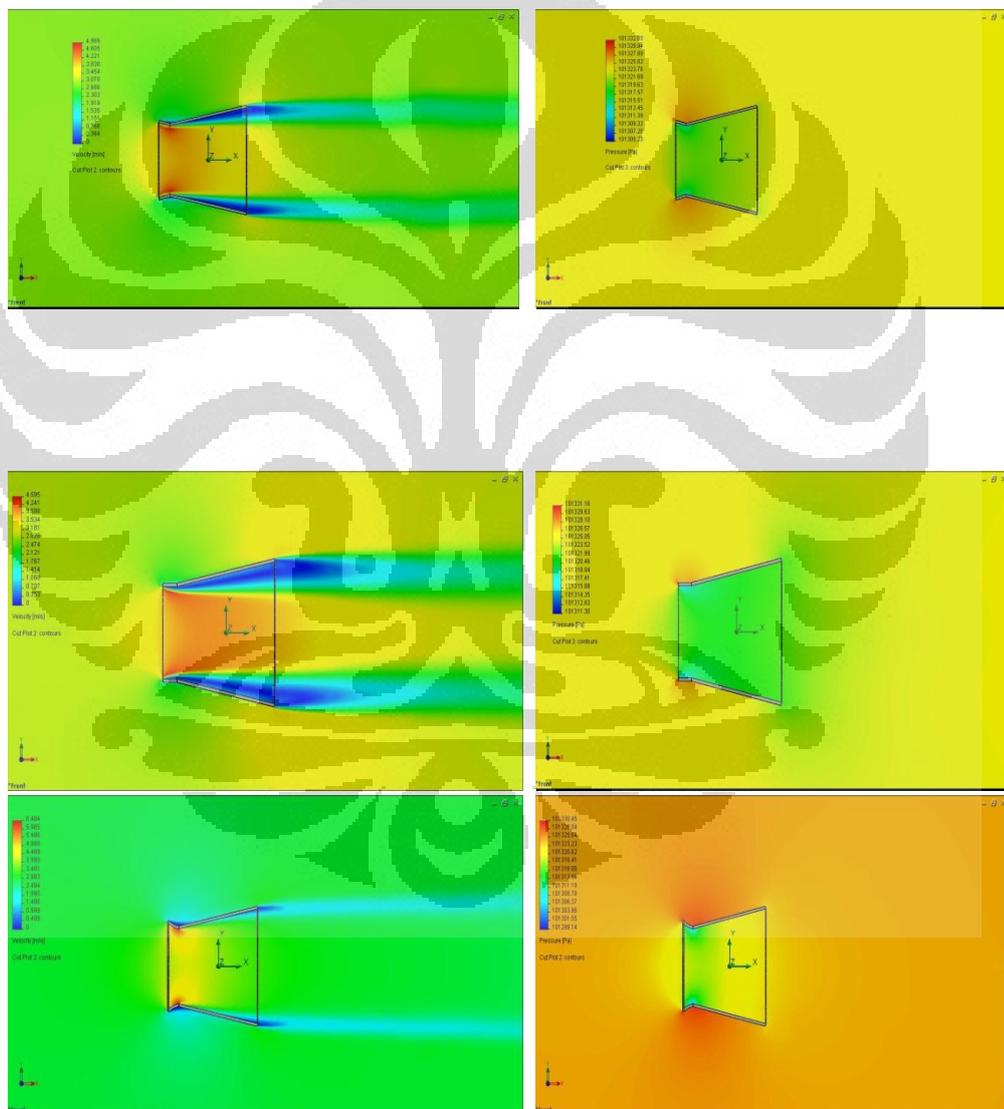


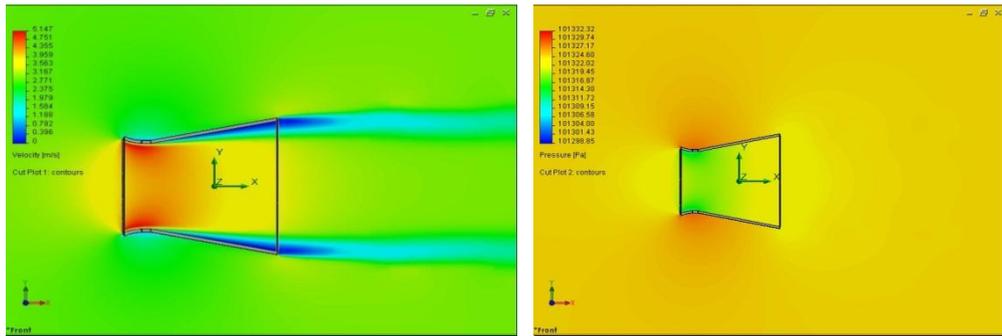
b

Gambar 4.13 Distribusi kecepatan angin dan *static pressure* di *centerline* diffuser dengan bentuk inlet yang berbeda. (a) kecepatan angin dan (b) *static pressure*

Dari hasil distribusi kecepatan pada *centerline*, peningkatan terbesar terdapat pada inlet tipe 3 dengan peningkatan kecepatan hingga 1,45 dan berlokasi di 0,1 m dari inlet. Pada bentuk inlet tipe 1 terjadi peningkatan kecepatan hingga

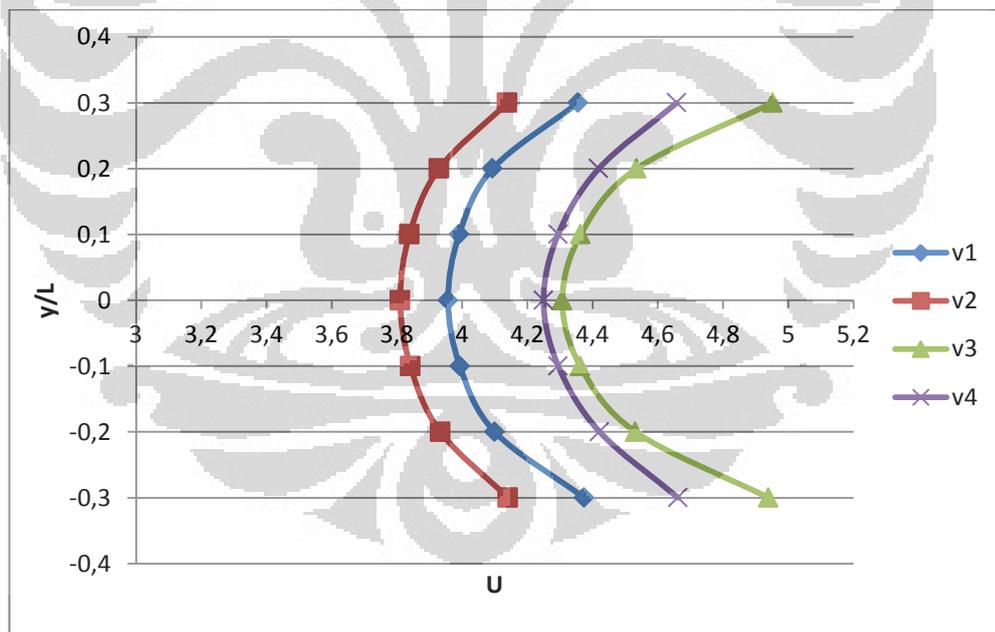
1,34 dibandingkan kecepatan *freestream*. Sedangkan pada tipe 2 tidak terjadi peningkatan kecepatan yang berarti dari pada tanpa bentuk inlet. Tetapi pada tipe ini lokasi dari peningkatan terbesar semakin mendekati inlet dari diffuser ($x/L = 0,4$). Sedangkan bentuk inlet tipe 4 merupakan gabungan dari tipe 2 dan 3. Peningkatan yang terjadi mencapai 1,42 kali dari *freestream*. Hasil tersebut masih lebih rendah dari tipe 3. Jika diperhatikan lebih lanjut berdasarkan simulasi sebelumnya, ternyata dengan menambahkan inlet *shroud* lokasi yang memiliki distribusi kecepatan terbesar semakin mendekat pada inlet.





Gambar 4.14 Kontur plot *velocity* (kiri) dan *static pressure* (kanan) pada tiap bentuk inlet

Berdasarkan kontur plot *velocity* di atas, daerah boundary layer yang terjadi kecil sehingga hal inilah yang membuat peningkatan kecepatan pada centerline semakin mendekati inlet throat dari diffuser. Inlet tipe 3 memiliki aliran yang lebih halus di dalam diffuser daripada inlet bentuk lainnya. Demikian pula pada kontur tekanan, inlet tipe 3 memiliki distribusi tekanan yang lebih seragam di dalam diffuser.



Gambar 4.15 Distribusi kecepatan pada inlet pada berbagai bentuk tipe inlet

Gambar 4.15 semakin terlihat jelas bahwa bentuk inlet tipe 3 memiliki peningkatan terbesar dengan kecepatan rata-rata pada throat diffuser mencapai 4,57 m/s atau bertambah sekitar 1,5 kali kecepatan freestream. Dengan

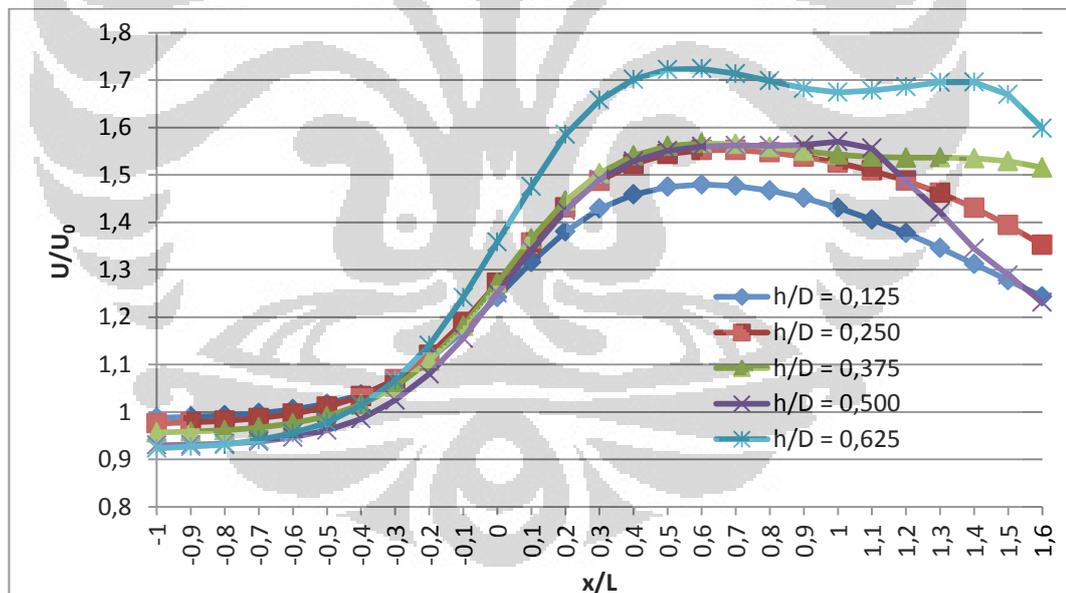
peningkatan yang besar itulah maka dipilih inlet tipe 3 untuk digunakan pada turbin angin skala pemukiman.

4.2.4 Perbandingan Rasio h/D

Setelah menentukan besar sudut kemiringan dan rasio L/D kemudian disimulasikan model dengan menggunakan penambahan *flange*, hasil simulasi berupa perbandingan dengan besar rasio h/D yang berbeda-beda dan tanpa penggunaan *inlet shroud*.

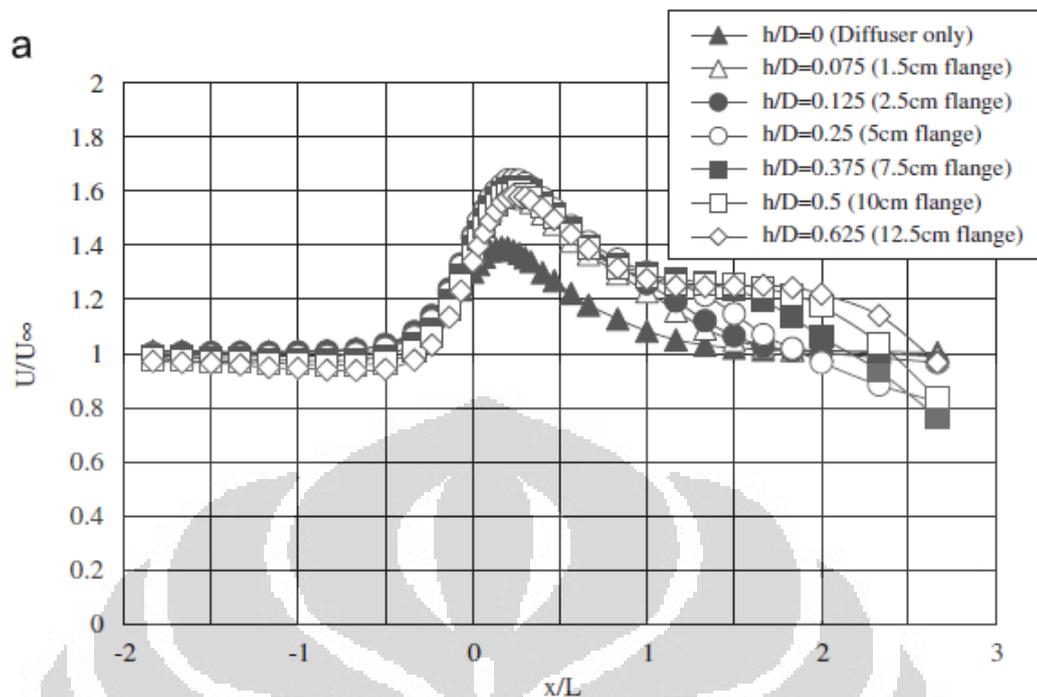
Dengan $D = 800 \text{ mm}$
 $U_0 = 3 \text{ m/s}$
 $\theta = 12^\circ$
 $L = 1000 \text{ mm}$
 $h = 60 \text{ mm}, 100 \text{ mm}, 200 \text{ mm}, 300 \text{ mm}, 400 \text{ mm}, 500 \text{ mm}$

Hasil:



Gambar 4.16 Distribusi kecepatan angin pada *centerline* model diffuser dengan *flange*.

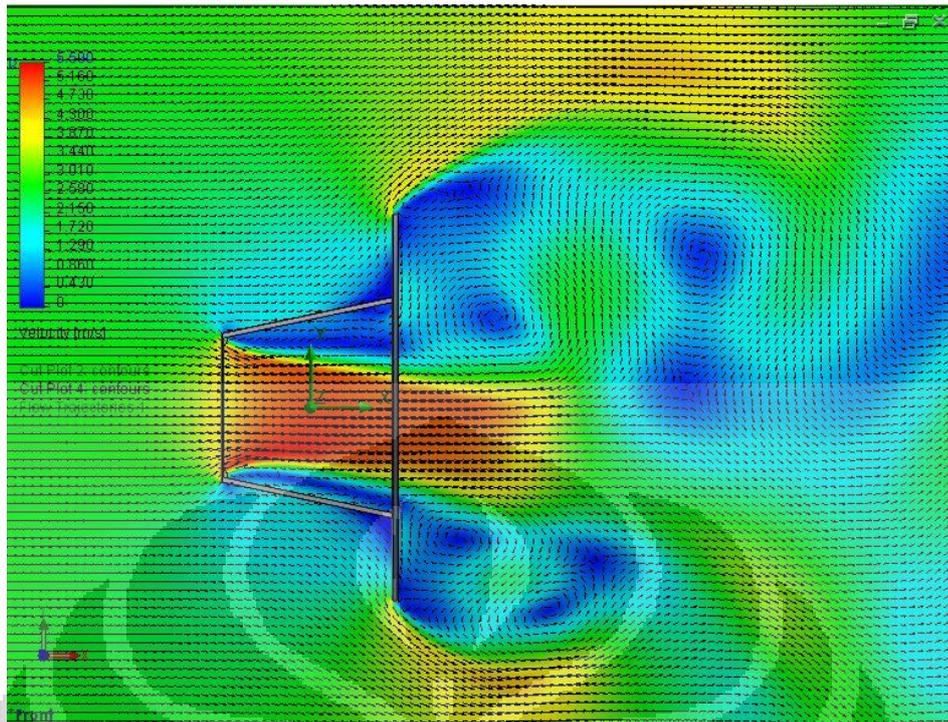
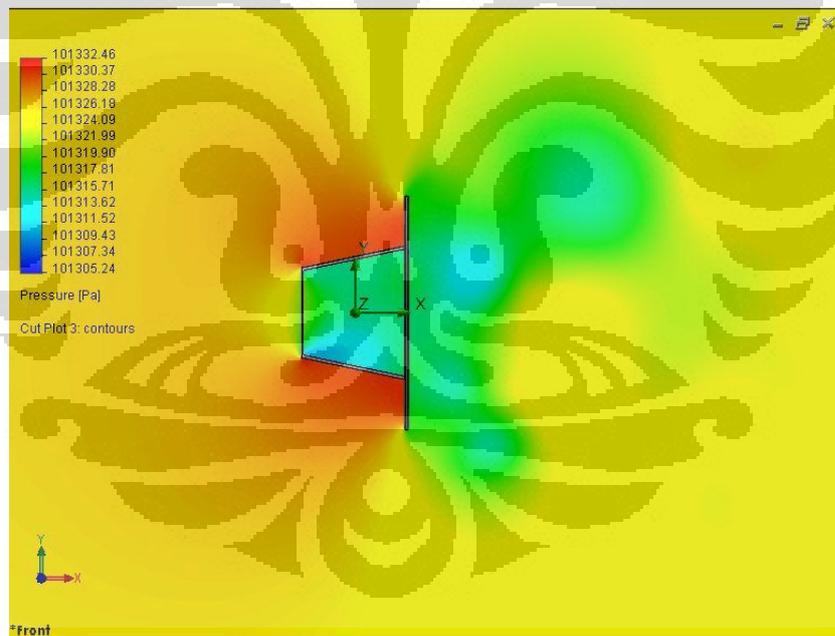
L/D = 1,25(simulasi)



Gambar 4.17 Distribusi kecepatan angin pada *centerline* model diffuser dengan *flange*.
 $L/D = 1,5$ (eksperimen).

Gambar 4.16 merupakan hasil dari simulasi CFD, sedangkan Gambar 4.16 hasil dari eksperimen Yuji Ohya tahun 2008. Dari kedua gambar di atas peningkatan kecepatan yang terjadi memiliki nilai yang hampir sama yaitu sekitar 1,7. Dengan penambahan *flange* hasil yang didapat hampir mendekati hasil dari eksperimen yang dilakukan Yuji Ohya sebesar 1,8 dengan $L/D = 7,7$.

Pada diffuser yang menggunakan *flange*, akan terlihat pada sisi outlet diffuser bentuk vortex seperti *Karman vortex street*. Karena vortex tersebut maka tekanan di area outlet diffuser akan lebih rendah daripada area inlet. Akibat dari tekanan yang rendah tersebut maka aliran angin yang melintasi diffuser akan meningkat.

Gambar 4.18 Vektor kecepatan pada $h/D = 0,625$ Gambar 4.19 Kontur plot *static pressure* $h/D = 0,625$

Pada Gambar 4.18 memperlihatkan vektor aliran fluida yang melalui diffuser dengan *flange*, dimana angin terlihat mengalir menuju daerah di belakang *flange* yang disebabkan tekanan yang rendah di daerah tersebut. Tekanan yang rendah tersebut muncul karena adanya hambatan berupa *flange* terhadap fluida

yang melalui sisi-sisi diffuser. Gambar 4.19 menunjukkan distribusi kontur tekanan disekeliling diffuser. Hasil simulasi tersebut menunjukkan tekanan yang rendah pada daerah di belakang diffuser.

Untuk pemilihan rasio h/D yang sesuai untuk daerah pemukiman dapat mengacu pada Gambar 4.16, dimana pada gambar tersebut menunjukkan peningkatan terbesar terjadi pada rasio $h/D = 0,625$ ($h = 500$ mm) yaitu sebesar 1,7. Sementara jika dibandingkan dengan hasil eksperimen Yuji Ohya, rasio $h/D = 0,625$ menghasilkan peningkatan sebesar 1,6.

Berdasarkan hasil simulasi tersebut, maka rasio h/D untuk diffuser pada area pemukiman adalah 0,625.

4.1.5 Penggunaan inlet dan *flange*

Berdasarkan hasil dari simulasi sebelumnya yang menghasilkan peningkatan signifikan, maka pada tahap ini dilakukan penggabungan dari setiap parameter yang cocok atau yang terbaik untuk digunakan pada daerah pemukiman.

Dengan :

$$D = 800 \text{ mm}$$

$$\theta = 12^{\circ}$$

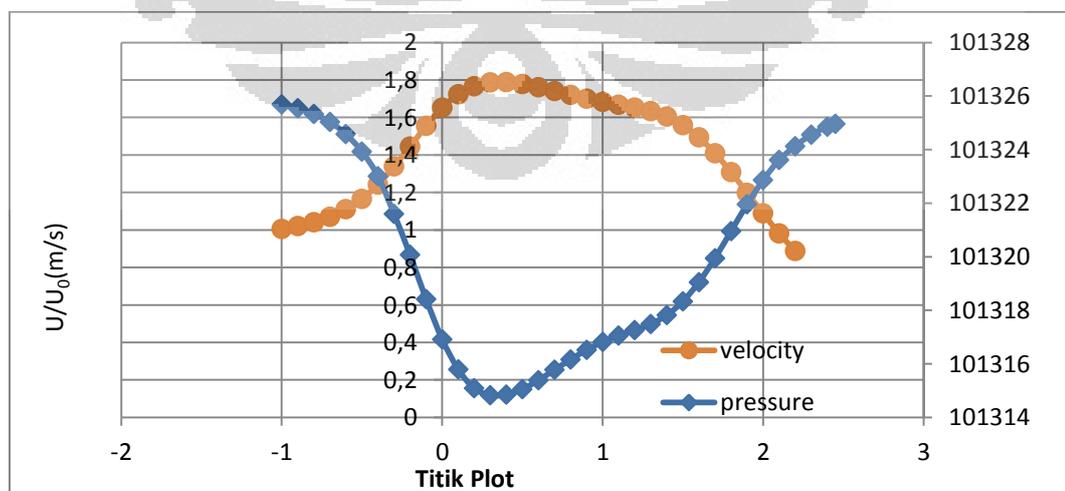
$$h = 500 \text{ mm}$$

$$U_0 = 3 \text{ m/s}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

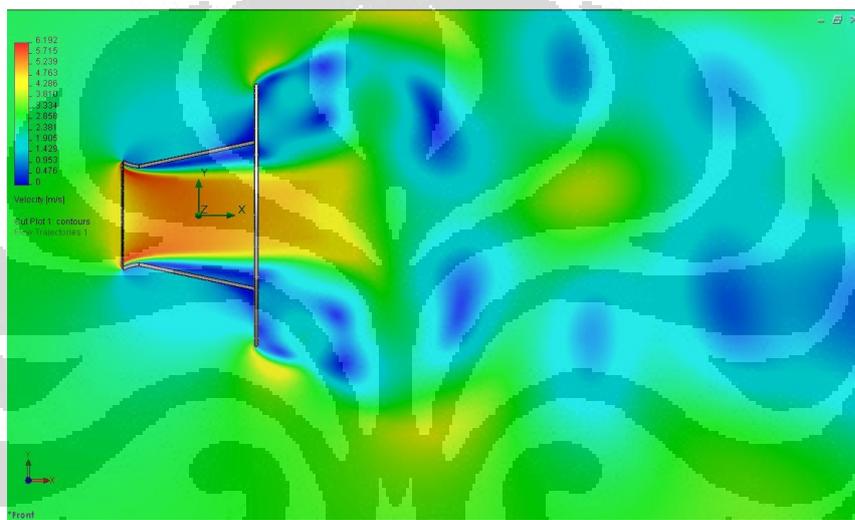
$$\text{tipe inlet} = \text{versi 3}$$

Dengan data-data parameter di atas dan dilakukan simulasi dengan cara yang sama seperti simulasi-simulasi sebelumnya didapatkan hasil sebagai berikut:



Gambar 4.20 Grafik kecepatan dan tekanan pada diffuser dengan inlet dan *flange*

Hasil simulasi diffuser dengan penambahan inlet shroud dan *flange* menunjukkan peningkatan kecepatan angin pada centerline mencapai 1,8 kali dari kecepatan *freestream* (Gambar 4.20). Peningkatan kecepatan yang dihasilkan tersebut ternyata sama dengan hasil eksperimen Yuji Ohya dimana pada eksperimen tersebut geometri diffuser yang digunakan yaitu $L/D = 7,7$ dan $\theta = 4^\circ$ (Gambar 4.9). Ternyata dengan melakukan berbagai variasi geometri pada diffuser dapat menghasilkan peningkatan kecepatan yang sama dengan geometri diffuser yang besar.



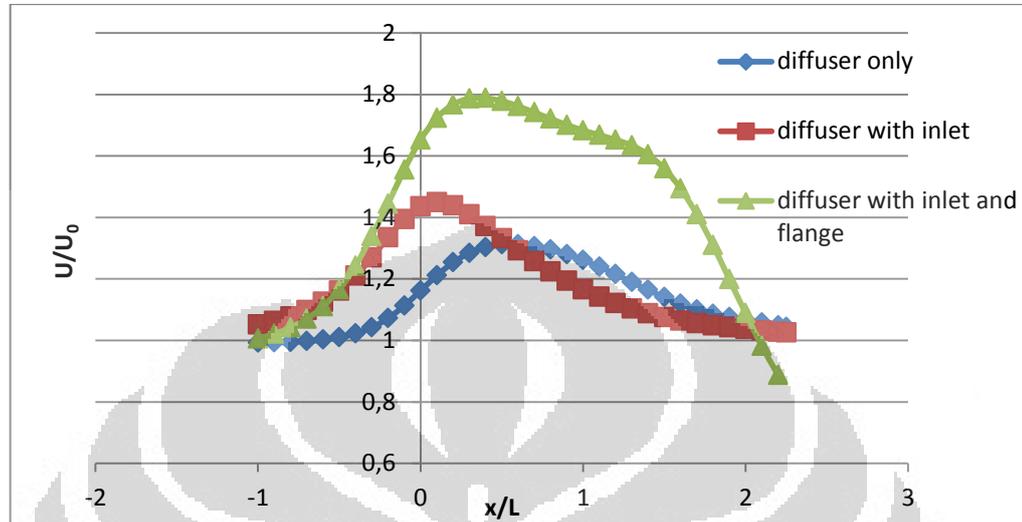
Gambar 4.21 Kontur plot *velocity* pada diffuser dengan inlet dan *flange*



Gambar 4.22 Kontur plot *static pressure* pada diffuser dengan inlet dan *flange*

Gambar 4.21 dan 4.22 memperlihatkan bagaimana persebaran kecepatan dan tekanan statis disekitar diffuser. Kecepatan di dalam diffuser meningkat

dengan adanya *flange* dan variasi bentuk inlet. Tekanan di depan *flange* tinggi karena adanya hambatan terhadap laju angin yang melintas, sebaliknya tekanan di belakang *flange* menjadi rendah sehingga terbentuk vortex.



Gambar 4.23 Perbandingan dari peningkatan kecepatan dari setiap variasi geometri

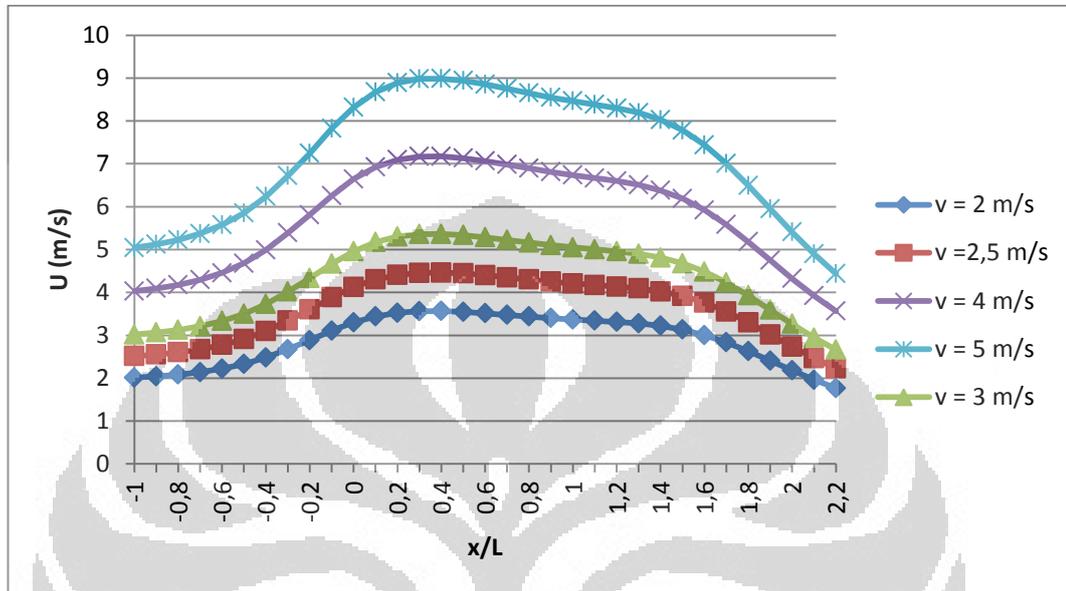
Berdasarkan grafik di atas, penggunaan diffuser dengan inlet dan *flange* menghasilkan peningkatan terbesar dari segi kecepatan angin di *centerline* dibandingkan variasi geometri yang lainnya. Dari kondisi tersebut maka turbin angin berselubung cocok diaplikasikan pada daerah pemukiman. Dengan demikian masalah kecepatan angin rata-rata yang relatif kecil dapat ditingkatkan dengan cara tersebut.



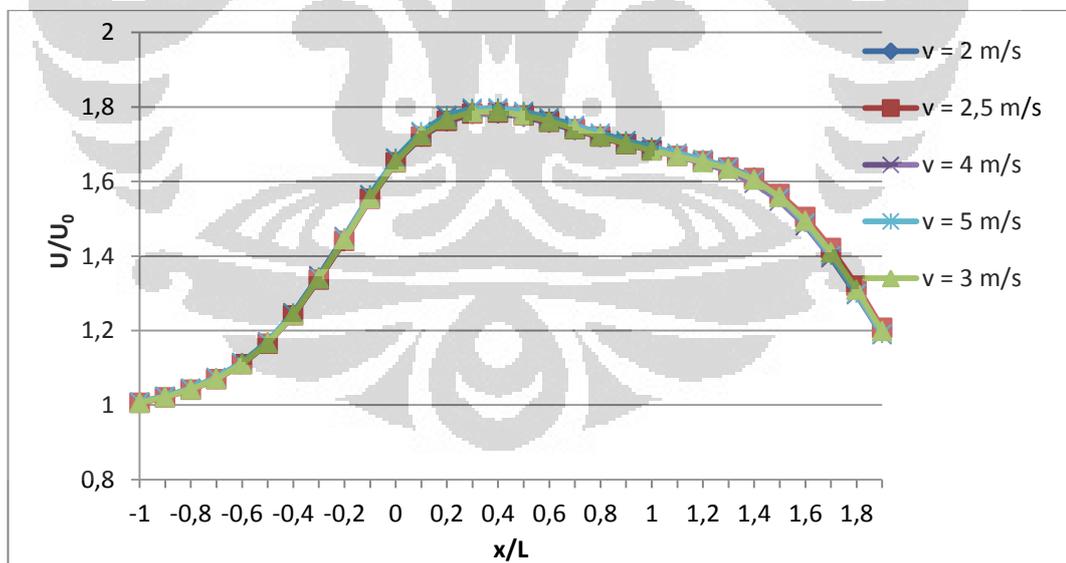
Gambar 4.24 Model selubung untuk daerah pemukiman

4.1.6 Variasi Kecepatan Angin Freestream

Untuk variasi kecepatan angin *freestream* yang melalui diffuser dipilih beberapa kecepatan yang sesuai dengan kondisi angin di Indonesia. Disimulasikan mulai dari kecepatan 2 m/s hingga 5 m/s. Berikut ini adalah hasilnya.



Gambar 4.25 Distribusi kecepatan angin yang di *centerline* pada berbagai kecepatan



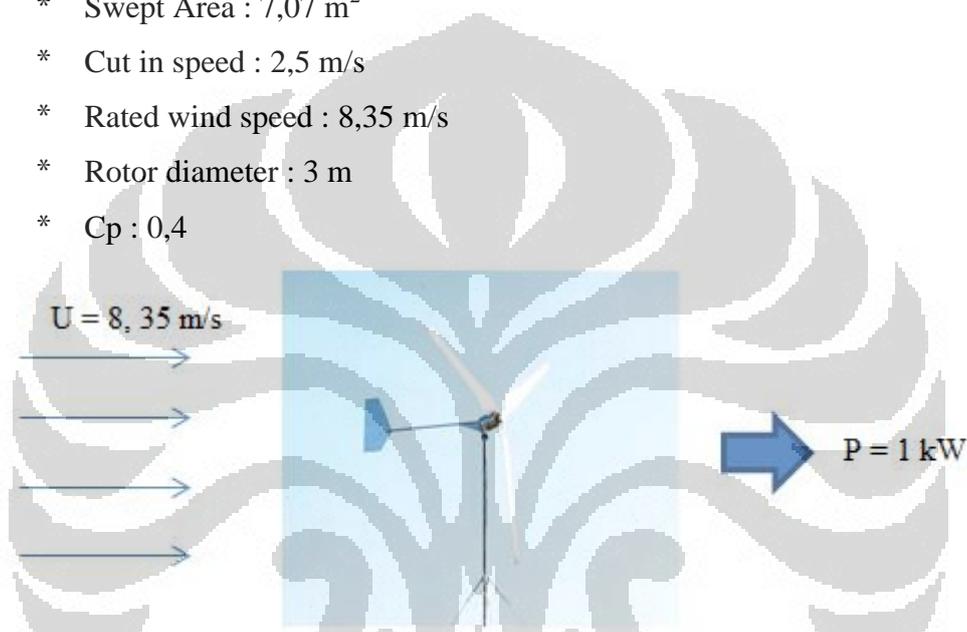
Gambar 4.26 Karakteristik peningkatan kecepatan angin yang melalui *centerline*

Gambar 4.25 menunjukkan distribusi kecepatan angin di *centerline* yang melalui diffuser. Pada Gambar 4.26 memperlihatkan bahwa peningkatan kecepatan pada diffuser dengan inlet dan flange tetap yaitu sebesar 1,8.

4.2 Perhitungan Daya

Untuk mendapatkan besarnya daya yang dihasilkan oleh turbin angin dengan selubung pada daerah pemukiman digunakan data sekunder yaitu spesifikasi turbin angin. Spesifikasi turbin angin yang digunakan yaitu Turbin angin LAGG 1 kW. Berikut adalah spesifikasi dari turbin angin LAGG 1 kW:

- * Rated power : 1 kW
- * Swept Area : $7,07 \text{ m}^2$
- * Cut in speed : 2,5 m/s
- * Rated wind speed : 8,35 m/s
- * Rotor diameter : 3 m
- * C_p : 0,4



Gambar 4.27 Turbin angin LAGG 1 kW

Berdasarkan spesifikasi tersebut bahwa dengan kecepatan angin 8,35 m/s dapat menghasilkan daya sebesar 1 kW dengan diameter rotor 3 m.

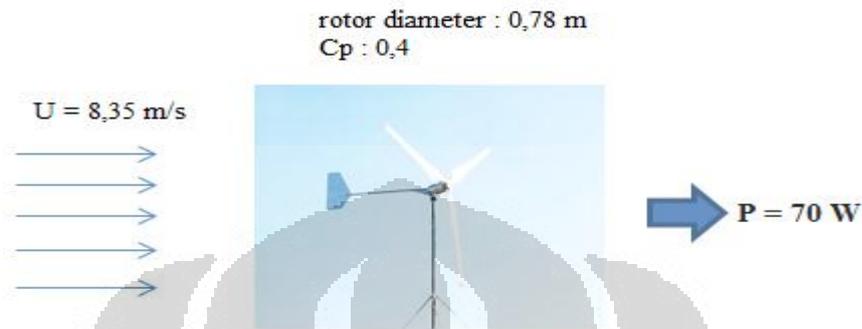
Dikarenakan diameter rotor pada turbin angin LAGG 1 kW sebesar 3 m, sedangkan diameter diffuser yang akan digunakan yaitu 0,8 m maka diasumsikan turbin angin tersebut dibuat pada skala yang lebih kecil dengan diameter rotor yaitu 0,78 m. Sehingga spesifikasinya menjadi:

- * Rotor diameter : 0,78 m
- * C_p : 0,4
- * Swept area : $0,48 \text{ m}^2$

Dengan rated wind speed sebesar 8,35 m/s, turbin angin yang telah diperkecil tersebut mampu menghasilkan daya sebesar:

$$P = \frac{1}{2} C_p \cdot \rho \cdot A \cdot U^3$$

$$P = \frac{1}{2} 0,4 \cdot \rho \cdot 0,48 \cdot (8,35)^3 = 70 \text{ W}$$



Gambar 4.28 Daya yang dihasilkan turbin angin LAGG 1 kW (skala diperkecil)

Jika turbin angin tersebut ditambahkan diffuser, maka daya yang dihasilkan yaitu:

$$U \text{ free stream} : 8,35 \text{ m/s}$$

$$U \text{ di inlet diffuser} : 14,55 \text{ m/s}$$

$$P = \frac{1}{2} C_p \cdot \rho \cdot A \cdot U^3$$

$$P = \frac{1}{2} 0,4 \cdot \rho \cdot 0,48 \cdot (14,55)^3 = 371 \text{ W}$$

Peningkatan daya yang dihasilkan mencapai 5,3 kali daya awal.



Gambar 4.29 Daya yang dihasilkan turbin angin LAGG 1 kW (skala diperkecil) dengan pemakaian diffuser

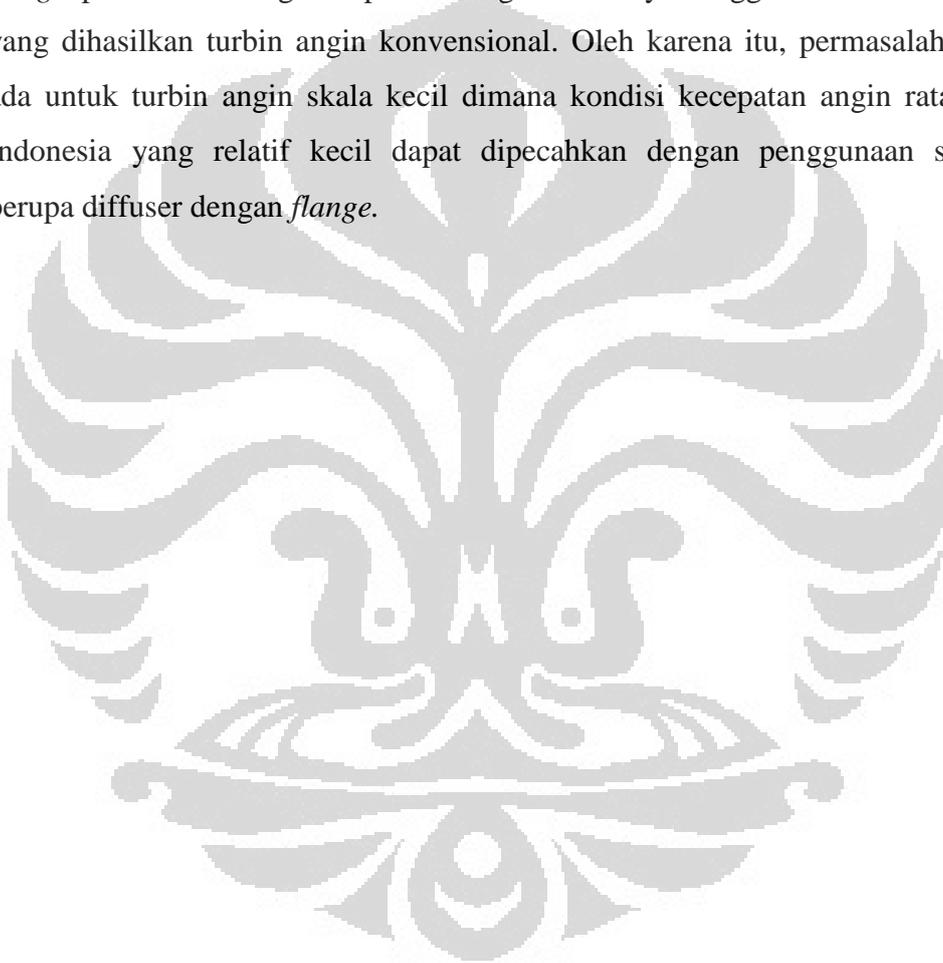
Power coefficient untuk sistem turbin angin dengan diffuser ini yaitu

$$C_p = P / (\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3)$$

$$C_p = 371 / (\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot 0,48 \cdot 8,35^3)$$

$$C_p = 2,11$$

Dari perhitungan matematis di atas terbukti penggunaan diffuser dengan *flange* pada turbin angin dapat meningkatkan daya hingga lima kali dari daya yang dihasilkan turbin angin konvensional. Oleh karena itu, permasalahan yang ada untuk turbin angin skala kecil dimana kondisi kecepatan angin rata-rata di Indonesia yang relatif kecil dapat dipecahkan dengan penggunaan selubung berupa diffuser dengan *flange*.



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka diperoleh beberapa kesimpulan:

- Pada selubung jenis diffuser peningkatan kecepatan sebanding dengan besarnya sudut diffuser.
- Peningkatan kecepatan juga berbanding lurus dengan rasio L/D.
- Dengan penambahan flanged pada daerah outlet diffuser dapat menghasilkan kecepatan hingga 1,8 kali dari kecepatan *freestream*.
- Dari hasil simulasi didapatkan geometri dari diffuser yang cocok bagi skala pemukiman dengan rasio L/D sebesar 1,25, sudut diffuser 12° , dan rasio h/D sebesar 0,625 yang menghasilkan kecepatan hingga 5,2 m/s atau meningkat 1,8 kali dari kecepatan *free stream*.
- Pada selubung diffuser, penempatan rotor sebaiknya ditempatkan pada sisi inlet diffuser mengingat pada titik tersebut terjadi peningkatan yang signifikan.
- Daya yang dihasilkan oleh turbin angin berselubung diffuser dengan penambahan *flange* meningkat hingga 5 kali dari daya turbin tanpa selubung.

5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya:

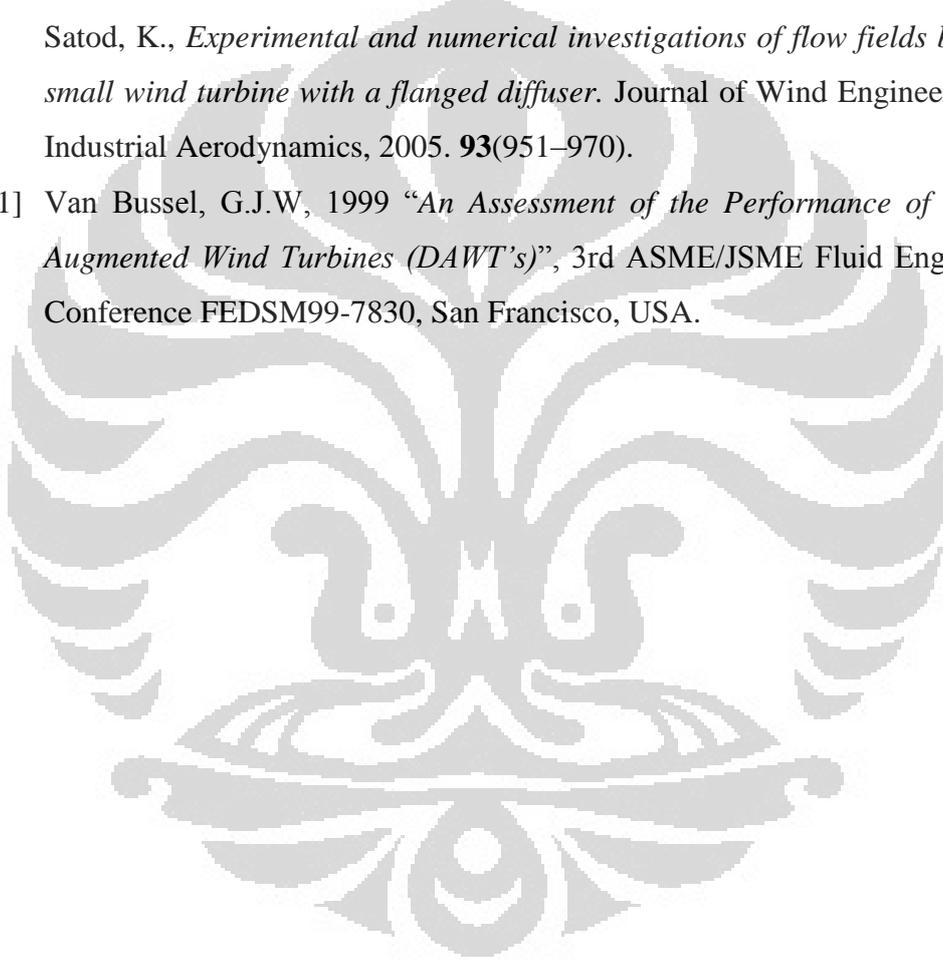
- Simulasi dan eksperimen mengenai teknologi selubung diffuser dengan penempatan rotornya di dalam diffuser, sehingga distribusi kecepatan yang terjadi di dalam selubung dapat terlihat secara lebih real.
- Perlu di analisis lebih mendalam mengenai desain dari diffuser dari sisi aerodinamisnya, sehingga diharapkan mendapatkan hasil yang lebih optimal.

DAFTAR REFERENSI

- [1] DESDM. *Kebijakan Pengembangan Energi Terbarukan dan Konservasi Energi (Energi Hijau)*. Jakarta, 2003.
- [2] United Kingdom Parliamentary Office of Science and Technology. *Postnote on Carbon Footprint of Electricity Generation*. November 2006.
- [3] DESDM. *Blueprint Pengelolaan Energi Nasional 2005-2025*, Jakarta, 2005.
- [4] Kusdiana. *Kondisi Riil Kebutuhan Energi Di Indonesia Dan Sumber-Sumber Energi Alternatif Terbarukan*. Bogor, 2008.
- [5] Internasional Energy Agency – IEA. *World Energy Outlook 2008*.
- [6] Wahyu, D., Purwanto. *Analisa Variasi Geometri Terhadap Kinerja Diffuser pada Diffuser Augmented Wind Turbine*. ITS, Surabaya, 2011.
- [7] Phillips, D. G. *An Investigation on Diffuser Augmented Wind Turbine Design*. Auckland, New Zealand. Doctoral Thesis with the University of Auckland. 2003.
- [8] Ohya, Y., Karasudani, T., Sakurai, A., Abe, K. and Inoue, M., *Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2008. **96**: p. 524-539.
- [9] BPPT. *Outlook Energi Indonesia 2011*. Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi. Jakarta, 2011.
- [10] PLN. *Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik PT PLN (Persero) 2010-2019, PT PLN (Persero)*. Jakarta, 2010.
- [11] Ibrahim, Herman D. *Mempercepat Implementasi pengembangan Energi Terbarukan Untuk Ketenagalistrikan*. DESDM. Jakarta, 19 Mei 2008.
- [12] Wyrcki, K., 1987: *Indonesian through flow and the associated pressure gradient*. J. Geophys. Res.-Oceans, 92 (C12), 12941-12946.
- [13] Ayhan, Dursun; Saglam, Safak. 2012. *A technical review of building-mounted wind power systems and a sample simulation model*. Marmara University. Istanbul Turkey.
- [14] <http://s2.wahyudiharto.com/2009/01/opini-alternatif-energi-listrik.html>
diakses tanggal 17-04-2012

- [15] Kementrian ESDM. *Indonesia dan UPC Renewables Indonesia Limited Menandatangani Nota Kesepahaman (MoU)*. April 2012
<<http://www.esdm.go.id/news-archives/323-energi-baru-dan-terbarukan/5663-indonesia-dan-upc-renewables-indonesia-limited-menandatangani-nota-kesepahaman-mou.html>>
- [16] Bahaj AS, James PAB. *Urban energy generation: the added value of photovoltaics in social housing*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2006;11:2121–36.
- [17] Denoon R, Cochran B, Banks D, Wood G. *Harvesting wind power from tall buildings*. In: CTBUH 8th world congress. 2008.
- [18] Grant A, Johnstone C, Kelly N. *Urban wind energy conversion: the potential of ducted turbines*. *Renewable Energy* 2008;33:1157–63.
- [19] Kirke, B., *Developments in ducted water current turbines*. U. of South Australia, 2005.
- [20] Lilley, G.M.; Rainbird, W.J. *A Preliminary Report on the Design and Performance of Ducted Windmills*; Report No. 102; College of Aeronautics: Cranfield, UK, 1956.
- [21] Gilbert, B.L.; Oman, R.A.; Foreman, K.M. *Fluid dynamics of diffuser-augmented wind turbines*. *J. Energy* **1978**, 2, 368–374.
- [22] Gilbert, B.L.; Foreman, K.M. *Experiments with a diffuser-augmented model wind turbine*. *Trans. ASME, J. Energy Resour. Technol.* **1983**, 105, 46–53.
- [23] Igra, O. *Research and development for shrouded wind turbines*. *Energ. Conv. Manage.* **1981**, 21, 13–48.
- [24] Phillips, D.G.; Richards, P.J.; Flay, R.G.J. *CFD modelling and the development of the diffuser augmented wind turbine*. In *Proceedings of the Comp. Wind Engineer*, Birmingham, UK, 2000, pp. 189–192.
- [25] Phillips, D.G.; Flay, R.G.J.; Nash, T.A. *Aerodynamic analysis and monitoring of the Vortec 7 diffuser augmented wind turbine*. *IPENZ Trans.* **1999**, 26, 3–19.
- [26] Bet, F.; Grassmann, H. *Upgrading conventional wind turbines*. *Renew. Energy* **2003**, 28, 71–78.

- [27] De Vries, O., 1979 “*Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion*”, AGARDograph No. 243, AGARD-AG-243.
- [28] Hansen, M.O.L, Sørensen, N.N, Flay R.G.J. 1999 “*Effect of placing a Diffuser around a Wind Turbine*”, Proc. EWEC 1999 Conference, Nice, France
- [29] Hansen, M.O.L, Sørensen, N.N, Flay R.G.J. 2000 “*Effect of placing a Diffuser around a Wind Turbine*”, Wind Energy, volume 3, pp 207-213
- [30] Abe, K., Nishidab, M., Sakuraia, A., Ohyac, Y., Kiharaa, H., Wadad, E. and Satod, K., *Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2005. **93**(951–970).
- [31] Van Bussel, G.J.W, 1999 “*An Assessment of the Performance of Diffuser Augmented Wind Turbines (DAWT's)*”, 3rd ASME/JSME Fluid Engineering Conference FEDSM99-7830, San Francisco, USA.



LAMPIRAN

Lampiran A. Data *Velocity* dan *Static Pressure* pada Perbedaan Sudut

Tabel A.1 *Velocity* pada setiap perbedaan sudut

x/L	Velocity (m/s)				
	4°	8°	12°	16°	20°
-1	3,021	3,007	2,977	2,952	2,947
-0,9	3,028	3,014	2,980	2,954	2,951
-0,8	3,037	3,021	2,985	2,957	2,956
-0,7	3,049	3,033	2,993	2,965	2,967
-0,6	3,067	3,050	3,007	2,981	2,987
-0,5	3,093	3,076	3,029	3,005	3,018
-0,4	3,131	3,117	3,067	3,050	3,069
-0,3	3,187	3,178	3,126	3,121	3,149
-0,2	3,268	3,269	3,215	3,232	3,268
-0,1	3,373	3,389	3,339	3,382	3,424
0	3,484	3,528	3,485	3,569	3,608
0,1	3,577	3,660	3,633	3,764	3,795
0,2	3,628	3,762	3,761	3,929	3,955
0,3	3,632	3,819	3,853	4,057	4,079
0,4	3,599	3,832	3,910	4,136	4,162
0,5	3,545	3,810	3,935	4,181	4,214
0,6	3,485	3,764	3,936	4,196	4,239
0,7	3,426	3,704	3,918	4,191	4,245
0,8	3,368	3,637	3,886	4,172	4,233
0,9	3,314	3,566	3,841	4,139	4,203
1	3,263	3,494	3,785	4,085	4,153
1,1	3,217	3,424	3,718	4,012	4,084
1,2	3,177	3,358	3,645	3,911	4,001
1,3	3,144	3,301	3,569	3,786	3,902
1,4	3,118	3,251	3,494	3,643	3,790
1,5	3,098	3,209	3,421	3,494	3,676
1,6	3,082	3,175	3,357	3,362	3,562
1,7	3,070	3,148	3,302	3,269	3,460
1,8	3,059	3,127	3,259	3,213	3,375
1,9	3,051	3,111	3,226	3,190	3,312
2	3,043	3,098	3,199	3,189	3,265
2,1	3,037	3,087	3,172	3,207	3,223
2,2	3,031	3,079	3,145	3,231	3,182
2,25	3,028	3,074	3,131	3,235	3,161

Tabel A.2 *Static pressure* pada setiap perbedaan sudut

x/L	<i>Static pressure</i> (Pa)				
	4°	8°	12°	16°	20°
-1	101324,938	101325,064	101325,266	101325,426	101325,462
-0,9	101324,912	101325,042	101325,255	101325,418	101325,447
-0,8	101324,880	101325,013	101325,241	101325,408	101325,427
-0,7	101324,834	101324,972	101325,210	101325,378	101325,386
-0,6	101324,770	101324,907	101325,160	101325,325	101325,315
-0,5	101324,673	101324,811	101325,078	101325,235	101325,201
-0,4	101324,530	101324,660	101324,940	101325,071	101325,012
-0,3	101324,318	101324,426	101324,719	101324,810	101324,709
-0,2	101324,003	101324,075	101324,379	101324,387	101324,250
-0,1	101323,589	101323,596	101323,894	101323,794	101323,622
0	101323,130	101323,022	101323,302	101323,016	101322,843
0,1	101322,740	101322,454	101322,673	101322,177	101322,024
0,2	101322,520	101322,002	101322,111	101321,416	101321,278
0,3	101322,503	101321,741	101321,692	101320,807	101320,678
0,4	101322,642	101321,684	101321,431	101320,412	101320,267
0,5	101322,873	101321,780	101321,314	101320,179	101320,002
0,6	101323,124	101321,989	101321,314	101320,102	101319,878
0,7	101323,371	101322,255	101321,394	101320,120	101319,847
0,8	101323,606	101322,551	101321,546	101320,228	101319,911
0,9	101323,824	101322,855	101321,756	101320,423	101320,070
1	101324,024	101323,159	101322,011	101320,717	101320,335
1,1	101324,203	101323,446	101322,306	101321,095	101320,699
1,2	101324,353	101323,712	101322,617	101321,575	101321,131
1,3	101324,476	101323,940	101322,936	101322,118	101321,625
1,4	101324,572	101324,135	101323,249	101322,676	101322,141
1,5	101324,645	101324,295	101323,538	101323,218	101322,655
1,6	101324,701	101324,421	101323,795	101323,684	101323,126
1,7	101324,745	101324,520	101324,014	101324,040	101323,526
1,8	101324,777	101324,598	101324,191	101324,292	101323,847
1,9	101324,805	101324,661	101324,330	101324,451	101324,093
2	101324,827	101324,706	101324,440	101324,544	101324,289
2,1	101324,847	101324,744	101324,529	101324,589	101324,439
2,2	101324,862	101324,774	101324,610	101324,601	101324,564
2,25	101324,870	101324,789	101324,648	101324,607	101324,623

Lampiran B. Data *Velocity* dan *Static Pressure* pada Rasio L/D

Tabel B.1 *Velocity* pada setiap variasi L/D

x/L	<i>Velocity</i> (m/s)				
	L/D = 1	L/D = 1,25	L/D = 1,5	L/D = 1,75	L/D = 2
-1	2,977	2,977	2,964	2,964	2,949
-0,9	2,979	2,980	2,966	2,967	2,951
-0,8	2,981	2,985	2,969	2,972	2,954
-0,7	2,986	2,993	2,975	2,982	2,962
-0,6	2,997	3,007	2,988	2,997	2,977
-0,5	3,014	3,029	3,010	3,022	3,000
-0,4	3,045	3,067	3,046	3,066	3,041
-0,3	3,095	3,126	3,107	3,132	3,106
-0,2	3,175	3,216	3,200	3,235	3,209
-0,1	3,286	3,339	3,331	3,374	3,352
0	3,423	3,485	3,491	3,542	3,529
0,1	3,563	3,633	3,661	3,718	3,712
0,2	3,683	3,761	3,807	3,868	3,875
0,3	3,769	3,853	3,917	3,980	3,995
0,4	3,816	3,910	3,984	4,047	4,074
0,5	3,827	3,935	4,016	4,081	4,113
0,6	3,811	3,936	4,021	4,086	4,127
0,7	3,772	3,919	4,007	4,074	4,120
0,8	3,713	3,887	3,982	4,050	4,102
0,9	3,640	3,841	3,948	4,019	4,076
1	3,560	3,785	3,907	3,981	4,047
1,1	3,479	3,719	3,859	3,940	4,015
1,2	3,401	3,646	3,803	3,894	3,981
1,3	3,330	3,570	3,741	3,844	3,946
1,4	3,267	3,560	3,674	3,793	3,908
1,5	3,212	3,491	3,604	3,736	3,869
1,6	3,168	3,425	3,534	3,679	3,825
1,7	3,138	3,367	3,466	3,619	3,777
1,8	3,121	3,317	3,406	3,559	3,726
1,9	3,111	3,274	3,355	3,500	3,671
2	3,102	3,240	3,313	3,448	3,617
2,1	3,090	3,213	3,274	3,402	3,563
2,2	3,077	3,190	3,234	3,365	3,511
2,3	3,062	3,172	3,186	3,335	3,464
2,4	3,052	3,157	3,131	3,308	3,423
2,5	3,051	3,145	3,073	3,278	3,388

Tabel B.2 *Static pressure* pada setiap variasi L/D

x/L	Static Pressure (Pa)				
	L/D = 1	L/D = 1,25	L/D = 1,5	L/D = 1,75	L/D = 2
-1	101325,239	101325,266	101325,341	101325,357	101325,436
-0,9	101325,233	101325,255	101325,334	101325,345	101325,428
-0,8	101325,226	101325,240	101325,323	101325,326	101325,417
-0,7	101325,205	101325,210	101325,297	101325,293	101325,388
-0,6	101325,169	101325,159	101325,252	101325,233	101325,338
-0,5	101325,105	101325,078	101325,172	101325,143	101325,251
-0,4	101324,992	101324,939	101325,041	101324,982	101325,100
-0,3	101324,810	101324,718	101324,814	101324,731	101324,855
-0,2	101324,507	101324,378	101324,462	101324,334	101324,463
-0,1	101324,075	101323,893	101323,950	101323,784	101323,901
0	101323,529	101323,301	101323,295	101323,082	101323,176
0,1	101322,945	101322,672	101322,572	101322,319	101322,377
0,2	101322,426	101322,110	101321,918	101321,637	101321,635
0,3	101322,044	101321,691	101321,409	101321,104	101321,063
0,4	101321,832	101321,429	101321,086	101320,774	101320,678
0,5	101321,786	101321,313	101320,931	101320,599	101320,481
0,6	101321,856	101321,312	101320,898	101320,565	101320,410
0,7	101322,035	101321,393	101320,950	101320,608	101320,426
0,8	101322,301	101321,544	101321,064	101320,712	101320,506
0,9	101322,621	101321,754	101321,223	101320,850	101320,622
1	101322,966	101322,009	101321,415	101321,013	101320,756
1,1	101323,311	101322,304	101321,639	101321,194	101320,905
1,2	101323,628	101322,615	101321,895	101321,400	101321,065
1,3	101323,907	101322,934	101322,175	101321,618	101321,231
1,4	101324,142	101323,022	101322,470	101321,848	101321,411
1,5	101324,336	101323,317	101322,774	101322,101	101321,605
1,6	101324,490	101323,585	101323,078	101322,360	101321,814
1,7	101324,606	101323,821	101323,358	101322,625	101322,040
1,8	101324,685	101324,021	101323,609	101322,890	101322,281
1,9	101324,740	101324,186	101323,818	101323,146	101322,525
2	101324,782	101324,319	101323,990	101323,384	101322,770
2,1	101324,812	101324,422	101324,128	101323,592	101323,012
2,2	101324,842	101324,508	101324,254	101323,769	101323,234
2,3	101324,872	101324,575	101324,377	101323,914	101323,436
2,4	101324,894	101324,629	101324,501	101324,033	101323,614
2,5	101324,911	101324,676	101324,628	101324,140	101323,768

Lampiran C. Data Velocity dan Static Pressure pada Tipe Bentuk Inlet

Tabel C.1 Velocity pada setiap variasi tipe bentuk inlet

x/L	Velocity (m/s)			
	Tipe 1	Tipe 2	Tipe 3	Tipe 4
-1	3,080	3,011	3,153	3,144
-0,9	3,103	3,023	3,189	3,181
-0,8	3,132	3,039	3,233	3,230
-0,7	3,174	3,065	3,295	3,298
-0,6	3,230	3,104	3,376	3,387
-0,5	3,309	3,163	3,486	3,511
-0,4	3,415	3,251	3,630	3,667
-0,3	3,551	3,373	3,809	3,848
-0,2	3,703	3,522	4,004	4,027
-0,1	3,847	3,678	4,183	4,168
0	3,958	3,810	4,306	4,249
0,1	4,015	3,899	4,348	4,262
0,2	4,024	3,945	4,317	4,216
0,3	3,995	3,957	4,229	4,137
0,4	3,945	3,944	4,115	4,045
0,5	3,886	3,918	3,995	3,951
0,6	3,825	3,885	3,878	3,858
0,7	3,762	3,846	3,770	3,771
0,8	3,700	3,803	3,670	3,687
0,9	3,637	3,755	3,580	3,608
1	3,575	3,704	3,498	3,535
1,1	3,512	3,648	3,426	3,466
1,2	3,452	3,592	3,363	3,402
1,3	3,394	3,534	3,309	3,343
1,4	3,342	3,479	3,263	3,291
1,5	3,296	3,427	3,225	3,247
1,6	3,256	3,380	3,192	3,210
1,7	3,222	3,338	3,167	3,179
1,8	3,194	3,302	3,145	3,154
1,9	3,170	3,271	3,126	3,133
2	3,151	3,243	3,111	3,117
2,1	3,133	3,220	3,096	3,106
2,2	3,118	3,201	3,083	3,096
2,25	3,112	3,191	3,077	3,093

Tabel C.2 *Static pressure* pada setiap variasi tipe bentuk inlet

x/L	<i>Static pressure</i> (Pa)			
	Tipe 1	Tipe 2	Tipe 3	Tipe 4
-1	101324,749	101325,100	101324,370	101324,449
-0,9	101324,665	101325,057	101324,233	101324,307
-0,8	101324,554	101324,993	101324,059	101324,119
-0,7	101324,395	101324,898	101323,816	101323,850
-0,6	101324,180	101324,755	101323,492	101323,489
-0,5	101323,868	101324,528	101323,037	101322,973
-0,4	101323,439	101324,189	101322,423	101322,298
-0,3	101322,877	101323,701	101321,628	101321,481
-0,2	101322,220	101323,080	101320,711	101320,642
-0,1	101321,571	101322,413	101319,843	101319,948
0	101321,058	101321,821	101319,224	101319,541
0,1	101320,790	101321,408	101319,010	101319,473
0,2	101320,752	101321,191	101319,163	101319,693
0,3	101320,880	101321,145	101319,614	101320,081
0,4	101321,124	101321,204	101320,188	101320,528
0,5	101321,401	101321,332	101320,777	101320,980
0,6	101321,688	101321,502	101321,337	101321,410
0,7	101321,972	101321,696	101321,841	101321,809
0,8	101322,254	101321,909	101322,294	101322,176
0,9	101322,536	101322,139	101322,688	101322,515
1	101322,809	101322,385	101323,034	101322,827
1,1	101323,078	101322,646	101323,337	101323,115
1,2	101323,331	101322,909	101323,596	101323,375
1,3	101323,565	101323,171	101323,808	101323,603
1,4	101323,775	101323,417	101323,988	101323,801
1,5	101323,959	101323,642	101324,135	101323,970
1,6	101324,115	101323,843	101324,253	101324,112
1,7	101324,246	101324,019	101324,344	101324,230
1,8	101324,353	101324,171	101324,422	101324,330
1,9	101324,441	101324,299	101324,487	101324,407
2	101324,515	101324,407	101324,538	101324,474
2,1	101324,575	101324,499	101324,583	101324,530
2,2	101324,627	101324,572	101324,625	101324,580
2,25	101324,648	101324,608	101324,643	101324,603

Lampiran D. Data Velocity dan Static Pressure pada Rasio h/D

Tabel D.1 Velocity pada setiap variasi rasio h/D

x/L	Velocity (m/s)				
	h/D = 0,125	h/D = 0,250	h/D = 0,375	h/D = 0,500	h/D = 0,625
-1	2,964	2,928	2,870	2,790	2,770
-0,9	2,970	2,934	2,876	2,793	2,782
-0,8	2,978	2,944	2,884	2,799	2,793
-0,7	2,993	2,961	2,901	2,813	2,824
-0,6	3,016	2,988	2,929	2,839	2,867
-0,5	3,052	3,032	2,973	2,885	2,934
-0,4	3,109	3,099	3,047	2,956	3,043
-0,3	3,199	3,207	3,158	3,074	3,200
-0,2	3,332	3,360	3,324	3,240	3,421
-0,1	3,512	3,569	3,543	3,466	3,724
0	3,726	3,817	3,819	3,753	4,076
0,1	3,949	4,072	4,097	4,024	4,426
0,2	4,142	4,294	4,337	4,276	4,755
0,3	4,286	4,461	4,510	4,470	4,972
0,4	4,376	4,569	4,622	4,586	5,104
0,5	4,424	4,631	4,683	4,653	5,167
0,6	4,439	4,657	4,701	4,680	5,172
0,7	4,430	4,658	4,694	4,686	5,141
0,8	4,401	4,643	4,675	4,685	5,095
0,9	4,354	4,616	4,651	4,690	5,048
1	4,292	4,577	4,628	4,712	5,023
1,1	4,217	4,527	4,614	4,668	5,034
1,2	4,133	4,464	4,609	4,459	5,057
1,3	4,037	4,386	4,610	4,263	5,086
1,4	3,937	4,292	4,606	4,035	5,087
1,5	3,833	4,182	4,587	3,866	5,008
1,6	3,730	4,057	4,546	3,694	4,795
1,7	3,626	3,926	4,484	3,542	4,543
1,8	3,533	3,800	4,418	3,609	4,157
1,9	3,459	3,695	4,277	3,646	3,701
2	3,409	3,619	4,143	3,703	3,157
2,1	3,377	3,573	3,984	3,768	2,598
2,2	3,346	3,534	3,796	3,823	2,062

Tabel D.2 *Static pressure* pada setiap variasi rasio h/D

x/L	<i>Static pressure</i> (Pa)				
	h/D = 0,125	h/D = 0,250	h/D = 0,375	h/D = 0,500	h/D = 0,625
-1	101325,430	101325,706	101326,078	101326,559	101326,868
-0,9	101325,404	101325,679	101326,059	101326,557	101326,838
-0,8	101325,375	101325,644	101326,033	101326,533	101326,793
-0,7	101325,319	101325,584	101325,978	101326,493	101326,719
-0,6	101325,232	101325,482	101325,879	101326,408	101326,571
-0,5	101325,095	101325,320	101325,718	101326,256	101326,336
-0,4	101324,876	101325,064	101325,452	101326,004	101325,958
-0,3	101324,531	101324,655	101325,036	101325,584	101325,379
-0,2	101324,001	101324,044	101324,383	101324,953	101324,509
-0,1	101323,259	101323,173	101323,483	101324,066	101323,226
0	101322,316	101322,071	101322,281	101322,798	101321,577
0,1	101321,293	101320,871	101320,941	101321,476	101319,757
0,2	101320,343	101319,758	101319,732	101320,368	101318,078
0,3	101319,602	101318,873	101318,817	101319,431	101316,843
0,4	101319,130	101318,284	101318,210	101318,884	101316,049
0,5	101318,866	101317,935	101317,880	101318,623	101315,681
0,6	101318,793	101317,810	101317,792	101318,599	101315,639
0,7	101318,834	101317,818	101317,844	101318,703	101315,789
0,8	101318,980	101317,914	101317,984	101318,865	101316,036
0,9	101319,208	101318,091	101318,154	101319,033	101316,294
1	101319,509	101318,324	101318,328	101319,121	101316,415
1,1	101319,869	101318,613	101318,464	101318,989	101316,373
1,2	101320,276	101318,963	101318,563	101318,786	101316,196
1,3	101320,740	101319,389	101318,651	101318,344	101315,967
1,4	101321,252	101319,887	101318,740	101317,802	101315,798
1,5	101321,771	101320,449	101318,914	101317,198	101315,861
1,6	101322,289	101321,069	101319,182	101316,633	101316,433
1,7	101322,785	101321,690	101319,569	101316,121	101317,550
1,8	101323,225	101322,287	101320,061	101315,852	101319,112
1,9	101323,583	101322,789	101320,701	101315,630	101320,852
2	101323,850	101323,165	101321,362	101315,648	101322,580
2,1	101324,036	101323,440	101322,096	101315,991	101323,883
2,2	101324,171	101323,648	101322,858	101316,722	101324,696

Lampiran E. Data *Velocity* dan *Static Pressure* pada Variasi Kecepatan *Freestream*

Tabel E.1 *Velocity* pada setiap kecepatan *freestream*

x/L	<i>Velocity</i> (m/s)				
	U = 2 m/s	U = 2,5 m/s	U = 3 m/s	U = 4 m/s	U = 5 m/s
-1	2,011	2,514	3,019	4,031	5,042
-0,9	2,042	2,552	3,064	4,093	5,120
-0,8	2,082	2,603	3,126	4,176	5,224
-0,7	2,138	2,672	3,210	4,294	5,372
-0,6	2,220	2,774	3,332	4,454	5,574
-0,5	2,329	2,911	3,498	4,677	5,852
-0,4	2,481	3,101	3,727	4,989	6,238
-0,3	2,674	3,342	4,018	5,387	6,722
-0,2	2,882	3,601	4,333	5,809	7,245
-0,1	3,108	3,884	4,666	6,252	7,824
0	3,301	4,127	4,959	6,645	8,315
0,1	3,439	4,301	5,171	6,922	8,673
0,2	3,522	4,407	5,302	7,093	8,890
0,3	3,561	4,456	5,360	7,168	8,983
0,4	3,564	4,462	5,365	7,172	8,987
0,5	3,546	4,442	5,336	7,133	8,940
0,6	3,514	4,400	5,286	7,064	8,857
0,7	3,475	4,351	5,224	6,982	8,755
0,8	3,437	4,300	5,164	6,896	8,651
0,9	3,401	4,250	5,103	6,810	8,547
1	3,368	4,209	5,050	6,735	8,464
1,1	3,341	4,171	5,004	6,668	8,381
1,2	3,313	4,136	4,957	6,600	8,298
1,3	3,278	4,093	4,902	6,510	8,192
1,4	3,221	4,024	4,814	6,379	8,027
1,5	3,132	3,917	4,677	6,188	7,782
1,6	3,003	3,761	4,482	5,923	7,440
1,7	2,833	3,553	4,229	5,581	7,003
1,8	2,630	3,301	3,929	5,181	6,496
1,9	2,406	3,017	3,596	4,752	5,953
2	2,182	2,735	3,265	4,323	5,410
2,1	1,962	2,468	2,944	3,923	4,897
2,2	1,766	2,228	2,663	3,563	4,437
2,3	1,617	2,033	2,433	3,269	4,070
2,4	1,517	1,898	2,278	3,070	3,806
2,45	1,480	1,848	2,225	3,004	3,708

Tabel E.2 *Static pressure* pada setiap variasi L/D

x/L	<i>Static pressure</i> (Pa)				
	U = 2 m/s	U = 2,5 m/s	U = 3 m/s	U = 4 m/s	U = 5 m/s
-1	101325,308	101325,488	101325,691	101326,179	101326,812
-0,9	101325,244	101325,389	101325,547	101325,918	101326,396
-0,8	101325,149	101325,241	101325,333	101325,529	101325,785
-0,7	101325,017	101325,036	101325,036	101324,990	101324,938
-0,6	101324,816	101324,724	101324,583	101324,175	101323,650
-0,5	101324,525	101324,271	101323,926	101323,005	101321,788
-0,4	101324,119	101323,639	101323,009	101321,343	101319,193
-0,3	101323,495	101322,667	101321,602	101318,741	101315,176
-0,2	101322,831	101321,630	101320,068	101315,955	101311,008
-0,1	101322,076	101320,452	101318,414	101313,054	101306,109
0	101321,419	101319,423	101316,919	101310,290	101301,907
0,1	101320,927	101318,643	101315,798	101308,293	101298,722
0,2	101320,630	101318,167	101315,085	101307,024	101296,697
0,3	101320,518	101317,992	101314,830	101306,567	101295,992
0,4	101320,523	101318,005	101314,851	101306,607	101296,080
0,5	101320,608	101318,135	101315,049	101306,965	101296,634
0,6	101320,755	101318,365	101315,390	101307,573	101297,588
0,7	101320,923	101318,633	101315,777	101308,262	101298,690
0,8	101321,089	101318,908	101316,158	101308,961	101299,823
0,9	101321,242	101319,154	101316,517	101309,621	101300,802
1	101321,368	101319,354	101316,816	101310,174	101301,605
1,1	101321,466	101319,507	101317,058	101310,629	101302,271
1,2	101321,546	101319,630	101317,261	101311,027	101302,871
1,3	101321,636	101319,768	101317,485	101311,504	101303,541
1,4	101321,779	101319,983	101317,820	101312,200	101304,565
1,5	101322,002	101320,318	101318,334	101313,180	101306,091
1,6	101322,317	101320,801	101319,051	101314,491	101308,186
1,7	101322,719	101321,419	101319,946	101316,086	101310,747
1,8	101323,171	101322,126	101320,951	101317,849	101313,547
1,9	101323,620	101322,837	101321,954	101319,593	101316,287
2	101324,028	101323,456	101322,859	101321,129	101318,728
2,1	101324,378	101323,976	101323,616	101322,383	101320,751
2,2	101324,636	101324,424	101324,132	101323,356	101322,279
2,3	101324,827	101324,726	101324,559	101324,158	101323,493
2,4	101324,960	101324,936	101324,856	101324,715	101324,416
2,45	101325,005	101325,012	101324,961	101324,927	101324,817