



**PENGEMBANGAN MODEL TURBULEN RNG $k-\epsilon$
UNTUK APLIKASI CFD PADA
*RUNNER CROSS-FLOW DALAM KOMPONEN
TURBIN GAS MIKRO BIOENERGI PROTO X-2a***

DISERTASI

**STEVEN DARMAWAN
1106128723**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM DOKTOR – DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS INDONESIA
NOVEMBER 2015**



**PENGEMBANGAN MODEL TURBULEN RNG $k-\epsilon$
UNTUK APLIKASI CFD PADA
RUNNER CROSS-FLOW DALAM KOMPONEN
TURBIN GAS MIKRO BIOENERGI PROTO X-2a**

DISERTASI

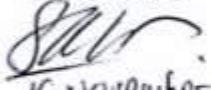
Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Doktor

**STEVEN DARMAWAN
1106128723**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM DOKTOR – DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS INDONESIA
NOVEMBER 2015**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Disertasi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.**

Nama	:	Steven Darmawan
NPM	:	1106128723
Tanda Tangan	:	
Tanggal	:	16 November 2015

HALAMAN PENGESAHAN

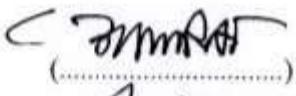
Disertasi diajukan oleh :

Nama : Steven Darmawan
NPM : 1106128723
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Disertasi : Pengembangan Model Turbulen *RNG k-e* Untuk Aplikasi CFD Pada *Runner Cross-Flow* Dalam Komponen Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a

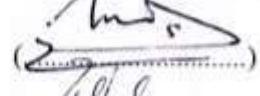
Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Doktor pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Promotor : Prof. Dr. Ir. Budiarsa, M.Eng.



Kopromotor : Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara



Tim Penguji : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA.

(Ketua) 

: Prof. Dr. Ir. I Made Kartika D, Dipl.Ing.

(Anggota) 

: Dr. Ir. Warjito, M.Eng.

(Anggota) 

: Dr. Ir. Engkos A. Kosasih, M.T.

(Anggota) 

: Dr.Eng. Deendarlianto, ST., M.Eng.

(Anggota) 

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 16 November 2015

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa penulis panjatkan atas selesainya disertasi ini. Dengan selesaiannya disertasi ini, penulis sampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Prof. Dr. Ir. Budiarsro, M.Eng, selaku promotor yang telah berkenan memberikan banyak bimbingan, arahan dan kesabaran kepada penulis. Konsep-konsep pemikiran yang luar biasa sangat berguna bagi penulis, baik dalam bidang ilmiah terutama mekanika fluida maupun bidang lainnya
2. Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara, selaku kopromotor yang sudah berkenan memberikan sangat bimbingan, kesempatan serta kesabaran kepada penulis dan turut serta dalam pengembangan penggerak mula ramah lingkungan dan konsep-konsep pemikiran dalam ilmu CFD dan enjiniring.
3. Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA, selaku ketua penguji, yang telah memberikan banyak kritik dan konsep-konsep ilmiah yang sangat berguna
4. Prof. Dr. Ir. I Made Kartika D, Dipl.Ing, selaku penguji, yang telah senantiasa mengikuti perkembangan studi penulis dengan dukungan yang luar biasa, berbagai kritik, saran dan masukan yang berguna, baik dalam bidang ilmiah maupun bidang lainnya
5. Dr. Ir. Warjito, M.Eng; Dr. Ir. Engkos A. Kosasih, M.T, selaku penguji yang telah meluangkan banyak waktu untuk berdiskusi dalam penulisan disertasi ini
6. Dr.Eng. Deendarlianto, S.T., M.Eng. dari Universitas Gadjah Mada selaku penguji eksternal, yang telah meluangkan waktu untuk memberi kritik dan masukan dalam disertasi ini
7. A.I.Research Group atas lisensi penggunaan *software* CFDSOF.
8. Orang tua dan keluarga penulis, papa Suherman, mama Sofia Teguh, dan kakak penulis dr. Stefanie Agustine Sp.Ok. yang telah memberikan dukungan moral dan materiil yang luar biasa besar untuk penulis dapat menyelesaikan disertasi
9. Segenap pengurus Yayasan Tarumanagara, pimpinan Universitas Tarumanagara; Rektor Prof. Ir. Roesdiman Soegiarso, M.Sc, Ph.D beserta jajarannya, Dekan FT Untar Prof. Dr. Agustinus Purna Irawan, PD I FT Untar Dr. Adianto, M.Sc., PD II FT Untar, Ir. Tony Winata, M.Sc. serta Ketua dan

Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Untar; Harto Tanujaya Ph.D dan Ir. Sofyan Djamil, M.Si., yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk menempuh studi ini dan atas segala masukan yang sangat berharga

10. Rekan-rekan dosen Prodi Teknik Mesin Untar Pak Didi, Pak Abrar, Pak Adianto, Pak Erwin, Pak Rosehan, Pak Sobron, dosen Teknik Industri dan teman-teman sekretariat; Bu Tini, Mas Endro, Bu Ida, Bu Karyati, dan laboran-laboran di laboratorium CNC dan PPM atas dukungan dan bantuan selama ini
11. Teman-teman lab pada pengembangan Turbin Gas Mikro Bionergi, Lab Mekanika Fluida DTM FTUI, baik S1, S2 dan S3, sejak awal Proto X-1 hingga saat ini Proto X-2a; Pak Efendi Manurung, Singgih, Pras, Baskoro, Fahmi, Candra, Hadid, Mursyid, Aldo, Djuang, Eka, Azis, Bowo, Mesakh, Bimo, Agus Tri, Bayu, Pak Asyari dan Pak Gun Gun serta Amin dari CCTT
12. Ketua DTM FTUI beserta jajarannya, Sekretariat DTM FTUI dan laboran-laboran yang telah banyak membantu penulis
13. Teman-teman S3 Teknik Mesin angkatan 2011, terutama Dr. Wayan Nata Septiadi, Pak Muksin dan Pak Arief untuk dukungan dan bantuan selama ini. Juga kepada teman-teman S3 FT UI di ruangan EC , Pak Iwan Fermi, Pak Jhon Numberi, Pak Hakam, Pak Manus, Pak Sugih, Bu Suci, Bu Desi, Bu Yanti, Pak Arif, Pak Asril, Pak Agung Sapteka, Pak Dr. Suwarsono, Bu Dr. Dede, Bu Aida, Bu Lina, Bu Afni, Bu Fitri, dan teman-teman di lab AHTRG. Terima kasih atas dukungan, canda dan tawa selama ini

Terima kasih juga penulis sampaikan kepada pihak-pihak yang telah membantu penulis yang tidak dapat penulis sampaikan satu persatu. Akhir kata, penulis menyadari bahwa buku laporan disertasi ini masih terdapat banyak kekurangan. Penulis juga berharap disertasi ini dapat bermanfaat bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi, khususnya pada bidang ilmu mekanika fluida, CFD dan teknik mesin pada umumnya.

Jakarta, 19 November 2015



Steven Darmawan

Universitas Indonesia

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Steven Darmawan
NPM : 1106128723
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Disertasi

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

“Pengembangan Model Turbulen RNG k- ϵ Untuk Aplikasi CFD Pada Runner Cross-Flow Dalam Komponen Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a”

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

Dibuat di : Jakarta
Pada tanggal : *16 November 2015*

Yang menyatakan



(Steven Darmawan)

ABSTRAK

Nama : Steven Darmawan
Program Studi : S3 Teknik Mesin
Judul : Pengembangan Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$ Untuk Aplikasi CFD Pada *Runner Cross-Flow* Dalam Komponen Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a

Kebutuhan akan energi yang semakin meningkat menjadikan turbin gas mikro berkembang menjadi alternatif pembangkit daya yang dapat digunakan. Turbin gas Mikro Proto X-2a merupakan turbin gas mikro dengan satu-tingkat kompresor-turbin dimana pembangkitan daya dilakukan melalui aplikasi sebuah *runner cross-flow* yang dihubungkan ke generator. *Runner cross-flow* ini digerakkan oleh udara pada sisi masuk kompresor. Pada operasinya, vorteks resirkulasi terbentuk pada bagian dalam *runner cross-flow*. Karena besaran vorteks ini mempengaruhi unjuk kerja dari *runner cross-flow*, analisis yang lebih baik diperlukan, yang juga dapat digunakan dan sebagai dasar pengembangan. Perilaku vorteks resirkulasi direpresentasikan lebih detail, dengan menggunakan metode CFD dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Karakteristik vorteks resirkulasi yang diiringi dengan penurunan temperatur pada bagian dalam *runner cross-flow* tersebut sesuai untuk penggunaan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Perubahan temperatur tersebut mempengaruhi aliran resirkulasi yang terjadi secara molekular, selain secara konvektif. Pada kondisi ini, analogi Reynolds tidak lagi sesuai untuk digunakan. Oleh karena itu, pemilihan bilangan turbulen Prandtl turbulen – inverse (α) yang mampu merepresentasikan fenomena aliran tersebut menjadi penting.

Berdasarkan konsep difusivitas pada aliran turbulen, konsep rasio viskositas molekukar dan turbulen pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$, pada penelitian ini, nilai α divariasikan menjadi 1; 1,1; 1,2 dan 1,3. Simulasi CFD pada *runner cross-flow* dilakukan secara tiga-dimensi dengan menggunakan CFDSOF. Jumlah mesh optimum $300 \times 147 \times 3$ dari hasil uji ketergantungan *mesh* digunakan dengan jenis *mesh Body-fitted-coordinate (curved-linear)*. Eksperimen dilakukan pada sistem turbin gas mikro Bioenergi Proto X-2a yang telah dihubungkan dengan *runner cross-flow* dan sebuah alternator DC. Parameter karakteristik turbin gas mikro didapatkan, bersama dengan kecepatan poros dan beda temperatur pada *casing runner cross-flow*.

Data hasil eksperimen (data_1, data_2 dan data_3) secara berturut-turut menghasilkan kecepatan poros *runner* (N_3) dan beda temperatur pada sisi masuk dan keluar (ΔT_{CR}) sebesar 1330 rpm ($\Delta T_{CR1} = 0,424^\circ\text{C}$), 604 rpm ($\Delta T_{CR2} = 0,874^\circ\text{C}$) dan 659 rpm ($\Delta T_{CR3} = 0,936^\circ\text{C}$). Ketiga data ini dianalisis secara lebih detail dengan CFD. Hasil eksperimen dengan data_3 dengan ΔT_{CR} paling besar menunjukkan bahwa pada kondisi tersebut *runner* sudah terbebani oleh generator listrik, sistem turbin gas mikro sudah menghasilkan daya listrik 0,54 kWh. Kondisi ini dicapai pada kecepatan kompresor (N_1) 78.890 rpm dengan rasio tekanan 1,4 pada efisiensi kompresor 67% dan laju bahan bakar Diesel 2,314 g/s, dengan daya termal yang dihasilkan *runner cross-flow* sebesar 230 Watt. Secara umum, hasil simulasi CFD

menunjukkan bahwa vorteks resirkulasi terbentuk di bagian dalam *runner cross-flow* pada zona VI hingga VIII (dari sudu jalan ke-14 hingga ke-18). Variasi nilai α yang divariasikan menjadi 1; 1,1; 1,2 dan 1,3 efektif pada beda temperatur *runner* ΔT_{CR} yang paling besar ($\Delta T_{CR3} = 0,936^\circ\text{C}$) dengan parameter hasil simulasi kecepatan-w dan temperatur statik pada zona resirkulasi (zona VI – VIII) koordinat (i,j,k = 37-100; 57; 2), pada daerah dekat dinding sudu arah radial pada sudu ke-14 hingga sudu ke-18. Pada data hasil eksperimen lain, variasi nilai α tidak signifikan pada koordinat tersebut. Dari berbagai analisis yang telah dilakukan pada *runner cross-flow*, terutama pada aliran resirkulasi, besaran bilangan Prandtl turbulen - inverse (α) dapat direkomendasikan nilai optimum $\alpha = 1,1$. Bilangan α tersebut menjadikan rasio viskositas molekular dan viskositas turbulen sebesar $\frac{\nu_0}{\nu_T} = 0,8394$, yang paling optimum dalam merepresentasikan aliran resirkulasi yang terjadi pada bagian dalam *runner cross-flow* dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Hasil ini dapat digunakan untuk analisis dan pengembangan perancangan *runner cross-flow*.

Kata kunci:

Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a, *runner cross-flow*, vorteks resirkulasi, CFD, model turbulen RNG $k-\varepsilon$, bilangan Prandtl turbulen - inverse (α)

ABSTRACT

Name : Steven Darmawan
Study Program : Mechanical Engineering, Doctoral
Title : RNG $k-\varepsilon$ turbulence model development for CFD Application on Cross-Flow Runner of a Proto X-2a Bioenergy Micro Gas Turbine

Increasing of energy needs has lead the development of micro gas turbine as an alternative power generator. The Proto X-2a Bioenergy Micro Gas Turbine is a single-stage compressor-turbine, at which the electricity power generated by application of a cross-flow runner coupled with a DC alternator. This cross-flow runner is driven by inlet compressor air –a sub-pressure application. Recirculation vortexes which occur during operation inside the cross-flow runner affect the performance – the cross-flow runner and the Proto X-2a in general. For performance analysis and design development reasons, this condition has triggered more detailed analysis of this type of vortex of the cross-flow runner numerically with CFD method with RNG $k-\varepsilon$ turbulence model. Characteristics of recirculation vortexes carried with slightly-decreased temperature inside the cross-flow runner suitable with RNG $k-\varepsilon$ turbulence model. Furthermore, the temperature difference inside the cross-flow runner affects the recirculation vortexes since the molecular transport also dominant, beside the convective transport. During this condition, selection of appropriate inverse-turbulent Prandtl number (α) is important to represent the recirculation vortexes.

Inverse-turbulent Prandtl numer (α) varied to 1; 1,1; 1,2 and 1,3 in this research, based on turbulence diffusivity theory, turbulent and molecular viscosity ratio and basic concept of RNG $k-\varepsilon$ turbulence model. The CFD simulation done three-dimensionaly with CFDSOF. The mesh-dependency test resulting the optimum mesh was 300 x 147 x 3 cells. The mesh was body-fitted-coordinate (curved-linear type). Experimental data from the Proto X-2a Bioenergy Micro Gas Turbine including the temperature difference and shaft rotational speed of the cross-flow runner is used to CFD simulation. Electricity power generated by a DC alternator coupled to the cross-flow runner is also used to analyzed as a part of the system and temperature difference effect to the runner.

Three experimental data (data_1, data_2 anda data_3) were detailed-numerically analyze. The datas generated the cross-flow runner shaft speed (N_3) and temperature difference at cross-flow runner casing; $N_3 = 1330$ rpm ($\Delta T_{CR1} = 0,424^\circ\text{C}$), $N_3 = 604$ rpm ($\Delta T_{CR2} = 0,874^\circ\text{C}$) dan $N_3 = 659$ rpm ($\Delta T_{CR3} = 0,936^\circ\text{C}$) respectively. Data_3 shows the optimal condition of the system, at which the compressor shaft velocity (N_1) was 78.890 rpm, pressure ratio at 1,4, efficiency of 67%, and generated 0,54 kW electricity power with 2,314 g/s Diesel fuel flow rate. At this condition, the cross-flow runner generated 230 W. Recirculation vortexed shows by CFD simulation occur at the inner side of the cross-flow runner, at VIth – VIIIth zones (14th – 18th blade) in general for all data. The CFD simulation shows

that variation of α effective at data_3, where the temperature difference is the largest ($\Delta T_{CR3} = 0,936^\circ\text{C}$), while the others data shows almost no difference at α variations. More detailed analysis done at recirculating vortexed – dominated area at $i;j;k = 37-100; 57; 2$ for data_3, near the radial blade wall with two most affective parameters; w-velocity and static temperature to represent the recirculation flow at recirculation zone. The optimum α is 1,1 since this α variation shows the most logic results compared to the other variation of α . Therefore, for CFD simulation with RNG $k-\varepsilon$ turbulence model to a cross-flow runner, is recommended to use α that represent better recirculation flow, and the optimum ratio between molecular and turbulent viscosity is now $\frac{\nu_0}{\nu_T} = 0,8394$. This result is can be used for both analysis and future design development of cross-flow runner.

Keywords:

Proto X-2a Bioenergy Micro Gas Turbine, cross-flow runner, recirculation vortex, CFD, RNG $k-\varepsilon$ turbulence model, Inverse-turbulent Prandtl number (α)

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS.....	vi
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR NOTASI.....	xiv
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR TABEL.....	xx
I. PENDAHULUAN.....	1
1.1 Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a	1
1.2 Latar Belakang Dan State-Of-The-Art Nilai α pada <i>Runner cross-flow</i> ...	5
1.3 Rumusan Masalah.....	25
1.4 Batasan Masalah	25
1.5 Tujuan Penelitian	25
1.6 Hipotesis Penelitian.....	25
II. STUDI LITERATUR.....	27
2.1 Turbin Gas.....	27
2.1.1 Definisi Turbin Gas.....	28
2.1.2 Siklus Kerja Turbin Gas	28
2.1.3 Komponen Utama pada Turbin Gas	29
2.1.4 Turbin Gas Mikro.....	38
2.2 Aliran Turbulen.....	40
2.3 Model Turbulen	46
2.4 Aliran Resirkulasi	49
2.5 Persamaan-Persamaan Atur	53
2.5.1 Hipotesa Boussinesq.....	53
2.5.2 Teori lapis batas Prandtl	54
2.5.3 Hukum Von Kármán	54

2.5.4 Teori Richardson.....	56
2.5.5 Teorema Kolmogorov	56
2.6 <i>Runner cross-flow</i>	57
2.7 Computational Fluid Dynamics.....	62
2.8 Teori Renormalisasi	62
2.9 Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$	63
2.10 Bilangan Prandtl Turbulen.....	68
III. METODOLOGI PENELITIAN.....	78
3.1 Set-up Eksperimen Terhadap <i>Runner cross-flow</i> Sebagai Komponen Dari Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a	79
3.2 Model Geometris <i>Runner cross-flow</i>	82
3.3 Kalibrasi Termokopel.....	86
3.4 Karakterisasi Model Turbulen STD $k-\varepsilon$ Dan Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$.87	87
3.4.1.Karakterisasi pemisahan aliran pada belokan pipa	88
3.4.2.Karakterisasi model turbulen pada aliran sekunder belokan pipa	93
3.5 Validasi Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$ Terhadap Aliran-Aliran Spesifik Pada Variasi Bilangan Prandtl Turbulen - Inverse.....	96
3.5.1.Variasi Nilai α Pada Pipa Lurus Dengan Variasi Bilangan Reynolds	97
3.5.2.Variasi Nilai α pada pipa silindris berbelok	97
3.6 Spesifikasi Perangkat Komputasi.....	98
3.7 Analisis <i>Mesh Dependency</i> Pada <i>Runner cross-flow</i>	98
IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	113
4.1 Eksperimen Terhadap Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a	113
4.2 Model CFD Pipa Lurus Dan Pipa Silindris Berbelok	122
4.2.1.Variasi Nilai α Pada Pipa Lurus Dengan Variasi Bilangan Reynolds ..	122
4.2.2.Variasi Nilai α pada pipa silindris berbelok	133
4.3 Model CFD <i>Runner cross-flow</i>	147
4.4 Hasil Simulasi CFD Terhadap <i>Runner Cross-Flow</i>	148
4.4.1.Kondisi berputar (<i>rotating</i>).....	149
4.4.2.Kondisi stationer menggunakan model RNG $k-\varepsilon$ dengan variasi bilangan Prandtl turbulen – inverse (α).....	151
4.4.3.Profil kecepatan-w detail pada zona resirkulasi.....	175
4.4.4.Profil Temperatur Statik Detail Pada Zona Resirkulasi	180
4.4.5.Efektivitas α pada zona resirkulasi.....	184

V. KESIMPULAN DAN REKOMENDASI UNTUK PENELITIAN SELANJUTNYA	187
5.1 Kesimpulan.....	187
5.2 Rekomendasi Untuk Penelitian Selanjutnya.....	188
DAFTAR PUSTAKA.....	190
DAFTAR LAMPIRAN.....	202

DAFTAR NOTASI

Simbol Latin

Simbol	satuan
C_p	Kapasitas kalor spesifik ($J/kg \cdot K$)
d	Dimensi ruang = 3
D	Diameter pipa (m)
$E(k)$	Spektrum fluktuasi kecepatan (m^2/s)
L	Panjang skala olakan (m)
h	Entalpi (kJ/kg)
\dot{m}	Laju alir massa (kg/s)
p	Tekanan (N/m^2)
\tilde{p}	Total properti turbulen
P	Rata-rata properti turbulen
p	Fluktuasi properti turbulen
Pe	Bilangan Peclet
Pr	Bilangan Prandtl
Re	Bilangan Reynolds
R_o	Jari-jari belokan (m)
Q	Laju alir volume (m^3/s)
T	Skala waktu (s)
t	Skala waktu (s)
T	Torsi (Nm)
T	Temperatur (K)
u, v, w	Kecepatan pada tiap arah (m/s)
W_c	Kerja kompresor (kW)
W_t	Kerja turbin (kW)
f	Gaya karena spektrum kecepatan (N)
K	Energi kinetik turbulen (m^2/s^2)
Pr_t	Bilangan turbulen Prandtl (tak-berdimensi)
\tilde{p}	Tekanan total (N/m^2)
P	Tekanan rata-rata (N/m^2)
p	Fluktuasi tekanan (N/m^2)
Re	Bilangan Reynolds (tak-berdimensi)

Simbol *Greek*

Simbol	Satuan
α_0	Bilangan Prandtl-inverse (molekular)
α	Bilangan Prandtl turbulen - inverse
c_v	konstanta (0.09)
C_k	Konstanta Kolmogorov (1.3-2.3)
δ_{ij}	Delta Kroneker
ε	Disipasi turbulen (m^2/s^3)
ε_M	Difusivitas momentum (m^2/s)
ε_H	Difusivitas termal (m^2/s)

Σ_{ij}	Tensor tegangan rata-rata (N/m^2)
f	Gaya karena spektrum kecepatan
k	Energi kinetik turbulen (m^2/s^2)
κ	Konstanta Vón Karman
λ	Panjang karakteristik aliran (m)
μ	Viskositas dinamik ($kg/m \cdot s$)
η	Efisiensi (%)
ρ	Massa jenis (kg/m^3)
ν	Viskositas kinematik (m^2/s)
ν_{eff}	Viskositas efektif (m^2/s)
ν_0	Viskositas molekular ($kg/m \cdot s$)
$\rho u'_i u'_j = \tau_{ij}$	Tegangan Reynolds (N/m^2)
σ_{ij}	Fluktuasi tensor tegangan (N/m^2)
$\widetilde{\sigma}_{IJ}$	Tensor tegangan total (N/m^2)
ω	Kecepatan angular (rad/s)
ζ	Vortisitas (rad/s)
χ	Difusivitas termal (m^2/s)

Subskrip

Simbol	Definisi
*	Komponen dinding
a	Udara
f	Bahan bakar
T	Turbulen

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Konsumsi Energi Final Indonesia Menurut Sektor, sumber DEN [1]	2
Gambar 1.2. Penggunaan jenis sumber energi di Indonesia [1].....	2
Gambar 1.3. Isu Energi Indonesia, sumber: World Energy Council [2]	3
Gambar 1.4. Progress perkembangan purwarupa tahun 2009 - 2012	6
Gambar 1.5. Progres pengembangan purwarupa dari tahun 2013 – 2015.....	7
Gambar 1.6. Progres pengembangan purwarupa dari tahun 2015-2016	8
Gambar 1.7. Paten runner cross-flow oleh B. Eck 1954 [25].....	9
Gambar 1.8 Turbin Multi-Fluida oleh Ahmad Indra [30].....	10
Gambar 1.9. Formasi vorteks pada runner cross-flow oleh Tuckey [25].....	11
Gambar 1.10. Zona aliran dalam runner cross-flow oleh Sun et.al [37]	13
Gambar 1.11. Klasifikasi model turbulen.....	16
Gambar 1.12. Kerangka kerja pemilihan model turbulen RNG k- ϵ	23
Gambar 2.1. Aplikasi Turbin Gas Pada (a) Pesawat, (b) MGT, (c) pembangkit portabel, dan (d) pembangkit kapasitas besar [7].....	27
Gambar 2.2. Skematik Turbin Gas	28
Gambar 2. 3. Siklus Brayton Ideal [16].....	29
Gambar 2.4. Sudu jalan kompresor aksial [74].....	30
Gambar 2.5. Sudu jalan kompresor Sentrifugal [79].....	31
Gambar 2.6. Segitiga kecepatan pada kompresor sentrifugal [74].....	32
Gambar 2.7. (a) Vaned diffuser, (b) vaneless diffuser [80]	32
Gambar 2.8. Karakteristik Kerja Kompresor [77].....	33
Gambar 2.9. Ruang bakar [75]	34
Gambar 2.10. Turbocharger Garrett GTX4508R [82].....	36
Gambar 2.11. Penampang turbocharger [83].....	36
Gambar 2.12. (a) Intercooler, (b) Kegagalan turbin [84].....	37
Gambar 2.13. Peta kerja kompresor (diperoleh dari Garrett Tubocharger) [85]... <td>38</td>	38
Gambar 2.14. Turbin Gas Mikro [86]	39
Gambar 2.15. Aplikasi Turbin Gas Mikro [7]	39
Gambar 2.16. Fluktuasi kecepatan terhadap waktu.....	41
Gambar 2. 17. Vortex scretching [95].....	44
Gambar 2.18. Mekanisme Vortex stretching [91].....	44
Gambar 2.19. Vorteks irrational dan vorteks rotational [92]	49
Gambar 2.20. Pergerakan angular pada sebuah pertikel fluida [92].....	51
Gambar 2.21. Aliran sekunder [92]	52
Gambar 2.22. Jenis lintasan fluida; (a) lintasan di sekitar solid, (b) lintasan di saluran [92].....	52
Gambar 2.23. Aliran geser [87]	53
Gambar 2.24. Profil kecepatan dekat dinding [91].....	55
Gambar 2.25. Skema Turbin Cross-Flow menurut Banki [23]	58
Gambar 2.26. Parameter perancangan runner cross-flow.....	59
Gambar 2.27. Zona aliran pada sistem runner cross-flow [25]	60

Gambar 2.28. Hasil eksperimen oleh Tuckey pada runner cross-flow [25]	61
Gambar 2.29. Skematik aliran pada runner cross-flow dan casing.....	62
Gambar 2.30. Rentang skala olakan pada model turbulen RNG k- ϵ [56].....	65
Gambar 2.31. Volume kendali pada proses difusi termal.....	69
Gambar 2.32. Alur-pikir difusivitas termal	72
Gambar 2.33. Analogi Reynolds, dari [72].....	72
Gambar 2.34. Grafik α – rasio viskositas.....	75
Gambar 2.35. Alur-pikir bilangan Prandtl turbulen	77
Gambar 3.1. Skematik eksperimen turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a.....	79
Gambar 3.2. Peta kerja kompresor (diperoleh dari Garrett Tubocharger) [85]	81
Gambar 3.3. Diagram P-V pada siklus Brayton - modifikasi.....	82
Gambar 3.4. Model 3-dimensi runner cross-flow	83
Gambar 3.5. Gambar Kerja Runner cross-flow	83
Gambar 3.6. Gambar kerja runner cross-flow dan casing.....	84
Gambar 3.7. Desain 3D sistem runner cross-flow.....	84
Gambar 3.8. Gambar kerja sistem runner cross-flow	85
Gambar 3.9. Proses manufaktur runner cross-flow	85
Gambar 3.10. Proses kalibrasi termokopel.....	86
Gambar 3.11. Hasil Kalibrasi termokopel tipe-K.....	86
Gambar 3.12. Presentase penggunaan model turbulen pada runner cross-flow....	87
Gambar 3.13. Model geometris pipa silindris berbelok.....	88
Gambar 3.14. Skematik pengujian terhadap pipa berbelok	88
Gambar 3.15. Grid komputasi 3D dari saluran keluar kompresor.....	89
Gambar 3.16. Distribusi kecepatan; model turbulen (a) STD k- ϵ ; (b) RNG k- ϵ ..	89
Gambar 3.17. Distribusi tekanan; model turbulen (a) STD k- ϵ ; (b) RNG k- ϵ	91
Gambar 3.18. Distribusi kecepatan; model turbulen (a) STD k- ϵ ; (b) RNG k- ϵ ..	92
Gambar 3.19. Viskositas efektif (a) STD k- ϵ dan (b) RNG k- ϵ	92
Gambar 3.20. Energi kinetik turbulen (a) STD k- ϵ dan (b) RNG k- ϵ	93
Gambar 3.21. Disipasi turbulen (a) STD k- ϵ dan (b) RNG k- ϵ	93
Gambar 3.22. Grid Komputasi dan penampang pada belokan pipa.....	94
Gambar 3.23. Re inlet = 40900 (a) STD k- ϵ dan (b) RNG k- ϵ	95
Gambar 3.24. Re inlet = 48100 (a) STD k- ϵ dan (b) RNG k- ϵ	95
Gambar 3.25. Model CFD pipa lurus.....	97
Gambar 3.26. Skematik mesh dari runner cross-flow	99
Gambar 3.27. Coarse mesh – var_1 – tampak samping.....	99
Gambar 3.28. Coarse mesh – var_1 – mesh dekat dinding.....	100
Gambar 3.29. Coarse mesh – var_2 – tampak samping.....	100
Gambar 3.30. Coarse mesh – var_2 – tampak samping.....	100
Gambar 3.31. Coarse mesh – var_3 – mesh dekat dinding.....	101
Gambar 3.32. Medium mesh – var_1 – tampak samping	101
Gambar 3.33. Medium mesh – var_1 – mesh dekat dinding.....	101
Gambar 3.34. Medium mesh – var_2 – tampak samping	102
Gambar 3.35. Medium mesh – var_2 – mesh dekat dinding.....	102
Gambar 3.36. Medium mesh – var_3 – tampak samping	102
Gambar 3.37. Medium mesh – var_3 – mesh dekat dinding.....	103

Gambar 3.38. Fine mesh – var_1 – tampak samping	103
Gambar 3.39. Fine mesh – var_1 – mesh dekat dinding.....	103
Gambar 3.40. Fine mesh_2 – var_2 – tampak samping.....	104
Gambar 3.41. Fine mesh – var_3 – mesh dekat dinding.....	104
Gambar 3.42. Fine mesh – var_3 – tampak samping	104
Gambar 3.43. Fine mesh – var_3 – mesh dekat dinding.....	105
Gambar 3.44. Kontur kecepatan coarse mesh – var_1	106
Gambar 3.45. Kontur kecepatan coarse mesh – var_2	106
Gambar 3.46. Kontur kecepatan coarse mesh – var_3	107
Gambar 3.47. Kontur kecepatan medium mesh – var_1	107
Gambar 3.48. Kontur kecepatan medium mesh – var_2.....	108
Gambar 3.49. Kontur kecepatan medium mesh – var_3.....	108
Gambar 3.50. Kontur kecepatan fine mesh – var_1	109
Gambar 3.51. Kontur kecepatan fine mesh – var_2	109
Gambar 3.52. Kontur kecepatan fine mesh – var_3	110
Gambar 3.53. Grafik perbandingan variasi mesh pada nilai torsi.....	111
Gambar 3.54. Grafik perbandingan variasi mesh pada nilai laju volume	111
Gambar 3.55. Diagram alir penelitian.....	112
Gambar 4.1. Sub-Sistem runner cross-flow.....	113
Gambar 4.2. Kondisi eksperimental turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a....	114
Gambar 4.3. Proses eksperimen sistem.....	114
Gambar 4.4. Proses pengambilan data pada runner cross-flow.....	114
Gambar 4.5. Unjuk kerja purwarupa.....	117
Gambar 4.6. Unjuk kerja runner cross-flow.....	121
Gambar 4.7. Model CFD pipa lurus.....	123
Gambar 4.8. Grid komputasi pipa lurus	124
Gambar 4.9. Kontur kecepatan untuk α 1 - 1.3 dan grafik $Re = 40900$	125
Gambar 4.10. Kontur kecepatan untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 48100$	126
Gambar 4.11. Kontur disipasi untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 40900$	127
Gambar 4.12. Kontur disipasi untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 48100$	128
Gambar 4.13. Kontur energi kinetik untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 40900$	129
Gambar 4.14. Kontur energi kinetik untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 48100$	130
Gambar 4.15. Kontur viskositas efektif untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 40900$ 131	
Gambar 4.16. Kontur viskositas efektif untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 48100$ 132	
Gambar 4.17. Model CFD dari pipa silindris berbelok	134
Gambar 4.18. Skematik koordinat belokan pipa.....	134
Gambar 4.19. Irisan grid komputasi.....	135
Gambar 4.20. Irisan sel komputasi pada $k = 317$	135
Gambar 4.21. Velocity magnitude pada belokan pipa.....	136
Gambar 4.22. Irisan kecepatan arah-u pada $K=317$	136
Gambar 4.23. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1$	137
Gambar 4. 24. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1,1$	138
Gambar 4.25. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1,2$	138
Gambar 4.26. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1,3$	139
Gambar 4.27. Cell komputasi dan prediksi daerah dengan aliran sekunder.....	139

Gambar 4.28. Grafik kecepatan-u, i=9, j=7-16, pada pipa berbelok, variasi α ..	140
Gambar 4.29. Grafik kecepatan-u, i=10, j=7-16, pada pipa berbelok, variasi α	140
Gambar 4.30. Grafik kecepatan-u, i=11, j=7-16, pada pipa berbelok, variasi α	140
Gambar 4.31. Grafik kecepatan-u, i=12, j=7-16, pada pipa berbelok, variasi α	141
Gambar 4.32. Grafik kecepatan-u, i=13, j=7-16, pada pipa berbelok, variasi α	141
Gambar 4.33. Grafik kecepatan-u, i=14, j=7-16, pada pipa berbelok, variasi α	141
Gambar 4.34. Lokasi dominan secondary flow untuk i=9 hingga i=11.....	143
Gambar 4.35. Lokasi dominan secondary flow untuk i=12 hingga i=12	143
Gambar 4.36. Delta kecepatan realtif, i=9.....	144
Gambar 4.37. Delta kecepatan realtif, i=10.....	144
Gambar 4.38. Delta kecepatan realtif, i=11	145
Gambar 4.39. Delta kecepatan realtif, i=12.....	145
Gambar 4.40. Delta kecepatan realtif, i=13.....	146
Gambar 4.41. Delta kecepatan realtif, i=14.....	146
Gambar 4.42. Model CFD runner cross-flow.....	147
Gambar 4.43. Konfigurasi zona aliran pada bagian dalam runner cross-flow....	148
Gambar 4.44. Besar kecepatan – STD k- ϵ – 659 RPM.....	150
Gambar 4.45. Disipasi turbulen – STD k- ϵ – 659 RPM	150
Gambar 4.46. Energi kinetik turbulen – STD k- ϵ – 659 RPM	151
Gambar 4.47. Profil Kecepatan – Data_1.....	152
Gambar 4.48. Vektor kecepatan-w – data_1.....	153
Gambar 4.49. Kontur temperatur – data_1	154
Gambar 4.50. Kontur disipasi turbulen – data_1	155
Gambar 4.51. Kontur viskositas efekltif – data_1	156
Gambar 4.52. Kontur energi kinetik turbulen – data_1	157
Gambar 4.53. Kontur kecepatan – data_2	158
Gambar 4.54. Vektor kecepatan-w – data_2.....	159
Gambar 4.55. Kontur temperatur – data_2	160
Gambar 4.56. Kontur disipasi turbulen – data_2	161
Gambar 4.57. Kontur viskositas efektif – data_2	162
Gambar 4.58. Kontur energi kinetik turbulen – data_2	163
Gambar 4.59. Kontur kecepatan – data_3	164
Gambar 4.60. Vektor kecepatan-w – data_3.....	165
Gambar 4.61. Kontur temperatur – data_3	166
Gambar 4.62. Kontur disipasi turbulen – data_3	167
Gambar 4.63. Kontur viskositas efektif – data_3.....	168
Gambar 4.64. Kontur energi kinetik turbulen – data_3	169
Gambar 4.65. Lokasi resirkulasi aliran.	174
Gambar 4.66. Sistem koordinat runner cross-flow.....	174
Gambar 4.67. Perbandingan kecepatan-w pada lokasi resirkulasi; Data_1	176
Gambar 4.68. Perbandingan kecepatan-w pada lokasi resirkulasi; Data_2	176
Gambar 4.69. Perbandingan kecepatan-w pada lokasi resirkulasi; Data_3	177
Gambar 4.70. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1$) pada lokasi resirkulasi	177
Gambar 4.71. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1,1$) pada lokasi resirkulasi	178
Gambar 4.72. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1,2$) pada lokasi resirkulasi	178

Gambar 4.73. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1,1$) pada lokasi resirkulasi	179
Gambar 4.74. Perbandingan temperatur statik pada lokasi resirkulasi; Data_1..	180
Gambar 4.75. Perbandingan temperatur statik pada lokasi resirkulasi; Data_2..	181
Gambar 4.76. Perbandingan temperatur statik pada lokasi resirkulasi; Data_3..	181
Gambar 4.77. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1$) lokasi resirkulasi.....	182
Gambar 4.78. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1,1$) lokasi resirkulasi.....	182
Gambar 4.79. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1,2$) lokasi resirkulasi.....	183
Gambar 4.80. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1,3$) lokasi resirkulasi.....	183

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1. Perbandingan Model Turbulen	17
Tabel 1. 2. Penggunaan model turbulen pada analisis numerik fan cross-flow....	20
Tabel 1.3. Perkembangan Penelitian pada bilangan Prandtl turbulen	24
Tabel 3.1. Parameter-parameter karakteristik sistem	80
Tabel 3.2. Spesifikasi runner cross-flow	83
Tabel 3.3. Bilangan Reynolds dan bilangan Dean pada belokan pipa	95
Tabel 3.4. Perbandingan prediksi nilai torsi pada variasi mesh	110
Tabel 4.1. Hasil eksperimen terhadap Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a	116
Tabel 4.2. Analisis termodinamika sistem purwarupa.....	120
Tabel 4.3. Kerja runner cross-flow berdasarkan temperatur.....	121
Tabel 4.4. Prediksi jatuh-tekan pada pipa berbelok.....	142
Tabel 4.5. Data input simulasi CFD pada runner cross-flow	149
Tabel 4.6. Hasil simulasi laju massa, volume dan torsi pada runner cross-flow	170

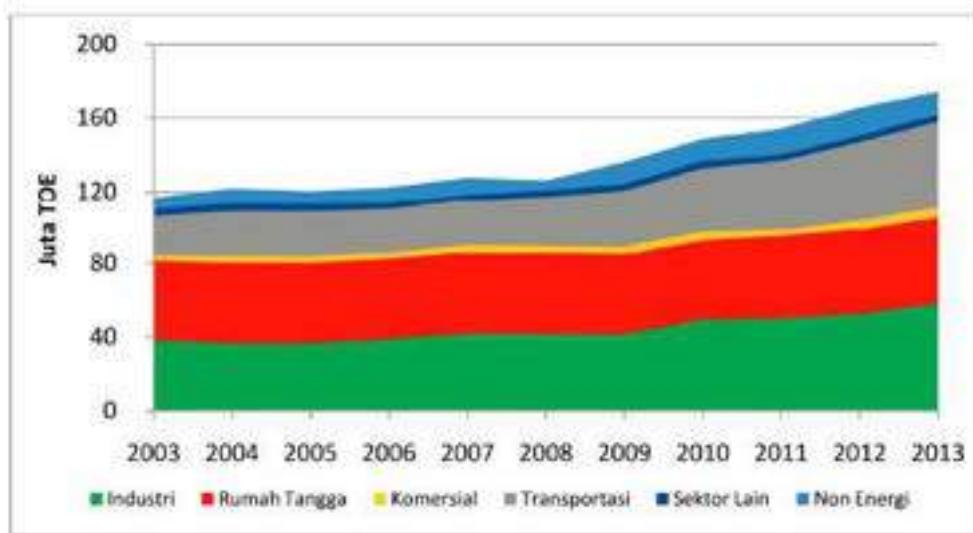
I. PENDAHULUAN

1.1 Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a

Kebutuhan energi Indonesia yang semakin meningkat harus diiringi dengan kemampuan suplai energi. Data dari Dewan Energi Nasional (DEN) menyebutkan bahwa selama dalam kurun waktu 2003-2013, konsumsi energi final di Indonesia, dengan berbagai jenis sumber bahan bakar, meningkat sebesar 4,1% per tahun menjadi 174 juta TOE (*Tonnes Oil Equivalent*) dan diprediksi akan terus mengalami peningkatan. Dari data tersebut, sektor rumah tangga merupakan konsumen energi terbesar setelah sektor industri, yaitu sebesar 27% seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 1.1 [1]. Dari seluruh data tersebut, BBM (Bahan Bakar Minyak) merupakan sumber energi terbesar yang saat ini digunakan, sementara bahan bakar terbarukan (*renewable fuel*) masih sangat kecil, yang ditunjukkan oleh Gambar 1.2.

Menurut World Energy Council pada Gambar 1.3, berdasarkan data hingga tahun 2015, pengembangan dan aplikasi energi terbarukan serta peningkatan efisiensi dari sistem sumber energi yang sudah ada merupakan beberapa aspek yang dapat memberikan dampak yang positif bagi Indonesia [2]. Hal ini sejalan dengan pemerintah melalui Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 79 Tahun 2014 Tentang Kebijakan Energi Nasional, menjabarkan Visi 23/25, bahwa pada tahun 2025, Indonesia harus menggunakan sekurang-kurangnya 23% dari sumber bahan bakar yang ada dari sumber bahan bakar baru dan/atau terbarukan [3].

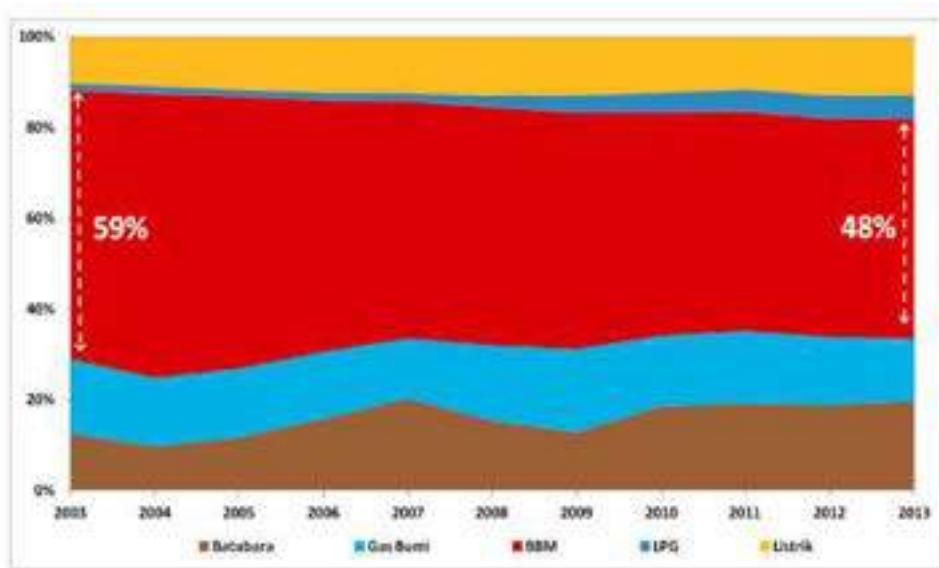
Dari berbagai jenis pembangkit daya yang ada, turbin gas merupakan pembangkit daya yang memiliki rasio daya-berat yang tinggi, dapat dimanfaatkan daya mekanis dan termal serta memiliki toleransi yang tinggi terhadap berbagai jenis bahan bakar, dari cair, gas, termasuk bahan bakar baru dan terbarukan [4]. Meskipun bahan bakar baru dan terbarukan secara umum memiliki nilai LHV (*Low Heating Value*) yang lebih rendah daripada bahan bakar fosil, namun aplikasi bahan bakar baru dan terbarukan dapat memperbaiki emisi gas buang dari turbin gas. Hal ini juga menjadi aspek yang mulai diperhatikan karena seringkali pembangkit daya harus berada di tempat khusus yang letaknya tidak berdekatan dengan pemukiman untuk menghindari dampak negatif dari emisi gas buang.



Sumber: Kementerian ESDM, diolah oleh DEN, 2013

Note : dengan Biomassa

Gambar 1.1. Konsumsi Energi Final Indonesia Menurut Sektor, sumber DEN [1]



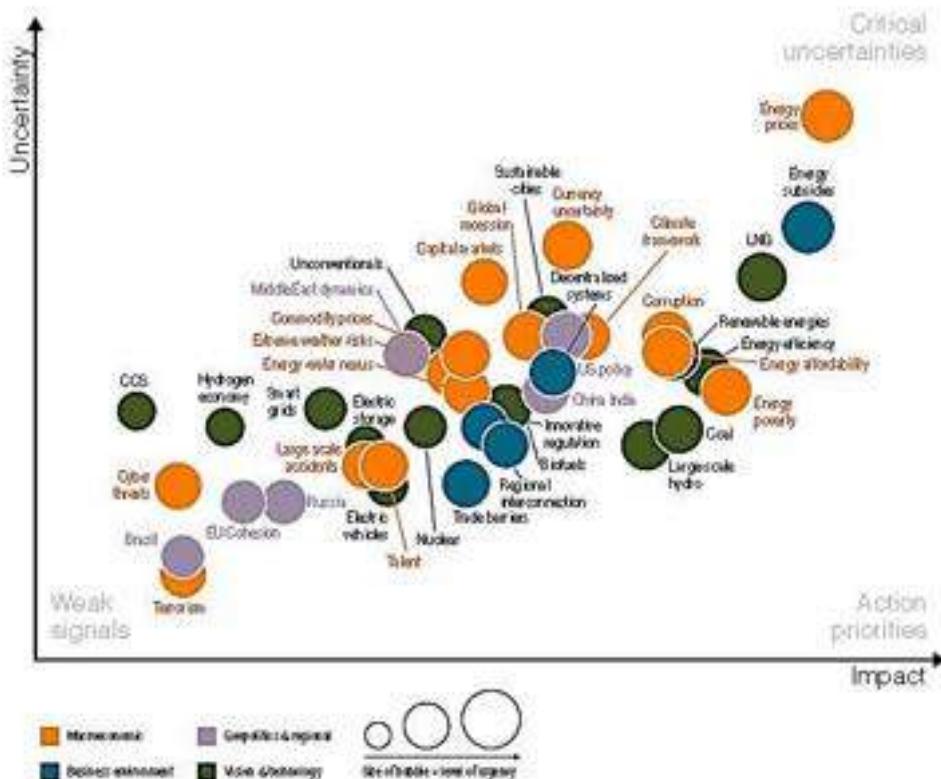
Sumber: Kementerian ESDM, diolah oleh DEN, 2013

Note : Tanpa biomassa

Gambar 1.2. Penggunaan jenis sumber energi di Indonesia [1]

Turbin gas kemudian berkembang dan mampu diaplikasikan untuk rentang daya yang lebih kecil dan dimensi yang lebih kompak, yaitu turbin gas mikro yang secara umum diklasifikasikan sebagai turbin gas dengan daya hingga 200 kW. Bahkan, dalam satu dekade terakhir, Turbin gas mikro telah diproyeksikan sebagai

salah satu sistem pembangkit daya maupun termal yang prospektif, baik secara teknis, dimensi, biaya, maupun aspek lingkungan [4], [5], [6], [7], [8], [9].



Gambar 1.3. Isu Energi Indonesia, sumber: World Energy Council /2/

Turbin gas mikro dengan demikian dapat mendukung prinsip desentralisasi energi, dimana pembangkit daya ini dapat diletakkan langsung di tempat penggunaan, dapat memenuhi kebutuhan listrik dan termal [10], [11], [12]. Aplikasi nyata dari konsep desentralisasi energi ini adalah bangunan dengan konsep *Zero Energy Building* (ZEB), yang juga dikenal sebagai *Green Building*, dimana bangunan dengan konsep tersebut dapat menghasilkan sekurang-kurangnya energi dengan jumlah yang digunakan oleh bangunan tersebut [13]. Selain aspek-aspek tersebut, jumlah komponen bergerak pada turbin gas mikro yang jauh lebih sedikit dibandingkan dengan motor pembakaran dalam juga memudahkan dalam perawatan sistem ini [12]. Berdasarkan karakteristik kerja dan tujuan penggunaan pada bangunan dengan konsep ZEB, turbin gas mikro merupakan suatu pembangkit daya yang sangat potensial untuk dikembangkan.

Sejalan dengan perkembangannya, turbin gas mikro yang dikembangkan dari turbin gas konvensional juga cukup banyak diuji menggunakan bahan bakar

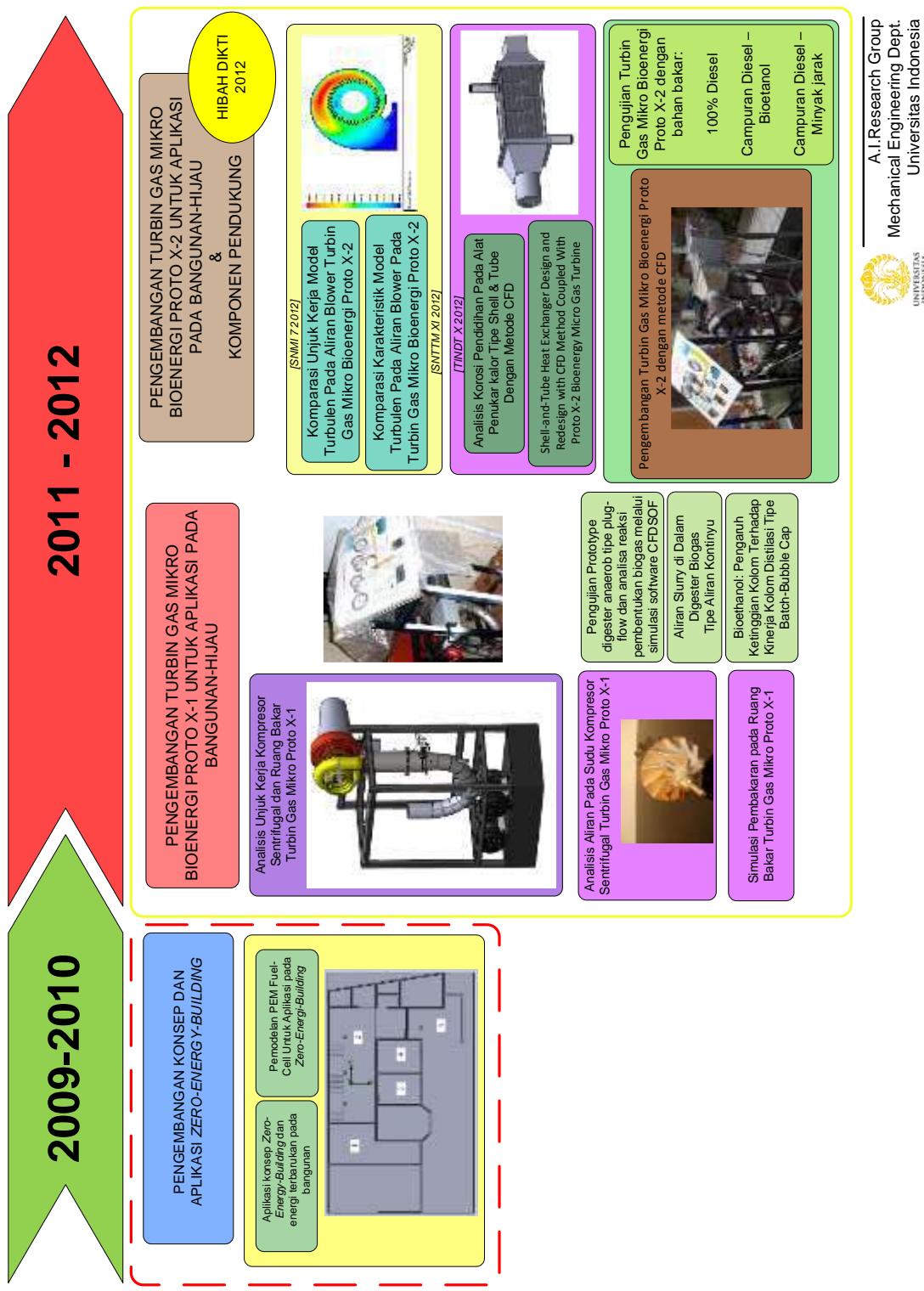
terbarukan *vegetable oil*, etanol, bioetanol, minyak jarak, yang biasanya dicampur dengan biodiesel dengan kadar tertentu agar tidak menyebabkan kerusakan pada komponen turbin gas, atau bahan bakar gas, dari LPG, CNG, hingga biomassa. Meskipun bahan bakar terbarukan secara umum memiliki nilai kalor (LHV) yang lebih rendah, namun sifat pembakarannya yang lebih miskin dan emisis gas buang yang lebih miskin dapat menjadikan bahan bakar ini dapat menjadi alternatif [14] [15] [16], [17].

Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a, merupakan purwarupa turbin gas mikro yang masih terus dikembangkan oleh kelompok riset untuk mendukung konsep ZEB, sejak tahun 2010. Hal ini dapat ditunjukkan melalui Gambar 1.4 hingga Gambar 1.6. Berbagai karakteristik dan kehandalan dari sistem ini turut muncul selama eksperimen. Toleransinya yang tinggi terhadap berbagai jenis bahan bakar juga terbukti. Purwarupa turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a telah berhasil dioperasikan dengan menggunakan bahan bakar LPG oleh Steven Darmawan [7], dengan biodiesel murni, campuran biodiesel-bioetanol, serta campuran biodiesel-minyak jarak [18], [19], [20], [21]. Aplikasi daya termal juga telah dilakukan melalui media alat penukar kalor jenis *shell & tube* yang menggunakan gas buang dari purwarupa sebagai fluida panas [22].

Selanjutnya, untuk menghasilkan daya listrik, konversi dari daya mekanis dilakukan dengan menggunakan sebuah *runner cross-flow* yang digerakkan oleh udara masuk kompresor. Proses ini dimulai sejak tahun 2013 hingga 2015 dan dilanjutkan pada tahun 2015 hingga 2016 yang ditunjukkan oleh peta-jalan penelitian pada melalui Gambar 1.4 hingga Gambar 1.6. Aplikasi *runner cross-flow* potensial untuk dikembangkan karena selama operasi, kompresor sentrifugal yang digunakan menghasilkan rasio tekanan dan laju alir massa yang tinggi, sehingga properti udara ini dapat menggerakan sebuah *runner* yang dihubungkan ke alternator DC dengan menggunakan sambungan kopling fleksibel. Mengingat fungsinya yang sangat penting karena digunakan untuk menghasilkan daya listrik, maka perancangan , manufaktur dan analisis unjuk kerja dari *runner cross-flow* harus dilakukan dengan tingkat akurasi yang tinggi.

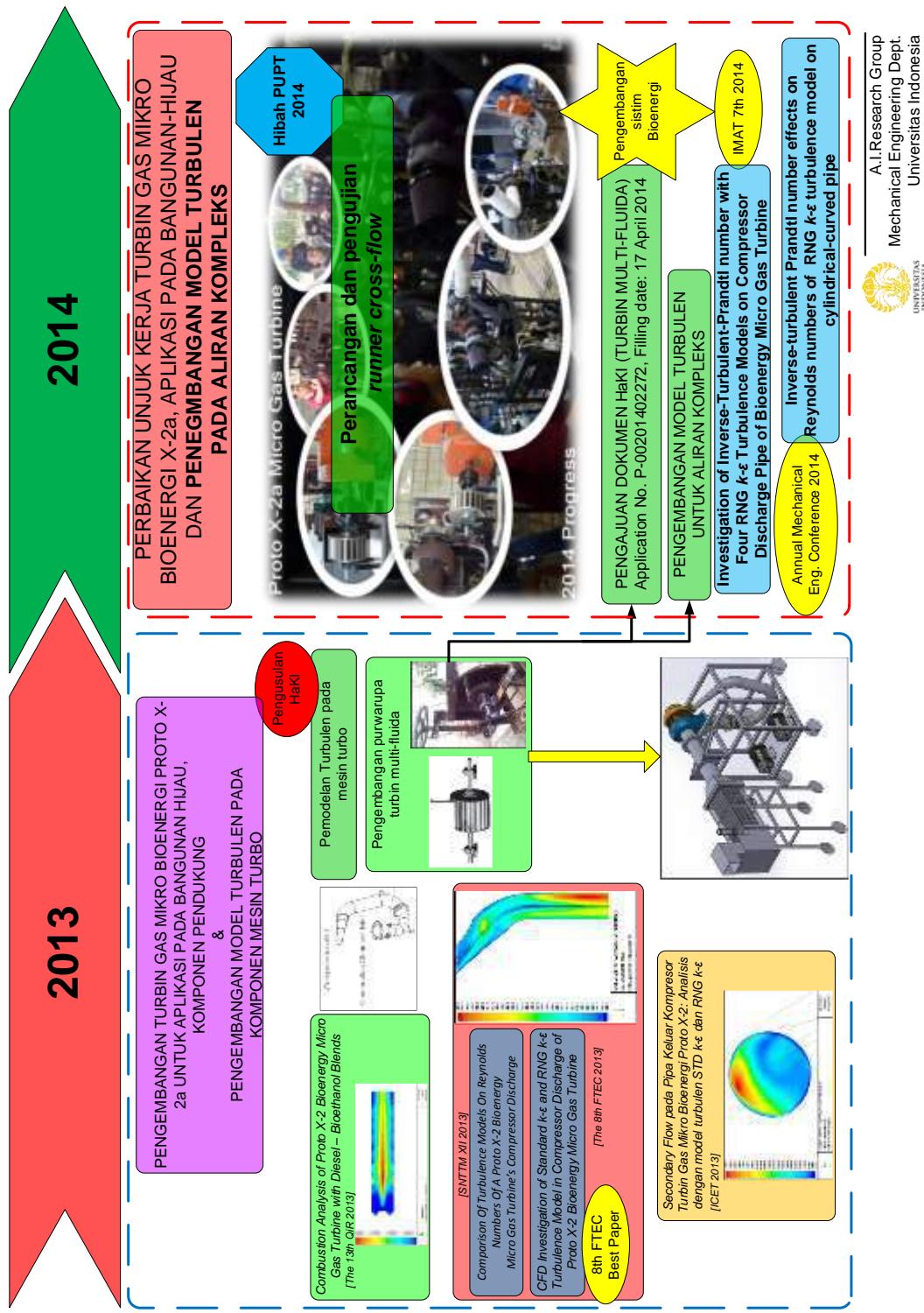
1.2 Latar Belakang Dan State-Of-The-Art Nilai α pada *Runner cross-flow*

Runner cross-flow merupakan turbin radial atmosferik yang menghasilkan daya melalui konversi dari energi kinetik fluida yang berbasis pada turbin Banki (turbin *cross-flow*) [23]. Karakteristik ini menjadikan turbin *cross-flow* sesuai untuk *hydroelectric generator*, dan biasa digunakan untuk fluida dengan tinggi tekan yang besar. Jenis turbin ini menjadi semakin populer untuk digunakan pada pembangkit mikro hidro karena karakteristik unjuk kerjanya yang relatif stabil pada perubahan tinggi tekan [24]. *Runner cross-flow* terdiri dari dua bagian utama, yaitu runner turbin dan sebuah laluan yang menghasilkan aliran jet (*nozzle*) dengan profil penampang segi-empat [23]. Geometri yang sederhana dan kemudahan manufaktur merupakan kelebihan yang dimiliki oleh turbin / *runner cross-flow*. Pada perkembangannya, turbin *cross-flow* dengan operasi aliran yang merupakan campuran antara mesin turbo radial dan aksial, berkembang menjadi dua jenis aplikasi, yaitu untuk fluida kerja air yang dikenal sebagai turbin *cross-flow* dan untuk fluida kerja udara yang dikenal sebagai *fan cross-flow*. Karena similiaritas aliran yang terjadi, perancangan *runner cross-flow* seringkali dilakukan berdasarkan prinsip perancangan turbin *cross-flow*, maka selanjutnya, seluruh teori yang dirujuk berdasarkan turbin *cross-flow* dan *fan cross-flow* merujuk pada aplikasi *runner cross-flow*. Meskipun *runner cross-flow* sudah ditemukan dan mulai dirancang sejak lama, namun masih terdapat banyak perbedaan pendapat tentang perilaku aliran fluida turbulen dalam *runner*, yang dapat dipengaruhi oleh berbagai parameter perancangan [25].



A.I Research Group
Mechanical Engineering Dept.
Universitas Indonesia



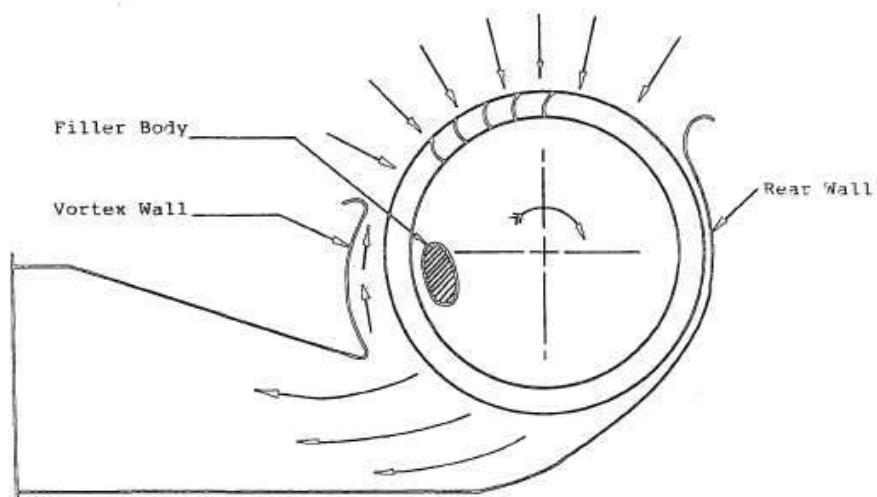


Gambar 1.5. Progres pengembangan purwarupa dari tahun 2013 – 2015



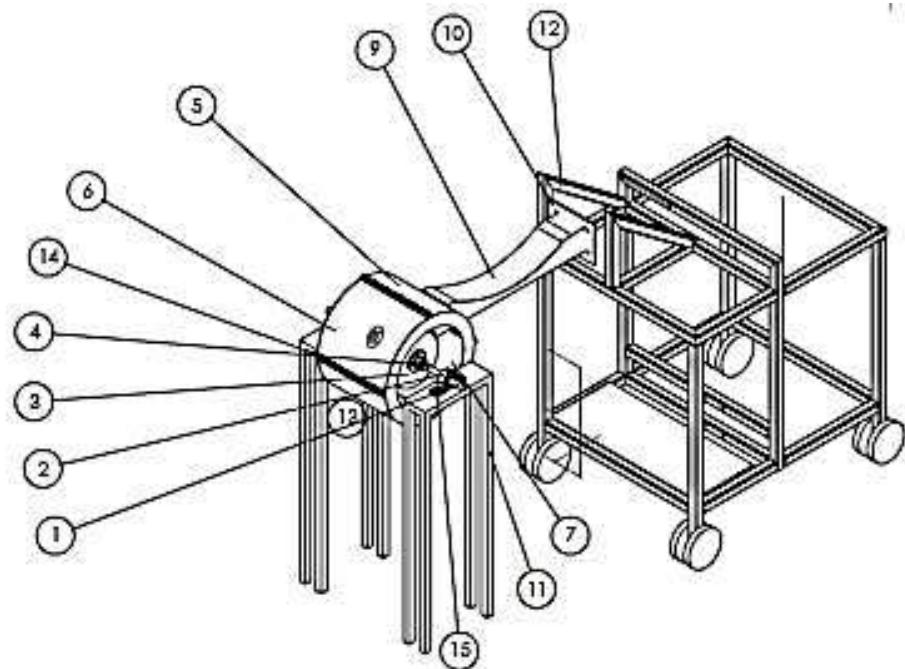
Gambar 1.6. Progres pengembangan purwarupa dari tahun 2015-2016

Perancangan *runner cross-flow* dilakukan berdasarkan tiga kriteria utama; yaitu konstruksi sederhana, biaya rendah, dan efisiensi maksimum [26]. Pada perkembangan penelitian selanjutnya, *runner cross-flow* juga termasuk dalam salah satu jenis RES (*Renewable Energy Resources*) sebagai pembangkit hidroelektrik dengan daya sampai dengan 3MW dengan perancangan dan konstruksi yang sederhana, dimana housing yang digunakan dibentuk menurut profil sudu turbin, dimana fluida kerja akan masuk ke turbin setelah melewati nosel [27]. Sebagai salah satu jenis mesin turbo, *runner cross-flow* memiliki karakteristik yang cukup unik karena proses hisap dan *discharge* terjadi secara radial dan aksial [28]. Beberapa variabel geometrik pada *runner cross-flow* menghasilkan tingkat kerumitan aliran yang cukup tinggi pada analisisnya karena melibatkan aliran turbulen resirkulasi dan aliran berbalik [25]. Istilah *runner cross-flow* pertama kali digunakan oleh Eck, seorang insinyur German pada tahun 1950 yang dipatenkan pada tahun 1954 sesuai Gambar 1.7. Beberapa jenis vorteks pada operasi *runner cross-flow* juga telah diklasifikasikan oleh Eck pada saat itu. Karakteristik operasi dan perancangannya tersebut menjadikan *runner cross-flow* digunakan sebagai komponen yang mengekstraksi daya pada suatu sistem turbin gas mikro, yaitu purwarupa Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a yang saat ini sedang terus dikembangkan [29]. Prototipe tersebut merupakan turbin gas mikro dengan satu tingkat kompresor dan turbin, dimana *runner cross-flow* digerakkan oleh udara masuk menuju kompresor.



Gambar 1.7. Paten *runner cross-flow* oleh B. Eck 1954 [25]

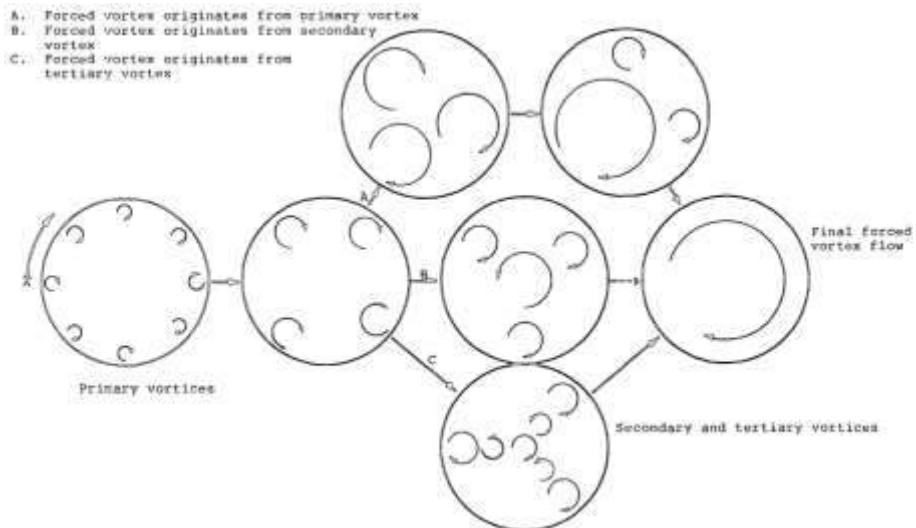
Karakteristik kerja *runner cross-flow* tersebut bahkan dikembangkan oleh Ahmad Indra Siswantara dalam pengusulan Paten tentang turbin *cross-flow* dengan judul “Turbin Multi-Fluida” pada tahun 2014 [30]. Turbin multi-fluida tersebut merupakan turbin jenis *cross-flow* yang direncanakan dapat digunakan untuk berbagai jenis fluida; air, udara atau uap. Operasi *runner cross-flow* memungkinkan fluida kerja melalui dua tingkat kerja ketika melintasi *runner*, pada sisi masuk dan keluar *runner*. Jenis *runner* ini juga memiliki kelebihan ketika menggunakan air sebagai fluida kerja karena dapat melakukan pembersihan sendiri (*self-cleaning*). Konsep pengembangan tersebut didasari pada konsep penggunaan kecepatan supersonik sebagai fluida masuk turbin sehingga kecepatan poros turbin meningkat. Kecepatan supersonik tersebut diperoleh dari aplikasi nosel supersonik. Gambar 1.8 yang menunjukkan konsep paten tersebut menjelaskan bahwa turbin/*runner cross-flow* dapat digunakan sebagai sistem yang ringkas dan modular. Pada gambar tersebut, nomor 3 menunjukkan *runner cross-flow* dan nomor 9 menunjukkan nosel supersonik.



Gambar 1.8 Turbin Multi-Fluida oleh Ahmad Indra [30]

Kelanjutan analisis eksperimental terhadap aliran pada *runner cross-flow* dilanjutkan oleh Murata et.al (1976), (1978) sesuai hasil eksperimennya mengungkapkan bahwa aliran pada bagian dalam dari *runner cross-flow* terjadi dua

buah vorteks yang dominan, yaitu vorteks paksa (vorteks eksentrik) dan vorteks bebas (vorteks *throughflow*) [31], [32]. Secara eksperimental, pola aliran yang terjadi pada operasi *fan cross-flow* diinvestigasi oleh Paul R. Tuckey pada tahun 1983 dan mengkonfirmasi lokasi vorteks-vorteks yang terjadi berikut beberapa parameter-parameter perancangan *fan cross-flow* menurut Gambar 1.9[25]. Sejalan dengan hasil penelitian tersebut, Toffolo (2005), Kim et.al (2008), Kim (2008), Casarsa et.al (2011), dan Sun et.al (2015) [33], [34], [35], [36], [37] mengungkapkan bahwa pada *runner cross-flow* jenis *forward* dengan fluida kerja udara, terjadi dua jenis vortex yang berbeda, yaitu vorteks eksentrik dan zona *throughflow*. Zona resirkulasi terjadi dominan pada daerah dekat sisi keluar, sementara vorteks *throughflow* terjadi pada sisi yang berlawanan. Vorteks eksentrik terjadi karena resirkulasi aliran pada bagian dalam runner menimbulkan kompleksitas pada analisis aliran, menyebabkan instabilitas aliran karena membentuk suatu sekat antara zona tekanan tinggi dengan zona hisap. [34], [36]. Formasi terbentuknya vorteks-vorteks tersebut ditunjukkan oleh Gambar 1.9.



Gambar 1.9. Formasi vorteks pada *runner cross-flow* oleh Tuckey [25]

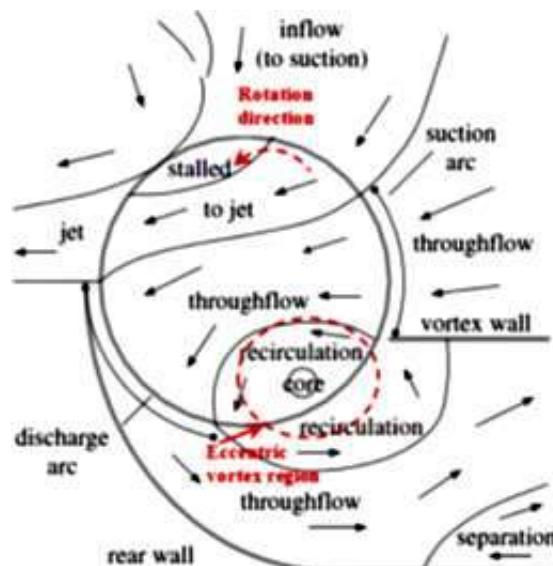
Dalam beberapa dekade terakhir, *runner cross-flow* juga cukup marak dikembangkan melalui analisis numerik dengan metode CFD, selain metode eksperimental. Hal ini terjadi antara lain karena kerumitan aliran turbulen yang terjadi pada *runner cross-flow* sulit untuk investigasi secara langsung dan juga perkembangan metode numerikal CFD yang cukup pesat. Dengan menggunakan

fluida kerja udara dan jenis runner *cross-flow forward*, Kaniecki (2002), menggunakan metode CFD dengan model turbulen *RNG k- ε* untuk prediksi aliran cross-flow dengan fluida udara. Cheng (2003), memvisualisasikan bahwa terjadi vorteks akibat resirkulasi yang dominan pada daerah dekat sisi keluar runner dengan menggunakan model turbulen *k- ε standard* [38], [39]. Pada tahun 2004, Sowa melakukan simulasi CFD pada *runner cross-flow* dan menemukan bahwa pada bagian dalam runner terbagi menjadi dua bagian aliran, yaitu bagian *throughflow* pada sisi luar cross-flow dan bagian *eccentric vortex* yang terjadi pada sisi sebelah dalam [40]. Toffolo (2005) dalam melakukan analisis unjuk kerja parameter perancangan *runner cross-flow* menggunakan model turbulen *RNG k- ε* [33]. Pada tahun 2008, Hirata et.al juga melakukan eksperimen dan simulasi CFD dengan model turbulen *k- ε standard* yang juga mengemukakan terjadinya *eccentric vortex* pada sisi dalam *runner cross-flow backward* pada area 330°-360° [41]. Pada tahun 2015, Sun et.al melakukan analisis numerik dengan menggunakan model turbulen *RNG k- ε* dan *k- εSST* pada *runner cross-flow backward* untuk analisis rinci pada vorteks eksentrik [37].

Beberapa penelitian yang telah dilakukan sebelumnya menunjukkan bahwa sirkulasi aliran pada bagian dalam *runner cross-flow* dengan fluida kerja secara umum terjadi pada lintasan tengah fluida, dan berdisipasi ke bagian sisi, baik pada penelitian yang dilakukan secara numerik atau pada eksperimen secara langsung [38], [27], [42], [43], [44]. Gambar 1.10 mendeskripsikan vorteks-vorteks yang terjadi pada *runner cross-flow* secara umum. Choi et.al (2008) melakukan investigasi aliran dan unjuk kerja turbin cross-flow berdasarkan bentuk runner dan nosel melalui penggunaan metode CFD. Choi et.al melakukan analisis dengan membandingkan dua model turbulen, yaitu: model *k- ε* untuk satu fasa dan model turbulen *SST k- ω* untuk dua fasa [42]. Selanjutnya, De Andrade, et.al [43] pada tahun 2011 melakukan investigasi numerik dengan menggunakan metode CFD dengan model turbulen *STD k- ε* . Investigasi untuk memperoleh hasil unjuk kerja turbin akan dilakukan pada variasi putaran runner, dengan menggunakan model turbulen *k- ω* .

Selanjutnya, pada tahun 2012, Incheol Kim, et.al [45] melakukan analisis terhadap turbin cross-flow yang digunakan pada arus laut yang pasang dengan

model turbulen $k-\omega$ SST. Metode CFD juga digunakan oleh Vincenzo Sammartono [27] untuk menghasilkan perancangan dimensi, antara lain dengan variasi kecepatan masuk, sudut serang, dan rasio diameter dengan menggunakan model turbulen $STD k-\varepsilon$. Pada tahun 2012, Haurissa et.al menunjukkan bahwa pada *runner cross-flow* yang menggunakan fluida kerja air, terjadi *unsteady state flow* pada daerah resirkulasi dan dekat sudu [46]. Pada *runner cross-flow*, karakteristik daya yang terbalik dengan laju fluida yang disuplai, dapat diatur melalui sudu pengarah. Pola aliran ini secara garis besar, terutama pada bagian tengah lintasan cross-flow, serupa dengan yang terjadi pada *runner cross-flow* jenis *forward* [47]. Pada tahun 2012, Kaundra et.al melakukan investigasi numerik pada *runner cross-flow*, jenis *backward* dengan fluida kerja air, dengan menggunakan model turbulen $k-\varepsilon$. Penelitian-penelitian tersebut dapat dilihat pada Tabel 1. 2.



Gambar 1.10. Zona aliran dalam runner cross-flow oleh Sun et.al [37]

Terjadinya vorteks-vorteks tersebut menjelaskan bahwa aliran yang terjadi pada *runner cross-flow* merupakan aliran turbulen. Aliran tersebut terjadi pada bilangan Reynolds yang tinggi, tidak stabil dan memiliki kompleksitas yang sangat tinggi. Hal ini menyebabkan pada analisis aliran dalam *runner cross-flow*, diperlukan model turbulen yang dapat merepresentasikan aliran dalam *runner* sedekat mungkin dengan kondisi aktual. Selanjutnya, pemodelan terhadap aliran turbulen ini dilakukan secaranumerik dengan menggunakan metode CFD. Vorteks-

vortex yang terjadi pada bagian dalam *runner cross-flow* tersebut merupakan representasi dari aliran turbulen yang terjadi. Aliran dengan resirkulasi terjadi dengan interaksi antara aliran dengan skala olakan kecil dengan skala olakan besar. Selama proses interaksi tersebut, aliran dengan skala olakan lebih kecil yang memiliki kecepatan lebih besar (energi kinetik) terdisipasi oleh aliran dengan skala olakan yang lebih besar yang memiliki inersia lebih besar. Proses disipasi ini selanjutnya menghasilkan peningkatan temperatur. Besarnya resirkulasi pada aliran dalam *runner cross-flow* menentukan unjuk kerja. Secara mikro aliran turbulen, resirkulasi aliran terjadi dengan pencampuran (*mixing*) dengan *vortex stretching* (*large-strain rate*) yang dominan, dan dapat direpresentasikan melalui rasio antara viskositas turbulen ν dengan difusivitas turbulen χ , yang disebut sebagai bilangan Prandtl turbulen (Pr_T).

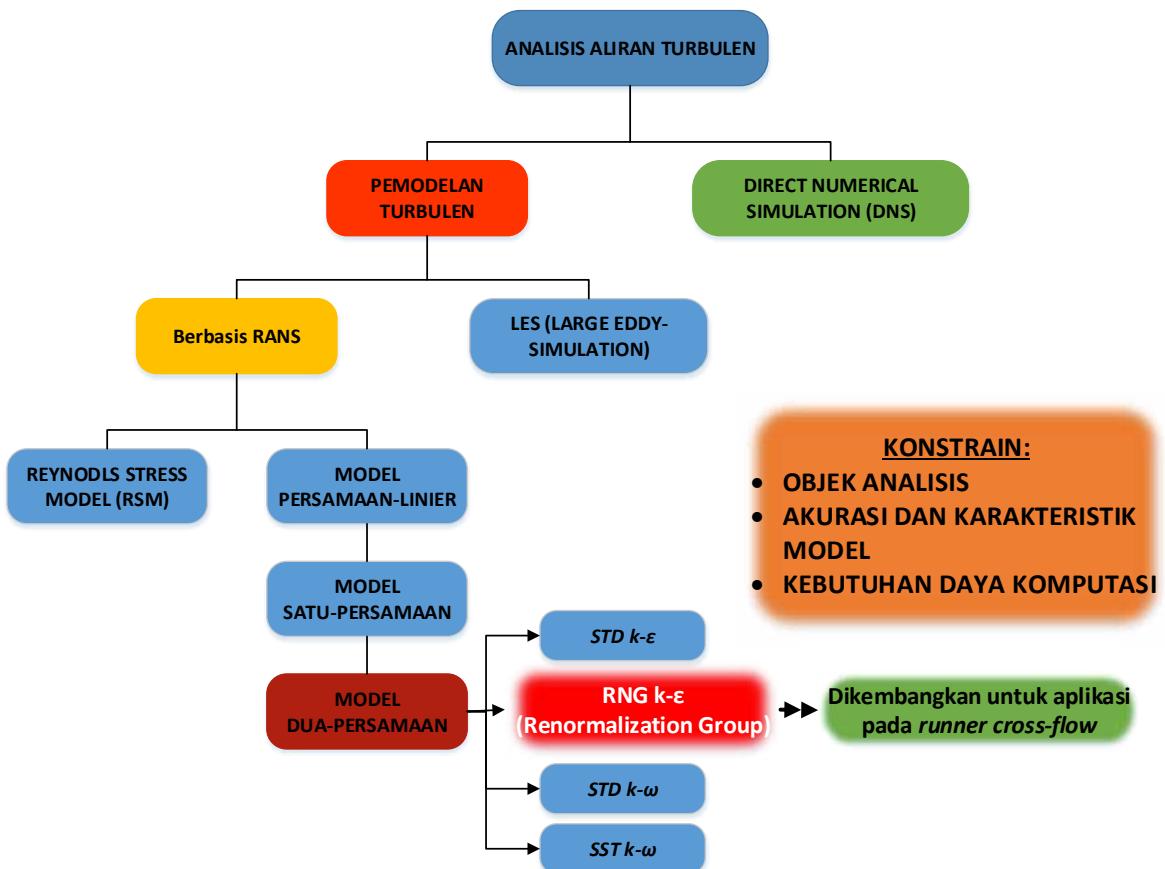
Aliran turbulen yang terjadi sangat spesifik untuk satu posisi, membutuhkan analisis dengan metode penyelesaian aliran turbulen (numerik) yang juga spesifik. Sehingga, penggunaan metode numerik untuk aliran turbulen pada suatu aliran dapat dibatasi (konstrain) pada beberapa hal, yaitu objek analisis, akurasi dan karakteristik model, waktu komputasi dan perangkat komputasi yang dibutuhkan. Secara umum, metode numerik untuk analisis aliran turbulen terdiri dari dua bagian besar, yaitu penyelesaian persamaan Navier-Stokes secara langsung dan simultan (*Direct Numerical Simulation – DNS*) dan penyelesaian persamaan dengan melalukan pemodelan terhadap persamaan Navier-Stokes (model turbulen). Berdasarkan konstrain yang ada, meskipun memberikan hasil yang paling baik, DNS membutuhkan daya komputasi yang sangat besar sehingga analisis aliran seringkali dilakukan dengan menggunakan model turbulen. Pemodelan turbulen diklasifikasikan menjadi dua bagian besar, menjadi *Large Eddy Simulation* (LES) dan model turbulen berbasis RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulation*). Pada model LES, setelah dilakukan filtrasi antara skala olakan kecil dan besar, kalkulasi secara langsung dilakukan, sehingga model ini juga membutuhkan daya dan waktu komputasi yang cukup besar meskipun secara umum model ini mampu menghasilkan prediksi aliran yang lebih baik dibandingkan dengan model-model turbulen berbasis RANS.

Model turbulen berbasis RANS merupakan basis model turbulen yang paling umum digunakan berdasarkan konstrain-konstrain tersebut di atas. Pada basis ini, kalkulasi dilakukan dengan melakukan rata-rata terhadap persamaan Navier-Stokes yang selanjutnya menghasilkan suku persamaan tegangan Reynolds untuk diselesaikan. Dari berbagai jenis model turbulen berbasis RANS, model turbulen dengan dua persamaan transport merupakan jenis model yang paling banyak digunakan, terutama dengan persamaan transport k untuk energi kinetik turbulen dan ε untuk disipasi turbulen. Pada persamaan transport tersebut terdiri dari beberapa suku utama, yaitu suku konveksi pada ruas kiri, serta pembangkitan turbulen, difusivitas turbulen, dan disipasi turbulen. Kelebihan dan kekurangan model-model turbulen yang umum digunakan tersebut ditunjukkan oleh Tabel 1.1. Klasifikasi model turbulen tersebut ditunjukkan oleh Gambar 1.11.

Penelitian-penelitian numerik sebelumnya [27], [28], [34], [39], [40], [42], [43], [45], [48] menunjukkan bahwa model turbulen *STD k-ε* dikembangkan oleh Lauder & Spalding [49] (1973) merupakan model turbulen dua-persamaan berbasis *RANS* yang paling banyak digunakan dengan hasil yang cukup baik pada aliran secara umum dan dengan perangkat komputasi umum [50] [51] [52] [53] [54] [55], yang ditunjukkan pada Tabel 1. 2. Namun, analisis numerik dengan menggunakan model ini pada aliran dengan kondisi tertentu, dengan bilangan Reynolds yang sangat rendah, aliran dengan bilangan Mach yang tinggi, aliran pada pembakaran memerlukan pengembangan lebih lanjut [49]. Kompleksitas resirkulasi aliran yang terjadi pada *runner cross-flow* menjadikan beberapa keterbatasan yang ada pada model turbulen *STD k-ε* kurang dapat memprediksi aliran secara detil, terutama pada jenis aliran berputar aliran dengan pemisahan yang besar. Pada aliran dengan kondisi tersebut, model turbulen *STD k-ε* cenderung menghasilkan prediksi kinetik energi turbulen dan disipasi yang lebih tinggi serta viskositas turbulen yang lebih tinggi daripada kondisi aktual, serta rasio antara viskositas molekular dan viskositas turbulen diasumsikan sebanding ($Pr_T = 1$) [49], [54], [55], [56].

Model turbulen *RNG k-ε* merupakan model turbulen *RANS-based* yang dikembangkan oleh Yakhot and Orzag pada 1986 [57] merupakan alternatif model turbulen yang memberikan hasil prediksi yang lebih baik untuk aliran dengan karakteristik tersebut [38], [52], [56], [58], [59], [60], [61], [62]. Hal ini antara lain

karena pada model turbulen *RNG k- ϵ* , dilakukan renormalisasi pada aliran dengan skala olakan kecil sehingga kalkulasi pada rentang skala olakan ini menjadi lebih teliti [56], [57]. Kalkulasi pada olakan skala besar dilakukan dengan perataan persamaan Navier-Stokes, serupa dengan model turbulen *STD k- ϵ* . Unjuk kerja model turbulen *RNG k- ϵ* ini antara lain ditunjukkan oleh Cui et.al (2010) pada unjuk kerja model turbulen pada pipa kasar [63], Yakhot et.al (1987) pada prediksi aliran dengan turbulensi tinggi [64], Mohammadi et.al (1993) pada unjuk kerja beberapa model turbulen *k- ϵ* [65], Escue et.al (2010) pada analisis aliran berputar [66]. Toffolo (2005) menggunakan model *RNG k- ϵ* pada analisis karena karakteristik model turbulen ini pada aliran dalam *runner cross-flow* [33]. Berdasarkan kesesuaian dengan konstrain seperti waktu dan daya komputasi, serta berbagai penelitian-penelitian terdahulu yang cukup sesuai untuk aliran pada *runner cross-flow*, model turbulen ini cukup prospektif untuk digunakan dan dikembangkan pada penelitian ini.



Gambar 1.11. Klasifikasi model turbulen

Tabel 1.1. Perbandingan Model Turbulen

No.	Model turbulen	Kelebihan	Kekurangan
1.	$STD k-\varepsilon$	<ul style="list-style-type: none"> Paling sederhana Cukup baik untuk penggunaan aliran umum Sudah mapan, paling banyak digunakan Kebutuhan daya komputasi umum 	<ul style="list-style-type: none"> Kurang sesuai untuk digunakan pada aliran: tertutup, laju regangan besar, berputar Predksi disipasi turbulen yang berlebih
2.	$RNG k-\varepsilon$	<ul style="list-style-type: none"> Kebutuhan daya komputasi umum Sesuai untuk digunakan pada aliran dengan laju regangan yang besar, berputar, pembesaran penampang, fenomena aliran pada <i>backward-facing step</i> Perhitungan terhadap skala olakan kecil yang lebih baik dari $STD k-\varepsilon$ 	<ul style="list-style-type: none"> Hasil yang kurang baik dibandingkan model $STD k-\varepsilon$ pada pengecilan penampang
3.	RSM	<ul style="list-style-type: none"> Paling lengkap Cukup dengan memberi masukan kondisi batas Akurasi yang baik untuk aliran sederhana dan aliran rumit; jet dekat dinding, berputar 	<ul style="list-style-type: none"> Kebutuhan daya komputasi besar (7 persamaan transport) Belum sempurna model $STD k-\varepsilon$ Untuk aliran berputar terbuka, hasil menyerupai $STD k-\varepsilon$

No.	Model turbulen	Kelebihan	Kekurangan
5.	LES	<ul style="list-style-type: none"> Sangat baik untuk aliran dengan gradien tekanan sangat kecil, lapis batas dengan gradien tekan berlawanan, aliran geseran bebas, jet dan olakan Lebih baik dari model RNG $k-\epsilon$ pada <i>backward-facing step</i> 	<ul style="list-style-type: none"> Memerlukan daya komputasi jauh lebih tinggi dibandingkan model berbasis RANS
6.	DNS	<ul style="list-style-type: none"> Interaksi antara skala olakan kecil dan besar lebih mampu dipresentasikan karena dilakukan filtrasi Akurasi yang sangat tinggi untuk parameter-parameter turbulen, untuk seluruh jenis aliran kompleks; aliran dengan laju geseran tinggi, termampatkan, berputar, pada <i>backward-facing step</i> Dapat digunakan untuk memvalidasi hasil eksperimen Hasil untuk setiap studi waktu dapat diperoleh (<i>instantaneous results</i>) 	<ul style="list-style-type: none"> Kebutuhan daya komputasi sangat tinggi sehingga memerlukan komputer super Memerlukan pengembangan yang mampu meningkatkan stabilitas kalkulasi

Nilai Pr_T pada model RNG $k-\varepsilon$ dapat disesuaikan dengan objek analisis sehingga mampu meningkatkan akurasi prediksi. Karena merupakan nilai yang spesifik pada masing-masing aliran turbulen [56], [67], nilai Pr_T merupakan parameter aliran yang sulit untuk di determinasikan, karena bilangan ini berhubungan langsung dengan difusivitas aliran, yang merupakan salah satu karakteristik utama pada aliran turbulen, dan disipasi yang semakin besar akan menyebabkan turbulensi luruh menjadi laminar. Nilai Pr_T yang mendeskripsikan rasio antara viskositas turbulen dan difusivitas, juga dapat ditulis sebagai $\alpha (Pr_T^{-1})$; inversi Pr_T . Nilai α harus disesuaikan dengan karakteristik aliran, bahkan melalui penelitian yang lebih detil untuk menghasilkan nilai α spesifik. Kerangka pikir pemilihan penggunaan model turbulen *RNG k-ε*, dibandingkan dengan *STD k-ε* sebagai model turbulen yang paling umum digunakan ditunjukkan Gambar 1.12.

Pada aliran fluida secara umum, Bird et.al mendeskripsikan nilai Pr_T sebesar 0,7-0,9 [68], A.J Reynolds (1975) mendeskripsikan bahwa bilangan Prandtl merupakan variabel penting dalam sebuah aliran, karena proses perpindahan kalor yang terjadi antara fluida dengan dinding [69]. Selanjutnya A.J Reynolds (1976) merekomendasikan nilai Pr_t pada *wakes* dan *jets* sebesar $Pr_T = 1/1,39$ [70]. Pada tahun 1984, Malhotra et.al merekomendasikan nilai Pr_t untuk pipa sirkular dengan formula spesifik [71]. Yakhot & Orszag (1986) merekomendasikan rentang Pr_t inverse (α) untuk aplikasi pada model turbulen *RNG k-ε* sebesar $\alpha = 1-1,3929$ [57]. Pada aliran dalam pipa, Yakhot & Orszag (1987) merekomendasikan nilai Pr_T sebesar 0,7-0,9 [64]. Kays dan Crwaford merekomendasikan penggunaan Pr_T pada pipa sirkular sebesar 0,85 [72]. Venayagamoorthy et.al (2010) merekomendasikan formula untuk menentukan Pr_T pada aliran secara umum. Kang & Iaccarino (2010) merekomendasikan penggunaan nilai Pr_T 0,1-20 untuk aplikasi pada *circular body*. Untuk aplikasi pada fluida superkritis, Mohseni (2012) merekomendasikan formula untuk menentukan nilai Pr_T . Rentang nilai Pr_T ini pada berbagai penelitian sebelumnya, seperti ditunjukkan oleh Tabel 1.3.

Karakteristik aliran resirkulasi pada *runner cross-flow*, serta karakteristik unjuk kerjanya pada sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a, dimana *runner cross-flow* beroperasi pada beda tekanan rendah (pada zona resirkulasi), menjadikan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dengan variasi α prospektif untuk dilakukan.

Tabel 1. 2. Penggunaan model turbulen pada analisis numerik *fan cross-flow*

No	Tahun	Penulis	Judul	Publikasi	Model turbulen
1	2002	Maciej Kaniacki	Modernization of the outflow system of cross-flow turbine	Task Quarterly (2002) 6 No. 4	RNG k-ε
2	2003	Wee Teck Cheng	Experimental and numerical analysis of a crossflow fan	Master Thesis - Naval Postgraduate School, California	STD k-ε
3	2003	M. Scot Seaton	Performance measurement, flow visualization, and numerical simulation of a crossflow fan	Master Thesis - Naval Postgraduate School, California	STD k-ε high Re
4	2004	Andrzej Sowa	Flow Simulation in cross-flow fans using the finite element and finite volume methods	Task Quarterly 8 No 1 (2004), 41-49	STD k-ε
5	2004	Andrea Toffolo et.al	An experimental investigation of the flow field pattern within the impeller of a cross-flow fan	Experimental Thermal and Fluid Science 29 (2004) 53-64	RNG k-ε
6	2005	Andrea Toffolo	On the theoretical link between design parameters and performance in cross-flow fans: a numerical and experimental study	Computers & Fluids 34 (2005) 49-66	RNG k-ε
7	2007	Gebrehiwot et.al	Numerical Analysis of a cross-flow fan with two outlets	5th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics	RNG k-ε

No	Tahun	Penulis	Judul	Publikasi	Model turbulen
8	2007	Choi et.al	CFD analysis for the performance of cross-flow hydraulic turbine with the variation of blade-angle	New Trends in Fluid Mechanics Research 2007	SST k- ω
9	2008	Hirata et.al	Instantaneous Pressure Measurement on a rotating blade of a cross-flow impeller	Journal of environment and engineering	STD k- ε
10	2008	Choi et.al	Performance and internal flow characteristics of a cross-flow hydro turbine by the shapes of nozzle and runner blade	Journal of fluid science and technology	SST k- ω and STD k- ε
11	2008	Youn J. Kim	Flow characteristics in a cross-flow fan with various design parameters	The 4th Int'l Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering	STD k- ε with wall function
12	2008	Tae-An Kim, et.al	Performance of a cross-flow fan with various shapes of a rearguide and an exit duct	Journal of Mechanical Science and Technology 22 (2008) 1876-1882	STD k- ε
13	2010	Vlassios Antoniadis	Numerical and experimental investigation of performance improvements of a crossflow fans	Master Thesis - Naval Postgraduate School, California	STD k- ε
14	2011	de Andrade et.al	Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine	International Journal of Rotating Machinery 2011	high Re STD k- ε
15	2011	Casarsa et.al	Experimental study of the three-dimensional flow field in cross-flow fans	Experimental Thermal and Fluid Science 35 (2011) 948-959	Experiment

No	Tahun	Penulis	Judul	Publikasi	Model turbulen
16	2011	Dragomirescu	Performance assessment of a small wind turbine with crossflow runner by numerical simulation	Renewable Energy 36 (2011) 957-965	STD k-ε dan SST k-ω
17	2012	Li Qi-fei et.al	Influence of guide vanes airfoil n hydraulic turbine runner performance	Procedia Engineering 28 (2012) 703-708	STD k-ε
18	2012	Incheol Kim, et.al	CFD study of a ducted cross flow turbine concept for high efficiency tidal current energy extraction	Asian Wave and Tidal Conference Series 2012	STD k-ε
19	2013	Z.M. Chen	Performance and Internal flow characteristics of a cross-flow turbine by guide-vane angle	6th International Conference on pumps and fans with compressors and wind turbines 2013	SST k-ε
20	2013	Sammartono et.al	Banki-Mitchell Optimal Design by CFD testing and hydrodynamics analysis	Energies (2013) 6, 2362-2385	STD k-ε
21	2014	Kaunda et.al	A numerical investigation of flow profile and performance of a low cost crossflow turbine	International Journal of Energy and Environment	STD k-ε
22	2015	Sun et.al	Experimental and numerical investigations on the eccentric vortex of the cross flow fan	International Journal of Refrigeration 50 (2015) 146-155	RNG k-ε dan k-ε SST



Gambar 1.12. Kerangka kerja pemilihan model turbulen RNG $k-\varepsilon$

Tabel 1.3. Perkembangan Penelitian pada bilangan Prandtl turbulen

No	Tahun	Penulis	Judul	Publikasi	Objek	Bilangan Prandtl turbulen
1	2002	R.B. Bird et al	Transport Phenomena 2nd ed. John Wiley & Sons, Inc. 2002	[general]		$Pr_t = 0,7-0,9$
2	1975	A.J Reynolds	The prediction of turbulent Prandtl and Schmidt numbers	Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 18, pp 1055-1069	[general]	
3	1976	A.J Reynolds	The variations of turbulent Prandtl number in wakes and jets	Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 19, pp 757-764, 1976	wakes and jets	$\alpha = 1,39$
4	1984	A. Malhotra et.al	Turbulent Prandtl number in circular pipes	Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 27, pp 2158-2161, 1984	circular pipes	Various formula for range of Pr
5	1986	Yalkhot & Orzag	Renormalization Group Analysis of turbulence. I: Basic Theory	Journal of Scientific Computing, Vol 1 No.1, pp 3-51, 1986	RNG K-s turb model	$\alpha = 1 - 1,39$
6	1986	Yalkhot & Orzag	Heat transfer in turbulent fluids, I. Pipe flows	Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 30, No 1, pp. 15-22, 1987	Circular pipes	$Pr_t = 0,7-0,9$
7	1993	Kays & Crawford	Convective Heat and Mass Transfer, 3rd ed., McGraw-Hill, Inc. 1993	circular tubes		$Pr_t = 0,85$
8	2010	Venuyagamoothy et.al	On the turbulent Prandtl number in homogeneous stably stratified turbulence (2010)	J. Fluid Mech, Vol 644, pp 359-369	[general]	formula
9	2010	Kang & Iaccarino	Computation of turbulent Prandtl number for mixed convection around a heated cylinder	Center for Turbulence Research Annual Research Brief 2010	circular body	$Pr_t = 0,1 - 20$
10	2012	Mohseni et.al	Modification of low Reynolds number k-s turbulence model for application in supercritical fluid flows	International Journal of Thermal Science 51 (2012) 51-62	supercritical fluid	formula

1.3 Rumusan Masalah

Seberapa besar pengaruh perubahan nilai bilangan Prandtl turbulen inverse, α pada model turbulen *RNG k- ε* pada hasil simulasi CFD untuk prediksi vorteks resirkulasi pada *runner cross-flow*?

1.4 Batasan Masalah

Pada penelitian ini, ruang lingkup permasalahan dibatasi pada:

- a. Objek yang diteliti adalah *runner cross-flow* dengan diameter 164mm, jumlah sudu 20, rasio diameter dalam dan luar 0,87. *Runner cross-flow* ini merupakan salah satu komponen dari turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a
- b. Fluida kerja udara, tak-mampu mampat
- c. Model turbulen yang menjadi dasar pengembangan adalah *RNG k- ε*
- d. Nilai Bilangan Prandtl turbulen inverse, $\alpha > 1$
- e. Kondisi simulasi non-isotermal
- f. Aliran resirkulasi merupakan aliran geseran-bebas
- g. Simulasi CFD dilakukan dalam tiga-dimensi.

1.5 Tujuan Penelitian

- a. Analisis aliran spesifik pada hasil perancangan *runner cross-flow*.
- b. Analisis unjuk kerja dari *runner cross-flow* berdasarkan unjuk kerja dari turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a.
- c. Merekendasikan bilangan Prandtl turbulen, Pr_T pada model turbulen *RNG k- ε* dengan metode CFD untuk aplikasi pada *runner cross-flow*.
- d. Sebagai studi awal untuk pengembangan model turbulen dan perancangan *runner cross-flow*.

1.6 Hipotesis Penelitian

Pengaruh vorteks resirkulasi yang terjadi pada operasi *runner cross-flow* terhadap unjuk kerjanya menjadikan vorteks ini perlu dianalisis lebih detil. Analisis ini menjadi lebih penting karena *runner cross-flow* yang diteliti merupakan komponen yang menghasilkan daya dari turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a. Model turbulen *RNG k- ε* yang dikembangkan untuk prediksi aliran dengan rentang

skala olakan besar dan aliran berputar prospektif untuk dikembangkan secara spesifik untuk prediksi vorteks resirkulasi pada *runner cross-flow* secara numerik. Timbulnya vorteks ini berkaitan erat dengan berbagai parameter turbulensi antara lain aliran resirkulasi, viskositas, disipasi turbulen dan difusivitas termal. Dominasi vorteks ini dapat direpresentasikan oleh bilangan Prandtl turbulen Pr_T yang merupakan rasio antara viskositas turbulen dan difusivitas termal. Pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$, bilangan ini dituliskan dalam bentuk inverse; $Pr_T^{-1} = \alpha$. Konsep model ini merupakan kelebihan yang dimiliki mengingat pada model turbulen umum, rasio antara viskositas turbulen dan difusivitas termal diasumsikan setara. Dengan asumsi aliran resirkulasi dominan terhadap proses pindah panas, aplikasi nilai optimum α perlu ditentukan secara spesifik agar besaran vorteks resirkulasi dapat diprediksi dengan lebih valid.

Nilai rekomendasi awal penggunaan α oleh Yakhot & Orszag [57] terhadap nilai α pada rentang $1 < \alpha < 1,3929$ merepresentasikan turbulensi yang tidak dominan ($\alpha = 1$), dominan ($1 < \alpha < 1,3929$) dan aliran berkembang penuh ($\alpha = 1,3929$) untuk digunakan pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Kays & Crawford merekomendasikan bilangan $\alpha = 1,428$ pada lingkup aliran yang lebih umum dan $\alpha = 2$ untuk aliran geseran bebas. Maka berdasarkan rekomendasi tersebut dan konsep dasar dari difusivitas termal, serta berbagai peneltian dan analisis lain, nilai α optimum yang dapat digunakan untuk prediksi vorteks resirkulasi pada *runner cross-flow* > 1. Rentang uji α dilakukan pada $1 < \alpha < 1,3$ dengan acuan $\alpha = 1$ sebagai besaran umum.

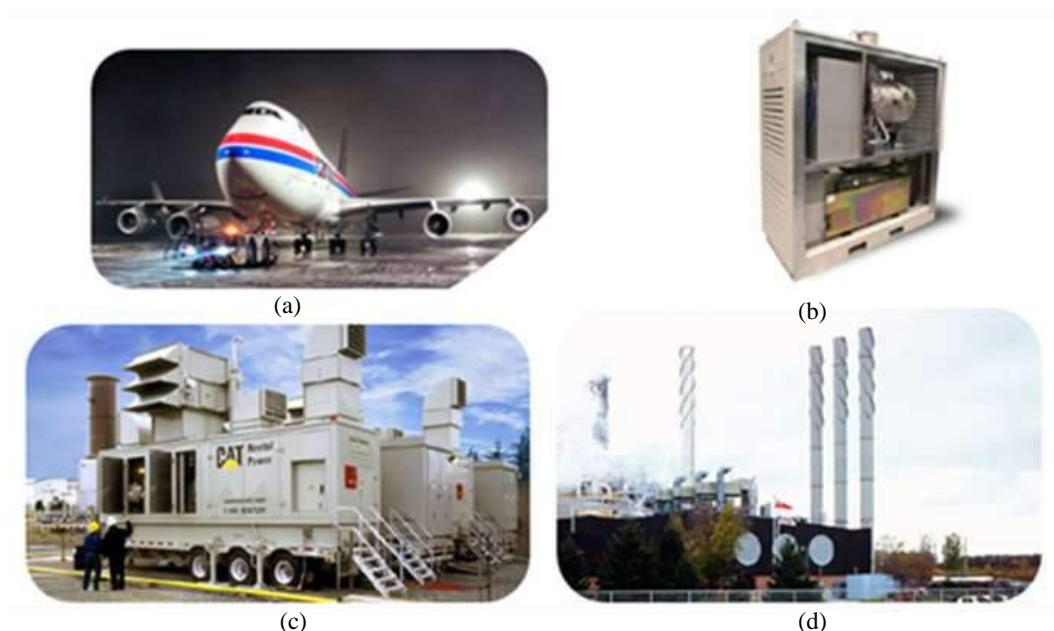
II. STUDI LITERATUR

2.1 Turbin Gas

Turbin gas merupakan penggerak mula yang sudah cukup lama digunakan, terutama untuk aplikasi sebagai penggerak pada pesawat. Keberhasilan aplikasi tersebut antara lain karena karakteristik kerja turbin gas sebagai berikut: [73]

- Rasio daya terhadap berat yang tinggi.
- Sistem tanpa *reciprocating* mereduksi getaran dan realibilitas tinggi
- Penggunaan pelumas yang sedikit dan kecepatan penggunaan tinggi.
- Tekanan operasi lebih rendah dari motor pembakaran dalam.

Hingga saat ini turbin gas telah banyak digunakan untuk berbagai macam aplikasi, antara lain digunakan pada pesawat, industri, pembangkit daya, pembangkit daya portabel, hingga pada tahun 1970-an dikembangkan turbin gas mikro yang ditunjukkan oleh Gambar 2.1.

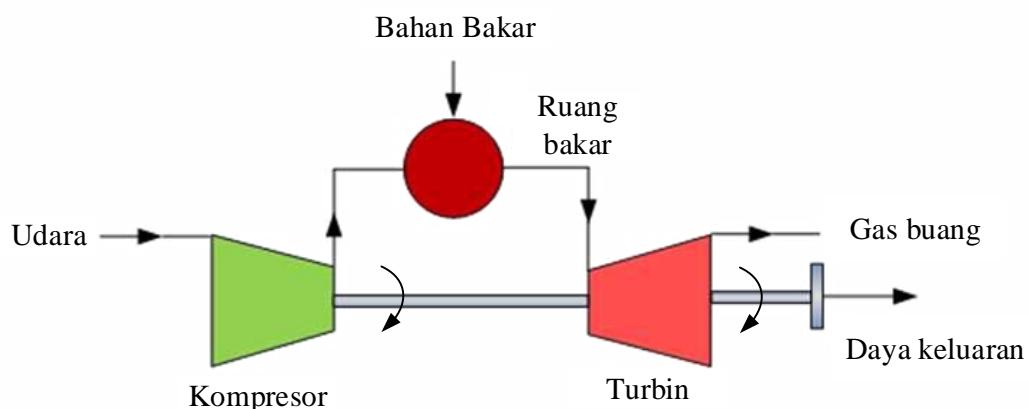


Gambar 2.1. Aplikasi Turbin Gas Pada (a) Pesawat, (b) MGT, (c) pembangkit portabel, dan (d) pembangkit kapasitas besar [7]

2.1.1 Definisi Turbin Gas

Turbin gas merupakan mesin penggerak mula yang menggunakan udara sebagai fluida kerja dan termasuk dalam klasifikasi mesin turbo (mesin turbo) dan beroperasi berdasarkan siklus Brayton. Mesin turbo merupakan media pemindah energi dimana energi dipindahkan menuju, atau dari fluida yang mengalir secara kontinu berdasarkan gerak dinamis yang berasal dari satu baris atau lebih sudu bergerak. Sudu merubah entalpi stagnan dari fluida bergerak dengan menghasilkan kerja [74].

Turbin Gas terdiri dari tiga komponen utama, yaitu: kompresor (*compressor*), ruang bakar (*combustion chamber*), dan turbin (*turbine*). Udara bertekanan yang keluar dari kompresor digunakan sebagai udara pembakaran, dimana gas hasil pembakaran bertekanan dengan temperatur tinggi akan diekspansi oleh turbin dengan rasio tekanan tertentu. Berputarnya turbin akan membuat kompresor berputar sehingga menghasilkan udara baru yang bertekanan untuk digunakan sebagai udara pembakaran dan akan berulang secara kontinu. Skema sederhana pada sistem turbin gas ditunjukkan oleh Gambar 2.2.



Gambar 2.2. Skematik Turbin Gas

2.1.2 Siklus Kerja Turbin Gas

Turbin gas beroperasi dengan menggunakan siklus termodynamika Brayton. Siklus Brayton Ideal memenuhi Hukum I Termodinamika sesuai gambar Gambar 2. 3, dimana diasumsikan tidak terjadi perubahan pada energi kinetik dan potensial, yang memenuhi persamaan-persamaan berikut; [75], [76] Indeks 1 dan 2

menunjukkan udara masuk dan keluar kompresor, indeks 3 dan 4 menunjukkan masuk dan keluar turbin.

Kerja Kompresor

Kerja Turbin

Kerja Total

Kalor Masuk Sistem

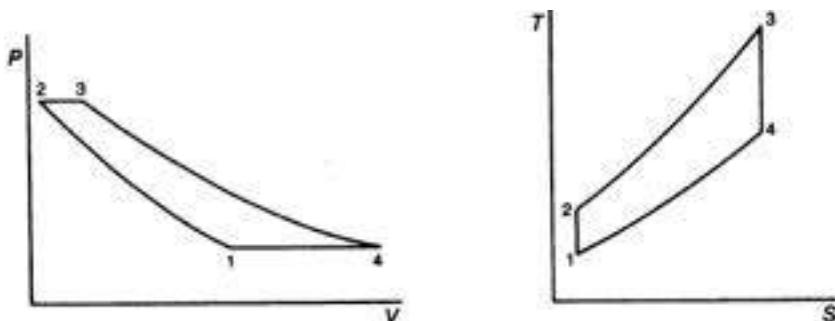
Efisiensi Isentropika Kompresor

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2s} - h_1} \quad \dots \quad (2.5)$$

Efisiensi isentropika Turbin

$$\eta_t = \frac{h_{3s} - h_4}{h_3 - h_4} \quad \dots \quad (2.6)$$

Efisiensi Siklus



Gambar 2, 3. Siklus Brayton Ideal [16]

2.1.3 Komponen Utama pada Turbin Gas

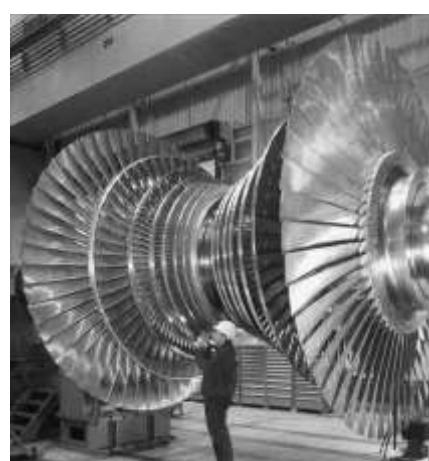
Sistem turbin gas terdiri atas 3 komponen utama, yaitu: kompresor, ruang bakar, dan turbin. Udara yang masuk ke ruang bakar terlebih dahulu akan dikompresi oleh kompresor. Udara setelah proses kompresi selanjutnya akan masuk ke ruang bakar dan dicampur oleh bahan bakar, dan keberadaan pemantik akan membuat terjadinya pembakaran. Gas hasil pembakaran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi ini lalu keluar melalui ekspansi turbin.

Kompresor

Kompresor merupakan komponen yang digunakan untuk meningkatkan tekanan pada gas yang mengalir [74]. Pada turbin gas, kompresor merupakan salah satu komponen yang sangat menentukan efisiensi kerja sistem [7]. Oleh karena itu, salah satu langkah untuk meningkatkan efisiensi termal dari turbin gas adalah dengan meningkatkan efisiensi dari kompresor, antara lain dengan meningkatkan entalpi, kecepatan, rasio tekanan, laju alir massa. Kompresor yang biasa digunakan pada turbin gas terdiri dari dua jenis, yaitu kompresor aksial dan kompresor sentrifugal.

a. Kompresor aksial

Kompresor aksial merupakan jenis kompresor dimana fluida kerja akan mengalir suku pada arah aksial. Selanjutnya, fluida kerja akan mengalami percepatan dan akan didifusikan untuk menghasilkan kenaikan tekanan yang diinginkan. Percepatan dihasilkan dari baris suku jalan (rotor), dan melewati suku diam (stator). Proses difusi akan menurunkan kecepatan fluida dan meningkatkan tekanan fluida menuju suku berikutnya setelah melewati rotor tingkat satu. Rasio tekanan yang dihasilkan untuk setiap tingkat pada kompresor aksial biasanya sebesar 1.1:1 s.d. 1.4:1 dan digunakan lebih dari satu tingkat hingga 19 tingkat dengan rasio tekanan hingga 40:1. Secara umum, kompresor aksial digunakan untuk mendapatkan laju massa yang besar dengan rasio tekanan yang kecil [77], [75]. Contoh suku jalan kompresor aksial ditunjukkan oleh Gambar 2.4



Gambar 2.4. Suku jalan kompresor aksial [74]

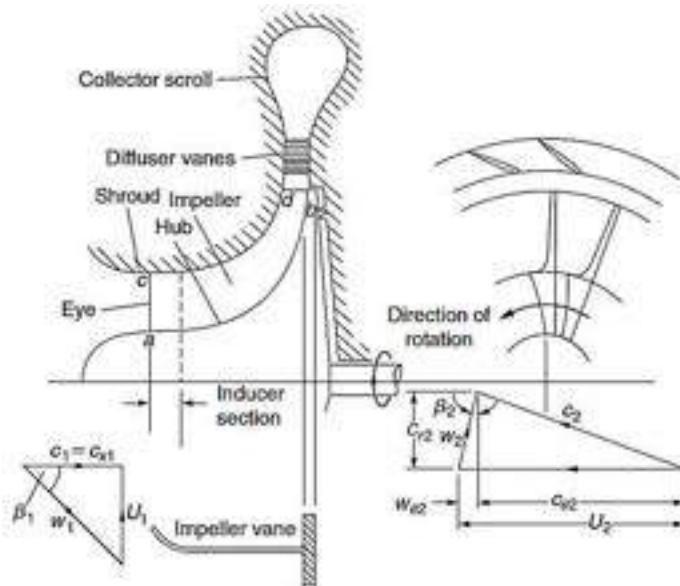
b. Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal merupakan jenis kompresor dimana fluida kerja akan mengenai suku secara radial (tegak lurus sumbu). Kompresor sentrifugal terdiri atas beberapa bagian penting, yaitu: *volute*, *inducer*, *blade*, (*hub*, *shroud*, *eye*), *diffuser*. *Inducer* berfungsi untuk meningkatkan momentum angular fluida tanpa meninyebabkan radius putar meningkat. Suku (*blade*) berfungsi untuk meningkatkan energi fluida dengan kecepatan tertentu yang mengenai suku dengan memutarnya ke arah radial sehingga momentum sudut dari fluida tersebut akan meningkat. Suku pada kompresor sentrifugal dapat berputar hingga lebih dari 100.000 rpm dengan kecepatan transonic sehingga untuk mengetahui karakteristik aliran pada kecepatan ini, diperlukan suatu proses komputasi [75], [78]. Contoh suku jalan kompresor sentrifugal ditunjukkan oleh Gambar 2.5.

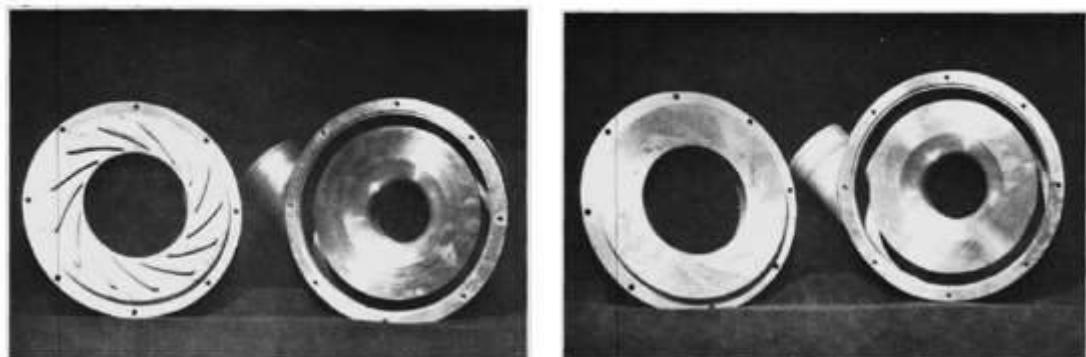


Gambar 2.5. Suku jalan kompresor Sentrifugal [79]

Setelah melewati suku, fluida lalu menuju *diffuser* sehingga kecepatan fluida berkurang dan tekanan fluida akan meningkat. Pada kompresor sentrifugal, fluida mengalir dalam sebuah ruang tertutup yang disebut sebagai *volute*. *Volute* merupakan rumah dari suku yang berfungsi untuk mengumpulkan aliran fluida dari *diffuser* menuju sisi keluar. Terdapat dua jenis difuser yang biasa digunakan pada kompresor sentrifugal, yaitu *vaned diffusser* dan *vaneless diffusser*. Konsep dari segitiga kecepatan pada kompresor sentrifugal dan difuser ditunjukkan oleh Gambar 2.6 dan Gambar 2.7.

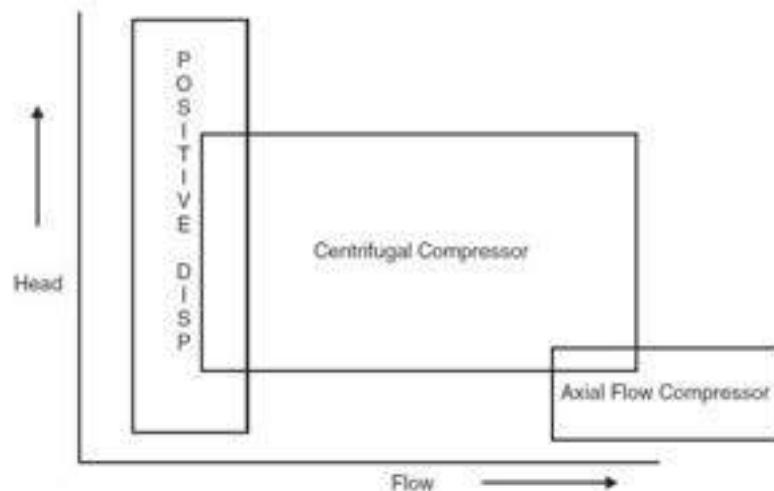


Gambar 2.6. Segitiga kecepatan pada kompresor sentrifugal [74]



Gambar 2.7. (a) *Vaned diffuser*, (b) *vaneless diffuser* [80]

Secara umum, berdasarkan karakteristik aplikasinya sesuai Gambar 2.8 dimana kompresor sentrifugal digunakan ketika dibutuhkan rasio tekanan yang tinggi dan laju alir yang rendah. Kompresor sentrifugal menghasilkan rasio tekanan yang lebih besar hingga 12 kali daripada kompresor aksial untuk setiap tingkat [80]. Kompresor sentrifugal juga memiliki kinerja yang halus serta kehandalan yang tinggi, yang menjadikan kompresor jenis ini lebih mahal dibandingkan kompresor aksial.



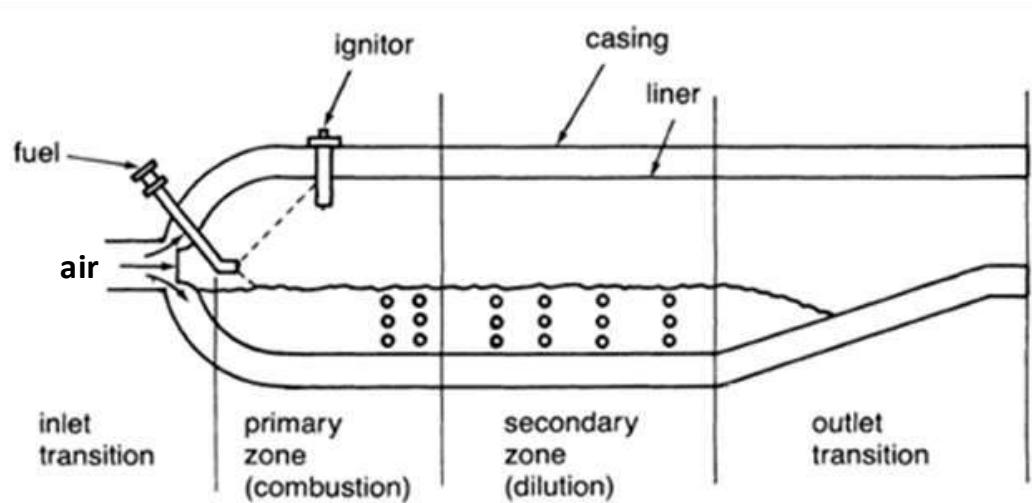
Gambar 2.8. Karakteristik Kerja Kompresor [77]

Ruang Bakar

Ruang bakar merupakan tempat terjadinya pembakaran dimana udara bertekanan hasil kompresi bercampur dengan bahan bakar yang menghasilkan gas hasil pembakaran dengan temperatur tinggi. Hasil pembakaran berupa energi panas ini lalu diubah menjadi energi kinetik oleh turbin. Ruang pembakaran dari turbin gas merupakan rekayasa perangkat yang kompleks dicirikan oleh berlangsungnya serangkaian proses *physicochemical*, antara lain: berlangsung dinamika gas nonstasioner, pembakaran turbulen dari berbagai jenis bahan bakar, panas dan pertukaran massa, dan pembentukan oksida NOx, CO, dll [75], [81]. Contoh dari jenis ruang bakar turbin gas jenis tubular ditunjukkan oleh Gambar 2.9.

Komponen-komponen ruang bakar antara lain:

1. *Combustion Liners*: berlangsungnya pembakaran.
2. *Fuel Nozzle*: media masuknya bahan bakar ke dalam *combustion liner*.
3. *Ignitors (Spark Plug)*: penghasil bunga api ke dalam ruang bakar sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar.
4. *Transition Pieces*: berfungsi untuk mengarahkan dan membentuk aliran gas panas agar sesuai dengan ukuran nosel.
5. *Cross Fire Tubes*: berfungsi untuk menghasilkan nyala api yang seragam pada combustion chamber.
6. *Flame Detector*: untuk mendeteksi proses pembakaran terjadi.



Gambar 2.9. Ruang bakar [75]

Turbin

Turbin merupakan komponen mesin turbo yang menghasilkan daya dengan melakukan ekspansi pada tekanan fluida [74]. Pada turbin gas, gas hasil pembakaran dengan temperatur tinggi diekspansi oleh turbin. Seperti halnya kompresor, terdapat dua jenis turbin, yaitu turbin aksial dan turbin radial.

a. Turbin Aksial

Turbin aksial merupakan jenis turbin yang banyak pada fluida mampu mampat dan banyak digunakan pada sistem turbin gas berdaya. Turbin aksial terdiri dari dua jenis, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi. Turbin aksial terdiri dari dua bagian utama, yaitu: nosel dan sudu. Fluida pertama kali akan masuk turbin melewati nosel dimana pressure drop terjadi sehingga akan melewati sudu dengan kecepatan tinggi. Turbin aksial terdiri dari dua jenis, yaitu: turbin impuls dan turbin reaksi. Turbin impuls memiliki derajat reaksi nol. Derajat reaksi berarti seluruh penurunan entalpi yang terjadi menuju nosel, dan kecepatan alir fluida setelah keluar dari nosel menjadi sangat tinggi, atau dengan kata lain pada turbin impuls tidak terjadi perubahan entalpi. Turbin Reaksi merupakan jenis turbin aksial yang paling banyak digunakan. Pada turbin reaksi, baik nosel dan sudu berfungsi sebagai nosel ekspansi. Kecepatan fluida yang dihasilkan pada turbin reaksi lebih rendah daripada turbin impuls, karena pada turbin reaksi terjadi perubahan entalpi.

b. Turbin Radial

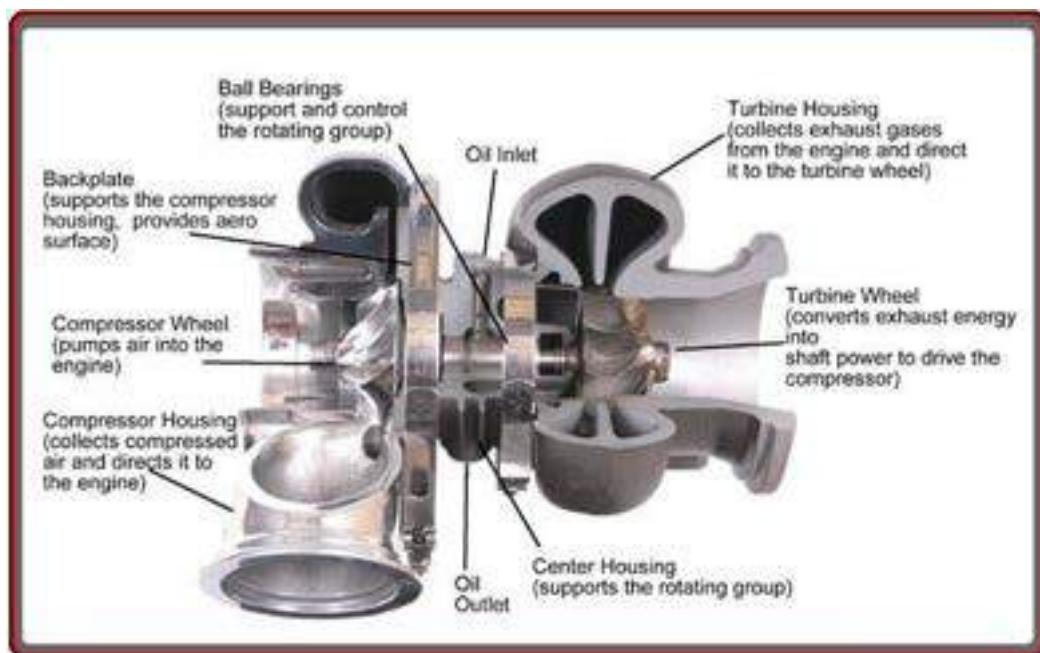
Turbin radial pertama kali digunakan pada tahun 1930-an dengan aplikasi pada mesin pesawat jet yang dikombinasikan dengan kompresor sentrifugal yang memiliki karakteristik aliran yang sama sehingga dapat dihasilkan efisiensi yang lebih tinggi. Kombinasi antara kompresor dan turbin radial diaplikasikan pada *turbocharger* otomotif maupun industri. Kelebihan turbin radial dibandingkan dengan turbin aksial adalah kerja yang dihasilkan oleh turbin radial dalam satu tingkat sama dengan 2 tingkat atau lebih pada turbin aksial karena kecepatan tip sudu yang lebih tinggi [74]. Kerja yang dihasilkan oleh turbin radial ditentukan oleh beberapa parameter, antara lain: pengaturan putaran, rasio tekanan, dan temperatur masuk turbin. Ketidaksesuaian pada karakteristik-karakteristik ini menyebabkan unjuk kerja turbin tidak berada pada *design point*.

Turbocharger

Turbocharger merupakan suatu divais yang terdiri dari kompresor, turbin, dan satu buah poros berikut bantalan yang menghubungkan keduanya, dimana kompresor dan turbin berada di dalam *volute* masing-masing. *Turbocharger* digunakan untuk mengekspansi gas hasil pembakaran melalui turbin dan menyediakan udara pembakaran baru yang bertekanan melalui kompresor. Contoh *turbocharger* ditunjukkan pada Gambar 2.10 dengan penampang pada Gambar 2.11. Aplikasi *turbocharger* merupakan salah satu langkah untuk meningkatkan tekanan dan laju alir udara masuk ruang bakar yang dikompresi oleh kompresor. Aplikasi *turbocharger* pada motor Diesel dapat menurunkan konsumsi bahan bakar spesifik antara 3-14 %. Peningkatan tekanan pada kompresor sentrifugal dilakukan oleh impeller yang terdiri dari sudu-sudu radial yang seragam. Oleh karena itu, karakteristik aliran pada satu sudu akan merepresentasikan karakteristik aliran secara keseluruhan sehingga analisa dapat dilakukan pada satu sudu saja [80].



Gambar 2.10. Turbocharger Garrett GTX4508R [82]

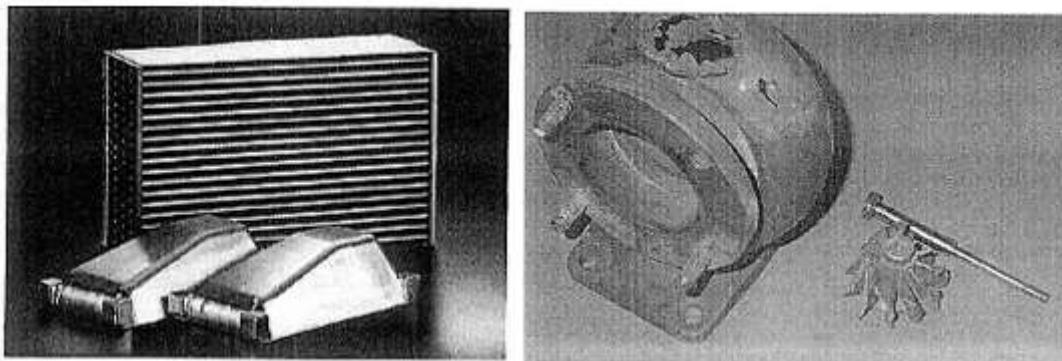


Gambar 2.11. Penampang turbocharger [83]

Pelumasan dan pendinginan pada turbocharger

Pelumasan pada *turbocharger* dilakukan pada bagian *bearing housing* yang terdapat jalur masuk dan keluar oli. Pada *turbocharger*, sistem pelumasan merupakan sistem yang sangat vital pada sebuah *turbocharger*, karena memiliki dua fungsi utama, yaitu sebagai pelumas yang melumasi bantalan sehingga terbentuk lapisan hidrodinamis oli dan sebagai pendingin poros ketika berputar berputar [80]. Secara umum, penggunaan pelumas kendaraan bermotor dengan jenis 20W-50 atau 10W-40 dapat digunakan untuk *turbocharger* dengan tekanan oli sebesar 3-5 psi [84].

Pada beberapa jenis *turbocharger*, untuk meningkatkan laju pendinginan, terdapat aplikasi pendingin tambahan air pendingin dan *intercooler*. *Intercooler* merupakan penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan udara hasil kompresi menuju ruang bakar ditunjukkan oleh Gambar 2.12 (a). Putaran kompressor hingga 100.000 rpm akan menghasilkan panas. Panas yang terjadi pada poros juga merupakan akumulasi dari *Turbine Inlet Temperature* (TIT) yang dapat mencapai 900°C. Oleh karena itu, sistem pelumasan dan pendinginan yang tidak berjalan dengan baik akan menyebabkan kegagalan pada *turbocharger*. Kegagalan *turbocharger* akibat kegagalan pelumasan dan pendinginan ditunjukkan oleh Gambar 2.12 (b).

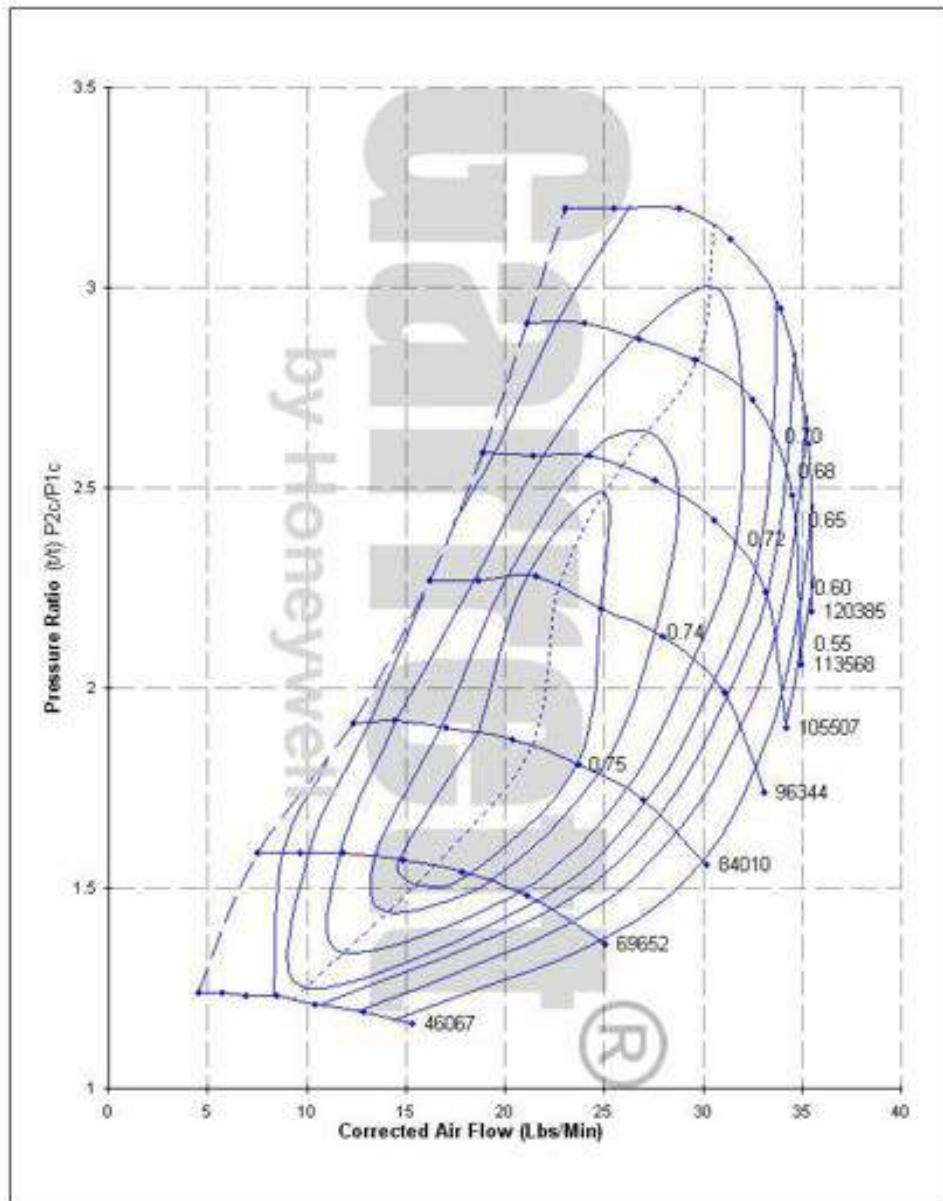


Gambar 2.12. (a) *Intercooler*, (b) Kegagalan turbin [84]

Unjuk kerja *turbocharger* ditentukan oleh spesifikasi tertentu sesuai dengan kriteria yang dibutuhkan, antara lain:

- Diameter *inducer* dan *inducer* sudu
- Trim kompresor dan turbin
- A/R kompresor dan turbin
- Jumlah sudu kompresor dan turbin (*full blade* dan *splitter blade*)

Secara umum, unjuk kerja *turbocharger* dapat direpresentasikan pada *compressor performance map* pada Gambar 2.13. Media ini menunjukkan relasi antara rasio tekanan total terhadap fungsi dari laju alir massa pada setiap nilai kecepatan [17]. Dengan kata lain, *performance map* menunjukkan karakteristik kerja dari sebuah kompresor.

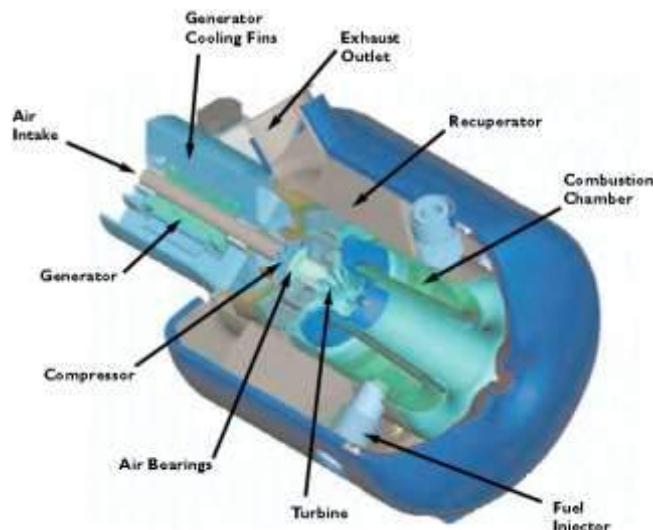


Gambar 2.13. Peta kerja kompresor (diperoleh dari *Garrett Tubocharger*) [85]

2.1.4 Turbin Gas Mikro

Turbin gas mikro - Micro gas turbine (MGT) didefinisikan sebagai sistem turbin gas dengan daya kurang dari 200kW dengan bahan bakar diesel atau gas alam. Kriteria utama dalam merancang turbin gas mikro adalah biaya perancangan, efisiensi, dan emisi, serta dimensinya yang harus kompak. Turbin gas mikro secara umum dirancang dengan temperatur masuk turbin (TIT: *Turbine Inlet Temperature*) sebesar 800-900°C dengan rasio tekanan pada kompresor dan turbin sebesar 3-5,

dan dengan efisiensi termal 40% [4]. Gambar 2.14 menunjukkan contoh dari turbin gas mikro.



Gambar 2.14. Turbin Gas Mikro [86]

Perkembangan turbin gas mikro dimulai sekitar tahun 1970-an ketika Amerika Serikat mulai mengembangkan kendaraan yang hemat energi bersama dengan General Motor, Garrett Airsearch, dan Ford Motor Company. Pengembangan selanjutnya dilakukan oleh Capstone pada tahun 1990-an dengan merancang mikro turbin dengan aplikasi *turbocharger* otomotif [7], [73]. Saat ini, turbin gas mikro telah banyak diaplikasi pada banyak bidang, diantaranya digunakan sebagai pembangkit daya seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.15.



Gambar 2.15. Aplikasi Turbin Gas Mikro [7]

2.2 Aliran Turbulen

Aliran-aliran dengan geseran bebas (*free shear flow*), seperti *jets*, olakan merupakan jenis-jenis aliran yang paling banyak dianalisis, terutama pada lingkup aliran turbulen. Disebut sebagai aliran bebas karena aliran tersebut terjadi pada daerah yang cukup jauh dari dinding sehingga pengaruh dinding terhadap properti aliran dapat diabaikan, dan turbulensi aliran timbul karena perbedaan kecepatan rerata [87]. Aliran resirkulasi pada bagian dalam dari *runner cross-flow* merupakan salah satu jenis dari aliran bebas dengan geseran yang bersifat turbulen. Seluruh aliran-aliran fluida pada turbin gas mikro juga bersifat turbulen. Maka dasar-dasar mengenai aliran geseran dan berbagai persamaan atur dibahas pada sub-bab – sub-bab berikut.

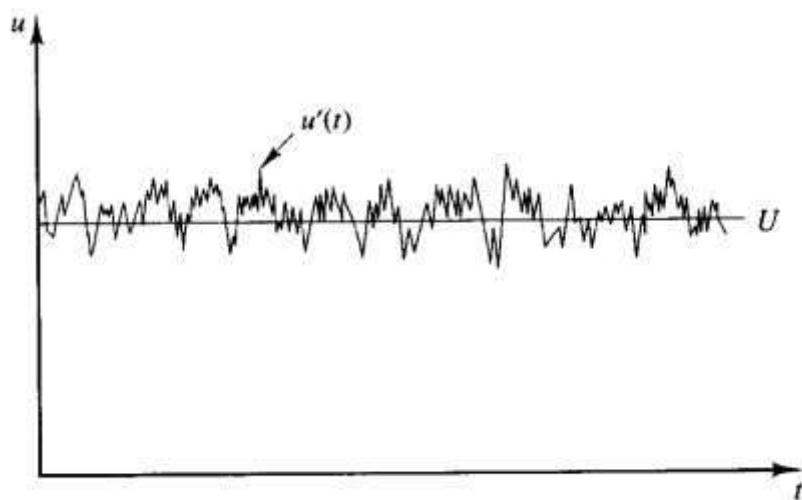
Aliran turbulen merupakan aliran rumit yang terjadi di hampir seluruh aliran pada kehidupan sehari-hari, kecuali pada aliran dengan bilangan Reynolds yang sangat rendah [87], [88]. Namun, turbulen merupakan jenis aliran yang belum dapat didefinisikan secara jelas. Aliran turbulen pertama kali diungkapkan oleh Leonardo Da Vinci (1400-an) sebagai *turbolenza* sebagai pergerakan fluida yang tidak beraturan. Definisi aliran turbulen pertama kali dikemukakan oleh Osborne Reynolds sebagai salah satu peletak teori aliran turbulen yang termasyur pada tahun 1895 sebagai aliran sinus (*sinuos flow*) [89]. Selanjutnya pada tahun 1937, Theodore von Kármán mengusulkan definisi turbulen sebagai: pergerakan tak tentu pada fluida (gas atau cair), ketika fluida tersebut melewati permukaan solid, atau melewati antaranya [90]. Selain bahwa turbulen merupakan properti dari sebuah aliran, aliran turbulen belum dapat didefinisikan secara jelas [88], [91]. Versteeg mendeskripsikan aliran turbulen sebagai aliran yang selalu berubah-ubah bahkan pada kondisi batas yang tetap, dengan seluruh properti aliran yang bernilai acak [52]. Namun, aliran turbulen memiliki beberapa karakteristik tertentu [91], yaitu: aliran yang acak dan tak tentu, aliran yang berdifusi, aliran dengan bilangan Reynolds yang besar lebih dari 2000 [92], aliran dengan fluktuasi vortisitas tiga-dimensi yang besar, aliran yang disipatif, serta aliran aliran yang kontinum. Fluktuasi aliran tersebut menghasilkan energi kinetik aliran menurut persamaan:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2.8)$$

Secara lebih rinci, Tennekes & Lumley (1974) [91] mendeskripsikan karakteristik aliran turbulen sebagai berikut:

- A. Acak dan tak tentu
- B. Difusif
- C. Bilangan Reynolds tinggi
- D. Fluktuasi tiga-dimensi
- E. Disipatif
- F. Kontinum

Sebagai aliran yang acak dan tak-tentu, menunjukkan bahwa aliran ini sangat sulit untuk dianalisis, properti-properti aliran, seperti kecepatan, baik pada dekat dinding maupun pada aliran tengah terjadi dengan tingkat fluktuasi yang tinggi. Akibat adanya perbedaan kecepatan aliran tengah, aliran menjadi turbulen seperti pada Gambar 2.16.



Gambar 2.16. Fluktuasi kecepatan terhadap waktu

Difusivitas tinggi pada aliran turbulen menyebabkan pencampuran yang cepat sehingga menghasilkan perpindahan massa, kalor, momentum, dan energi dengan laju yang tinggi [91], [87]. Difusivitas yang terjadi pada aliran turbulen terdiri dari dua jenis, yaitu difusivitas yang terjadi oleh transport konvektif dan difusivitas yang terjadi oleh transport molekular karena adanya perbedaan temperatur. Secara umum, laju difusivitas yang terjadi oleh transport konvektif bernilai jauh lebih besar daripada laju difusivitas yang terjadi oleh transport molekular. Laju difusi pada

aliran turbulen ditunjukkan oleh rasio antara difusi molekular dan difusi olakan (*eddies*) [93]. Pada difusivitas oleh transport molekular, perubahan temperatur ∂T yang terjadi pada suatu waktu ∂t yang diasumsikan sebanding dengan difusivitas termal χ pada perubahan temperatur yang terjadi pada perubahan posisi $\partial x_i x_i$ bernilai sangat kecil pada tiap perubahan posisi yang dilalui aliran.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \chi \frac{\partial^2 T}{\partial x_i x_i} \quad (2.9)$$

Difusivitas oleh transport konvektif selanjutnya terjadi dalam rentang waktu, skala-waktu turbulen t_t .

$$t_t \sim \frac{L}{\bar{u}} \quad (2.10)$$

dengan L (m) adalah panjang skala olakan dan \bar{u} adalah kecepatan rata-rata (m/s). Meskipun laju difusivitas yang terjadi oleh transport konvektif bernilai jauh lebih besar daripada laju difusivitas yang terjadi oleh transport molekular, namun pada jenis-jenis aliran tertentu seperti pada aliran dengan perbedaan massa jenis, difusivitas oleh transport molekular juga berpengaruh terhadap aliran. Proses difusi oleh transport molekular pada jenis aliran tersebut menyebabkan irregularitas skala kecil pada distribusi temperatur [91]. Laju difusi karena gradien temperatur ini terjadi dalam rentang waktu, skala waktu molekular t_H

$$t_H \sim \frac{L^2}{\chi} \quad (2.11)$$

dengan L (m) adalah panjang olakan dan χ adalah difusivitas termal (m²/s).

Efektifitas antara difusivitas oleh transport konvektif dan difusivitas oleh transport molekular pada suatu aliran turbulen dapat ditentukan melalui rasio sebagai berikut:

$$\frac{t_t}{t_H} \sim \frac{L}{\bar{u}} \frac{\chi}{L^2} = \frac{\chi}{uL} \quad (2.12)$$

Rasio tersebut merepresentasikan difusivitas antara transport karena difusivitas termal dan difusivitas oleh konvektif, yang merupakan inversi dari bilangan Peclet $Pe = uL/\chi$. (2.13)

Aliran turbulen terjadi pada bilangan Reynolds yang tinggi (lebih besar dari 2000) sehingga inersia aliran jauh lebih berpengaruh dibandingkan dengan viskositas molekular. Hal ini terutama dihubungkan dengan instabilitas gerak pada aliran dengan bilangan Reynolds tinggi, atau dengan kata lain dapat diartikan bahwa aliran turbulen terjadi pada instabilitas pada bilangan Reynolds tinggi.

Instabilitas ini berhubungan dengan suku-suku non-linier dan viskos pada persamaan gerak fluida. Aliran turbulen juga selalu disipatif, dimana penurunan energi kinetik dari aliran ditransformasikan menjadi kalor yang disebabkan karena adanya tegangan geser viskos. Terjadinya disipasi menyebabkan penurunan energi kinetik olakan skala kecil (*small eddies*) dikonversi menjadi panas. Besaran disipasi turbulen yang terjadi akan sebanding dengan produksi turbulen. Disipasi energi yang terjadi karena adanya perbedaan nilai energi ini dikenal sebagai konsep *energy cascade*. Disipasi energi terjadi sesuai persamaan disipasi berikut:

$$\varepsilon = \nu \cdot \bar{\dot{\gamma}^2} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon = \nu \cdot \frac{u^2}{\lambda^2} \quad (2.15)$$

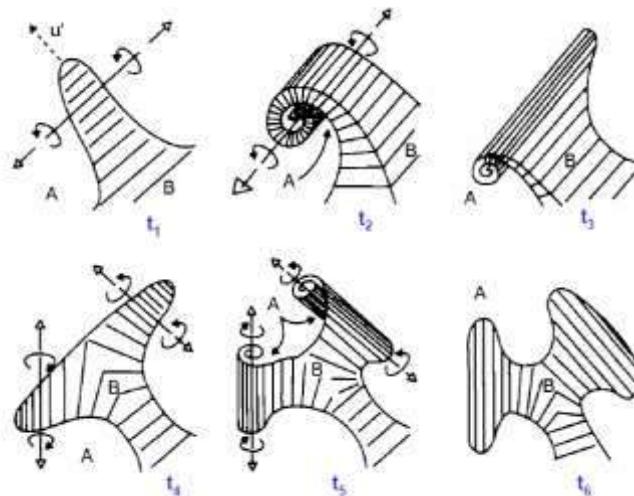
Konsep *energy cascade* tersebut merupakan salah satu konsep yang paling penting pada analisis aliran turbulen, terutama pada olakan skala kecil. Lebih jauh, perilaku dari olakan skala kecil dapat dideterminasikan pada setiap saat dimana terjadi transport energi dari olakan skala besar dan oleh viskositas. Hal ini menjadikan olakan skala kecil memiliki sifat yang lebih universal dibandingkan dengan olakan skala besar, karena sifat-sifat olakan skala kecil tidak tergantung pada geometri [87]. Bahkan, A.A.Townsend (1976) mengungkapkan bahwa relasi yang terjadi antara difusi dan suplai energi pada gerakan turbulen juga merupakan karakteristik yang fundamental dari aliran turbulen [94].

Aliran turbulen tidak akan terjadi pada aliran yang tidak memiliki vortisitas. Vortisitas yang terjadi pada aliran turbulen merupakan vortisitas yang terjadi secara tiga-dimensi, sehingga menyebabkan terjadinya *vortex stretching*. Hal ini juga menunjukkan bahwa turbulensi aliran akan menurun apabila vortisitas hanya terjadi pada dua-dimensi (tanpa *vortex stretching*). Dengan kata lain, vortisitas adalah momen dari momentum pada suatu partikel yang bergerak berputar karena pusat massanya [92]. Vortisitas merupakan salah satu jenis deformasi elemen fluida, yang selanjutnya menyebabkan terjadinya olakan, yang mewakili aliran yang garis-garis arusnya adalah lingkaran-lingkaran terpusat.

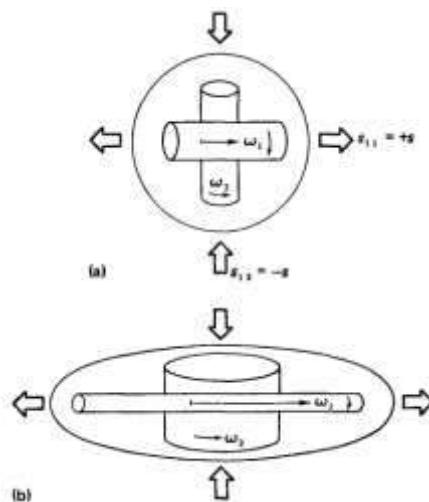
$$\zeta = 2\omega = \nabla \times U \quad (2.16)$$

Dengan U adalah resultan kecepatan.

Vortisitas yang terjadi pada aliran turbulen terjadi secara tiga dimensi, kontinu, dan acak; dimana terjadi *vortex stretching* yang dipengaruhi oleh disipasi turbulen [91], seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.17. Mekanisme yang lebih detil ditunjukkan oleh Gambar 2.18.



Gambar 2.17. *Vortex stretching* [95]



Gambar 2.18. Mekanisme Vortex stretching [91]

Dengan keadaan tersebut, tampak bahwa vortisitas yang terjadi pada olakan skala kecil bernilai jauh lebih besar dibandingkan dengan vortisitas yang terjadi pada olakan skala besar, menurut persamaan:

$$\frac{T u}{L} \sim \frac{T}{t} = \left(\frac{u L}{v} \right)^{-1/2} \quad (2.17)$$

Persamaan Dekomposisi Reynolds

Tingkat fluktuatif yang tinggi pada aliran turbulen menyebabkan beberapa properti aliran harus didekomposisi menjadi properti fluktuatif dan properti rata-rata. Hal ini menjadikan aliran utama (*mean flow*) sebagai *magnitude* dari komponen kecepatan untuk masing-masing dimensi [89] [91]. Simbol kapital menunjukkan rata-rata dari properti aliran, simbol non-kapital menunjukkan fluktuasi dari properti aliran.

$$U = u_i + u_j \quad (2.18)$$

$$\text{Jika} \quad \tilde{u} = U + u \quad (2.19)$$

$$\tilde{v} = V + v \quad (2.20)$$

$$\tilde{w} = W + w \quad (2.21)$$

$$\text{Maka} \quad U = \frac{\Sigma(\rho\tilde{u})}{\Sigma(\rho)} \quad (2.22)$$

$$V = \frac{\Sigma(\rho\tilde{v})}{\Sigma(\rho)} \quad (2.23)$$

$$W = \frac{\Sigma(\rho\tilde{w})}{\Sigma(\rho)} \quad (2.24)$$

Teori dekomposisi Reynolds tersebut selanjutnya berlaku untuk berbagai parameter aliran;

$$\tilde{p} = P + p; \quad \bar{p} \equiv 0 \quad (2.25)$$

$$\widetilde{\sigma_{ij}} = \Sigma_{ij} + \sigma_{ij}; \quad \overline{\sigma_{ij}} \equiv 0 \quad (2.26)$$

Sehingga nilai rata-rata tegangan Reynolds:

$$\Sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + 2\mu S_{ij} \quad (2.27)$$

Dan fluktuasi tegangan Reynolds

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + 2\mu s_{ij} \quad (2.28)$$

Sehingga laju regangan rata-rata S_{ij} dan laju regangan fluktuasi s_{ij} dapat didefinisikan menurut:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.29)$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.30)$$

Tegangan Reynolds, yang disimbolkan sebagai τ_{ij} merupakan pengaruh yang timbul dari turbulensi terhadap tensor tegangan rata-rata

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho U_i U_j} \quad (2.31)$$

2.3 Model Turbulen

Pemodelan matematis terhadap aliran turbulen diperlukan ketika properti-properti aliran dengan tingkat fluktuasi yang tinggi, acak dan rerata dari partikel fluida turbulen (tekanan, kecepatan, disipasi, dll) tidak lagi mampu untuk diprediksi secara teoritis [91], [92]. Properti aliran turbulen yang sangat membedakan aliran turbulen dengan aliran laminar adalah properti viskositas turbulen ν_T (m^2/s). Dengan diperhitungkannya viskositas turbulen selain viskositas molekular, maka pada suatu aliran turbulen, viskositas yang terjadi merupakan viskositas efektif, yang merupakan jumlah dari viskositas turbulen dan viskositas molekular.

$$\nu_{eff} = \nu_T + \nu \quad (2.32)$$

$$\nu_T = c_\nu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (2.33)$$

Pemodelan turbulen pada awal berkembangnya atau pada aliran yang sederhana dilakukan dengan memodelkan viskositas turbulen. Bagian pertama dari model ini merujuk kepada teori lapisan batas Prandtl, yang dikenal sebagai Prandtl *mixing length* [88]. Model ini sesuai untuk digunakan untuk aliran yang sangat sederhana, dengan besarnya skala aliran yang hampir seragam, karena model ini hanya memperhitungkan tegangan geser turbulen [54]. Permasalahan aliran turbulen diselesaikan secara aljabar linier menjadikan model ini diklasifikasikan menjadi beberapa bagian, yaitu *zero-equation model* (model turbulen aljabar), dimana Tennekes (1973) mengemukakan bahwa *mixing* sebagai pencampuran antara aliran yang berbeda momentum [91].

Dengan asumsi panjang aliran l :

$$\nu_T = l \cdot l \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (2.34)$$

dengan ν_T adalah viksositas kinematik (m^2/s)

Bagian kedua adalah *one-equation models*, dimana permasalahan aliran turbulen diselesaikan dengan satu persamaan transport tambahan, yaitu persamaan energi kinetik turbulen, yang dikenal sebagai model Spalart-Allmaras. Namun,

model turbulen ini kurang sesuai untuk digunakan pada aliran dengan geseran dan disipasi yang besar.

Bagian ke-tiga adalah *two-equation turbulence models*, dimana permasalahan aliran diselesaikan melalui dua persamaan transport tambahan, yaitu k untuk energi kinetik turbulen dan ε untuk disipasi turbulen. Bagian ke-empat adalah model viskositas turbulen non-linier. Model turbulen dua persamaan (*two-equation turbulence model*) merupakan jenis model turbulen yang paling banyak dan paling umum digunakan. Pada model turbulen dua-persamaan diasumsikan bahwa karakteristik lokal dari turbulensi dapat direpresentasikan oleh skala kecepatan tunggal dan berhubungan dengan komponen tegangan Reynolds melalui konsep viskositas turbulen [96].

Secara lebih umum, penyelesaian aliran turbulen yang lebih rumit diklasifikasikan menjadi 3 bagian besar, yaitu *RANS-based turbulence model*, *Large eddy simulation (LES)*, dan *Direct Numerical Simulation (DNS)*. *RANS-based turbulence model* merupakan metode penyelesaian dan prediksi aliran turbulen, dimana aliran di modelkan berdasarkan persamaan atur Navier-Stokes [52], [97]. Pada model turbulen berbasis ini, digunakan konsep viskositas *eddy* (viskositas turbulen) berdasarkan hipotesa Boussinesq, seperti pada model turbulen *zero-equation*. Dengan adanya asumsi viskositas turbulen, nilai tegangan Reynolds yang timbul karena adanya fluktuasi kecepatan, prediksi aliran dengan konsep ini lebih baik daripada kalkulasi nilai tengangan Reynolds secara langsung [88].

Pemodelan ini dapat diawali dengan menggunakan persamaan non-linear Navier-Stokes untuk menghasilkan persamaan rerata tekanan dan kecepatan, serta persamaan rerata untuk properti aliran lainnya (*mean flow equation*). Proses ini selanjutnya menghasilkan tegangan Reynolds sebagai hasil sampingan dari rerata persamaan momentum. Persamaan gerak (*equations of motion*) dari fluida tak-mampu mampat:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{\sigma}_{ij} \quad (2.35)$$

Dengan $\bar{\sigma}_{ij}$ adalah tensor tegangan.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \text{ persamaan kontinuitas}$$

Perataan dari persamaan Navier-Stokes pada model turbulen berbasis RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*) menimbulkan suku tambahan yang harus dimodelkan, yaitu suku tegangan Reynolds [66]. Tegangan Reynolds total disimbolkan sebagai $\tilde{\sigma}_{ij}$ yang dikorelasikan dengan gradien kecepatan melalui hipotesa *Boussinesq*.

$$\tilde{\sigma}_{ij} = -p\delta_{ij} + 2\mu\tilde{s}_{ij} \quad (2.36)$$

$$\tilde{s}_{ij} : \text{laju regangan (rate of strain)} = \tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Maka,

$$\bar{\sigma}_{ij} = -\tilde{p}\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.37)$$

$$\bar{\sigma}_{ij} = \nu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \nu_T \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.38)$$

Dengan δ_{ij} adalah delta Kroneker dan k adalah energi kinetik turbulen.

Dari berbagai jenis model turbulen yang tersedia, model turbulen dengan dua persamaan merupakan jenis model turbulen yang paling banyak digunakan karena tingkat akurasi yang mampu dihasilkan sebanding dengan kebutuhan komputasi yang dibutuhkan lebih kecil dibandingkan dengan model tegangan Reynolds penuh [96]. Lebih lanjut, dari model turbulen dua persamaan tersebut, model yang paling banyak digunakan adalah model turbulen *STD k-ε* karena kemapanan, akurasinya yang cukup baik untuk aliran dengan gradien tekanan umum dan aliran regangan umum [98], [54]. Namun, model turbulen ini kurang baik untuk digunakan pada prediksi aliran berputar, berbelok, tiga dimensi, serta pada aliran dengan dominasi rotasi (*swirl*) yang besar pada tiga dimensi [49], [54]. Model turbulen *STD k-ε* yang dikembangkan dari model turbulen *STD k-ε* oleh Launder & Spalding (1974) menurut persamaan transport k untuk energi kinetik turbulen dan persamaan transport ϵ untuk disipasi turbulen sebagai berikut: [49]

Persamaan transport k

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial x_k} \right] + \frac{\mu_T}{\rho} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \epsilon \quad (2.39)$$

*Laju kenaikan properti akibat transport konvektif =
transport difusif + produksi turbulen - disipasi turbulen*

Persamaan transport ε

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{C_1 \mu_T \varepsilon}{\rho k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.40)$$

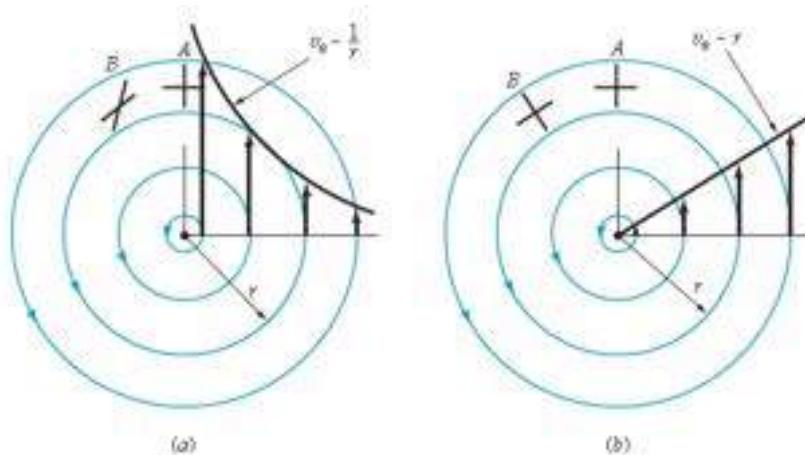
Dengan konstanta model

C_μ	C_1	C_2	σ_κ	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

2.4 Aliran Resirkulasi

Resirkulasi aliran disebabkan oleh ketidakseimbangan gaya ditandai dengan terbentuknya vorteks berotasi, yang juga dikenal sebagai vorteks paksa (*forced vortex*). Vorteks merupakan sebuah pola aliran dengan garis arus melingkar [92]. Berdasarkan arah pergerakannya, vorteks dapat dikelompokan menjadi dua jenis, yaitu vorteks dengan arah gerak melingkar simetris (*irrotational*) yang ditandai dengan terbentuknya vorteks bebas dan vorteks *rotational* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.19 [92].

$$v_\theta = \frac{K}{r} \quad (2.41)$$



Gambar 2.19. Vorteks *irrotational* dan vorteks *rotational* [92]

Pada vorteks tak-berotasi, dengan asumsi $K=1$, maka nilai kecepatan arus akan semakin kecil pada jarak dari titik pusat yang semakin besar. Maka vorteks tak-berotasi juga disebut sebagai vorteks bebas. Sedangkan pada vorteks rotasional, kecepatan arus akan semakin besar pada jarak dari titik pusat yang semakin besar.

Maka vorteks rotasional juga dikenal dengan vorteks paksa. Pada keadaan dimana vorteks yang terjadi merupakan campuran dari vorteks bebas dan vorteks paksa, maka:

$$\nu_\theta = \omega r \text{ untuk } r \leq r_0 \quad (2.42)$$

$$\nu_\theta = \frac{K}{r} \text{ untuk } r > r_0 \quad (2.43)$$

Analisis vorteks didasari oleh konsep sirkulasi, yang didefinisikan sebagai penjumlahan dari komponen kecepatan tangensial pada kurva tertutup C , yang disimbolkan sebagai Γ .

$$\Gamma = \oint_C \vec{V} \cdot ds \quad (2.44)$$

Dengan ds adalah jarak tempuh sepanjang kurva. Pada vorteks irotasional, $\vec{V} = \nabla\theta$ sehingga $\vec{V} \cdot ds = \nabla\theta \cdot ds = d\theta$

$$\Gamma = \oint_C d\theta = 0 \quad (2.45)$$

Aliran resirkulasi merupakan salah satu jenis dari vorteks berotasi. Resirkulasi aliran ini selanjutnya menyebabkan elemen-elemen fluida terdeformasi dan menimbulkan vortisitas [92]. Terjadi secara tiga dimensi, secara umum skematis terjadinya vortisitas yang disimplifikasi ditunjukkan oleh Gambar 2.20. Pada komponen fluida, pergerakan tiap komponen ke arah mendatar dan tegak-lurus dirinya (pada gambar: OA ke OA' dan OB ke OB') akan mengakibatkan aliran rotasi. Vortisitas ini biasanya diiringi dengan timbulnya olakan (*wake*) merupakan pola aliran yang timbul karena adanya gerak rotasi yang menghasilkan komponen kecepatan angular pada tiap-tiap komponen vektor sebagai berikut:

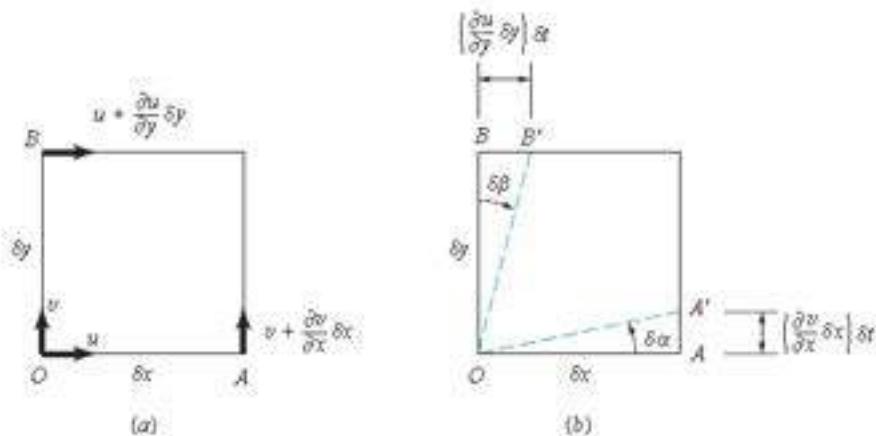
$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.46)$$

$$\omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.47)$$

$$\omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.48)$$

Vortisitas, ζ didefinisikan sebagai sebuah vektor yang bernilai dua kali dari vektor rotasi [92] dengan sketsa elemen fluida yang ditunjukkan oleh Gambar 2.20.

$$\zeta = 2\omega = \nabla \times V \quad (2.49)$$



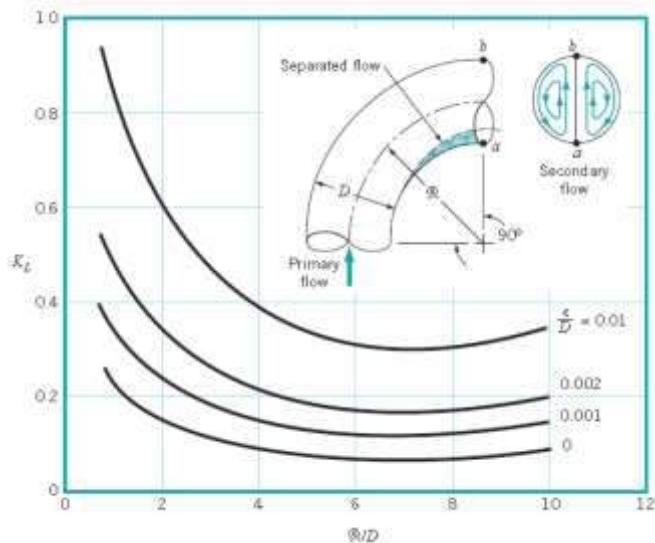
Gambar 2.20. Pergerakan angular pada sebuah partikel fluida [92]

Pada sebuah medan aliran, vortisitas berkaitan dengan rotasi dari partikel fluida. Partikel fluida yang tidak berotasi, disebut juga dengan tak-berotasi, tidak memiliki vortisitas. Apabila pada sebuah aliran, dimana partikel fluida berotasi dengan besaran $\left(\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial z}\right)$, maka partikel fluida tersebut juga disebut sebagai *irrational* karena tidak memiliki vortisitas. Karakteristik aliran beresirkulasi juga dapat ditunjukkan oleh aliran sekunder pada suatu penampang silindris berbelok. Aliran sekunder merupakan jenis aliran yang timbul karena adanya ketidakseimbangan gaya sentripetal karena adanya belokan penampang [92]. Sketsa aliran sekunder ditunjukkan pada Gambar 2.21. Karena terjadi dengan deformasi elemen fluida, vorteks resirkulasi merupakan vorteks paksa (*forced vortex*). Munson (2009) pada Gambar 2.22 mengklasifikasikan jenis aliran berdasarkan bidang lintasan, yaitu aliran di sekitar solid dan aliran pada saluran [92].

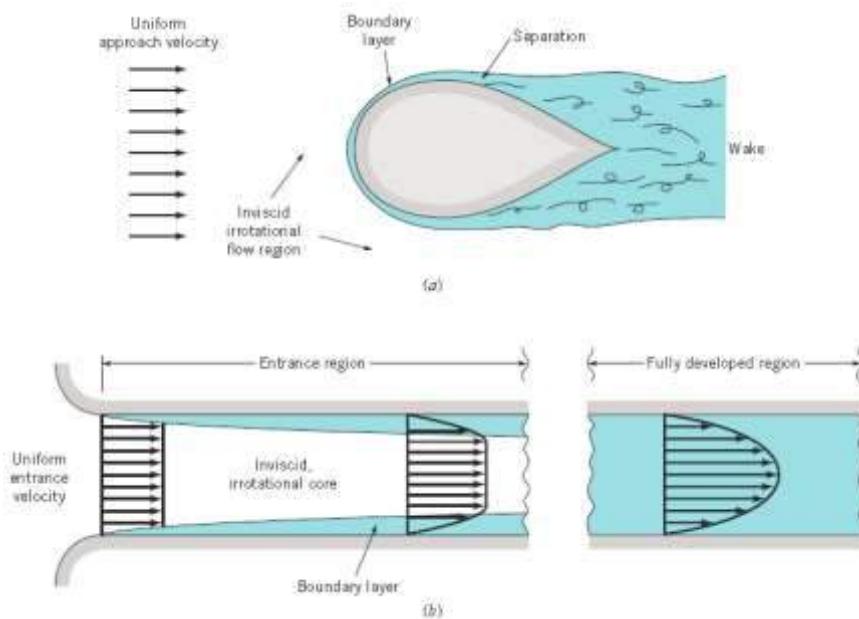
Aliran resirkulasi merupakan jenis aliran yang umum ditemukan pada kehidupan sehari-hari hingga pada aplikasi enjiniring. Aliran resirkulasi terjadi karena terbentuknya vorteks rotasional. Vorteks merupakan pola aliran dimana garis-garis arus yang terjadi merupakan garis-garis yang menyerupai lingkaran satu pusat. Ditiunjau dari karakteristiknya yang terjadi pada daerah yang cukup jauh dari dinding, aliran ini dapat dikategorikan sebagai aliran geseran-bebas (*free-shear flow*). Aliran turbulen mutlak terjadi pada proses ini. A.J. Reynolds (1976) mengklasifikasikan aliran turbulen bebas menjadi lima jenis; *round jets*, *plane jets*, *round wakes*, *plane wakes*, dan *convected round jet* [70]. Sebagai jenis aliran geser, Pope (2000) mengklasifikasikan *round jet* turbulen menjadi empat jenis [87], yaitu:

- *Plane jet*
- *Plane mixing layer*
- *Plane wake*
- *Boundary layer*

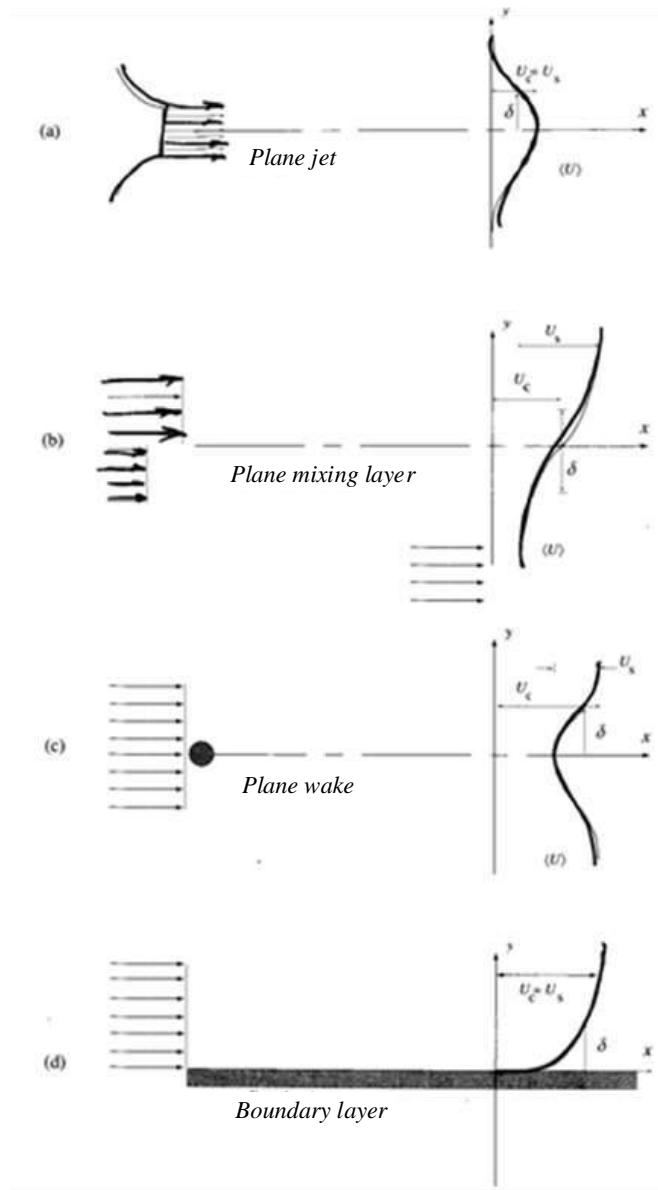
Pada *round jet* turbulen, terjadi aliran-tengah yang dominan, rerata kecepatan lateral yang kecil, serta aliran akan menyebar secara bertahap. Hal ini dapat dideskripsikan dengan persamaan massa dan momentum. Fenomena ini dideskripsikan pada Gambar 2.23.



Gambar 2.21. Aliran sekunder [92]



Gambar 2.22. Jenis lintasan fluida; (a) lintasan di sekitar solid, (b) lintasan di saluran [92]



Gambar 2.23. Aliran geser [87]

2.5 Persamaan-Persamaan Atur

2.5.1 Hipotesa Boussinesq

Hipotesa Boussinesq pertama kali dikemukakan oleh Joseph Valentin Boussinesq pada tahun 1870 yang berkembang sebagai dasar dari analisis aliran turbulen [93]. Hipotesanya berkaitan dengan adanya viskositas *eddy* yang terjadi pada aliran turbulen, selain adanya viskositas molekular. Transfer momentum yang terjadi yang disebabkan oleh turbulensi aliran dapat dimodelkan dengan konsep *eddy viscosity*, yang timbul karena adanya tegangan Reynolds yang menjadikan nilai viskositas molekular bernilai lebih besar [56]. Tegangan Reynolds selanjutnya didefinisikan

sebagai gradien kecepatan [99], [98], [97]. Viskositas total pada aliran turbulen: [56]

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} + \left(\nu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \right) \quad (2.50)$$

Dengan $\overline{\rho u'_i u'_j}$: tegangan Reynolds $= \tau_{ij}$

Dengan ν_t adalah viskositas *eddy* atau disebut juga sebagai viskositas turbulen.

Dengan adanya viskositas turbulen, maka viskositas total pada suatu aliran turbulen adalah jumlah dari viskositas turbulen dengan viskositas molekukar (viskositas efektif).

$$\nu_{eff} = \nu_t + \nu \quad (2.51)$$

$$\nu_t = c_v \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.52)$$

2.5.2 Teori lapis batas Prandtl

Teori lapis batas Prandtl (1904) mendeskripsikan bahawa pada suatu aliran fluida dekat dinding, terdapat lapisan semu yang menyebabkan kecepatan pada daerah dekat dinding lebih kecil dibandingkan dengan kecepatan pada bagian tengah (*mean flow*), yang juga menyebabkan instabilitas aliran dan menjadi turbulen. Teori ini juga mendukung hipotesis Boussinesq tentang adanya viskositas *eddy* pada suatu aliran turbulen [91], [93]. Teori lapis batas Prandtl ini selanjutnya berkembang menjadi model *mixing-length*; dengan asumsi l adalah panjang skala aliran.

$$\nu_t = l \cdot l \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (2.53)$$

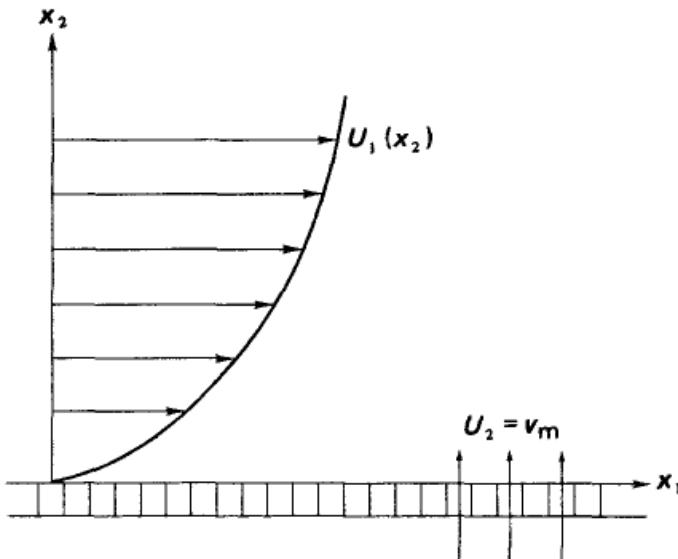
2.5.3 Hukum Von Kármán

Hukum von Kármán (1931), yang mendeskripsikan konstanta von Kármán berkaitan dengan profile kecepatan aliran pada daerah dekat dinding dengan sketsa seperti gambar 10. Dengan asumsi bahwa kecepatan longitudinal U adalah nol, namun kecepatan transfer massa V_m merupakan komponen kecepatan bukan-nol. Sketsa ini ditunjukkan oleh Gambar 2.24. Theodore Von Kármán mengasumsikan bahwa komponen kecepatan vertikal dan longitudinal merupakan fungsi periodik sehingga dapat diformulasikan besaran aliran tengah dari fluktuasi kecepatan tersebut seperti yang ditunjukkan pada gambar 8 [93]. Konstanta von Kármán merupakan kelanjutan dari teori lapisan batas Prandtl mendeskripsikan bahwa pada daerah dekat dinding, profil kecepatan turbulen adalah berupa logaritmik dengan

kondisi tanpa-slip [57]. Konstanta von Kármán disimbolkan dengan κ , dengan nilai awal 0,6 yang kemudian direvisi menjadi 0,4, bukan 0,36 seperti yang sebelumnya dikemukakan Prandtl [91], [93]. Model turbulen RNG $k-\varepsilon$ oleh Yakhot & Orszag (1986) menggunakan konstanta von Kármán constant sebesar 0,372 [57]. Hukum von Kármán didefinisikan menurut [91]:

$$\frac{U_1}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{yu_*}{\nu} + C \quad (2.54)$$

Nilai $\frac{yu_*}{\nu}$ sebagai juga dapat disimbolkan dengan y^+ yang merepresentasikan kondisi kecepatan pada nodal yang paling dekat dengan dinding



Gambar 2.24. Profil kecepatan dekat dinding [91]

Rasio antara kecepatan aliran tengah dan kecepatan dekat dinding seringkali ditulis dalam bentuk berikut:

$$\frac{U}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln x + const \quad (2.55)$$

Dengan κ : konstanta von Kármán = 0,4 [91]

U : mean velocity (kecepatan aliran tengah) (m/s)

u_* : wall velocity, komponen kecepatan dekat dinding (m/s)

ν : viksositas kinematik (m^2/s)

y : jarak terdekat dengan dinding (m)

2.5.4 Teori Richardson

Lewis Fry Richardson, seorang meteorologis dan fisikawan menungkapkan beberapa konsep dasar aliran turbulen yang sangat penting (1926) [93];

- Hukum difusivitas turbulen: teori “4/3” mengenai diffusivitas turbulensi. Teori ini juga menjelaskan salah satu karakteristik utama pada aliran turbulen, yaitu *efficient mixing*.

$$\chi = 0,2l^{4/3} \quad (2.56)$$

- *Cascade energy* pada aliran turbulen

Konsep *cascade energy* pada aliran turbulen menjelaskan bahwa pada suatu aliran turbulen, secara molekular terdapat perbedaan skala olakan (*eddies scale*). Olakan dengan kecepatan yang lebih tinggi memiliki skala olakan yang lebih kecil (*small scale eddies*), sementara olakan dengan kecepatan yang lebih besar memiliki skala olakan yang lebih besar (*large scale eddies*). Perbedaan skala olakan ini selanjutnya akan menyebabkan terjadinya difusivitas antara skala olakan kecil dan skala olakan besar dimana *efficient mixing* terjadi. Secara umum, skala olakan kecil, dengan kecepatan yang lebih besar memiliki energi kinetik yang lebih besar, dengan komponen-komponen kecepatan yang lebih fluktuatif. Ketika proses pencampuran terjadi, energi kinetik yang dimiliki oleh skala olakan yang lebih kecil, akan terdisipasi oleh skala olakan yang lebih besar. Persitiwa ini juga mendeskripsikan bahwa aliran turbulen bersifat disipatif. Selanjutnya, energi kinetik yang terdisipasi tersebut akan berubah menjadi kalor. Ini berlangsung hingga kesetimbangan energi terjadi, turbulensi akan luluh.

2.5.5 Teorema Kolmogorov

Teorema Kolmogorov mendeskripsikan bagaimana energi ditransfer dari olakan skala besar ke olakan skala kecil, untuk selanjutnya terdisipasi [57], [66], [100]. Teorema Kolmogorov dikemukakan oleh A.N. Kolmogorov pada tahun 1941 sebagai kelanjutan dari teori Richardson tentang *cascade energy* [93]. Pada aliran turbulen, jumlah energi yang disuplai dapat diasumsikan sama dengan jumlah energi yang terdisipasi pada laju tertentu. Pada olakan skala kecil, perubahan energi ini berkaitan dengan waktu olakan aliran secara umum [91]. Pada teori Kolmogorov, yang merupakan salah satu teori dasar aliran turbulen, fluktuasi

kecepatan diasumsikan terjadi secara universal, dimana jumlah energi diasumsikan hanya tergantung pada disipasi turbulen. Pada teorema Kolmogorov, fluktuasi kecepatan diasumsukan sebagai universal, (ε) dan panjang skala olakan (l) [57], [101].

$$E(k) = C_k \varepsilon^{-2/3} k^{-5/3} \quad (2.57)$$

2.6 Runner cross-flow

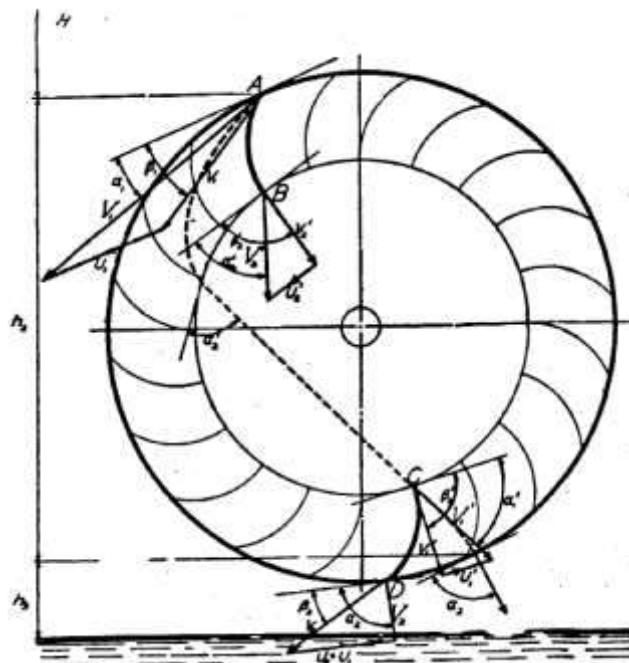
Mesin turbo merupakan perangkat digunakan untuk mentransmisikan atau menghasilkan daya dari fluida yang mengalir secara kontinu melalui susunan sudu-sudu [74]. Komponen mesin turbo terdiri atas dua kategori [74], yaitu: mesin fluida, yang merubah energi yang dihasilkan poros menjadi energi fluida atau tekanan fluida (kompresor, pompa, *exhaust fan*) dan mesin kerja, yang mengubah energi yang dihasilkan fluida menjadi energi poros, dengan mengekspansi fluida dengan tekanan yang menurun (turbin angin, turbin uap, dan turbin gas).

Di sisi masuk, fluida akan melewati sisi luar sudu runner, menghasilkan pemisahan aliran dan olakan (*wake*), lalu akan melintas pada bagian tengah, menghasilkan vorteks eksentrik (vorteks bebas) dan vorteks paksa (*throughflow*), lalu menuju sisi sudu pada sisi berseberangan, sisi inlet tingkat dua, menghasilkan pemisahan aliran dan olakan. Lebih jauh, komponen-komponen pada mesin-mesin turbo dapat dikategorikan berdasarkan jenis aliran yang melewati rotor, yaitu aksial dan radial. Komponen dengan pola aliran pararel terhadap sumbu putar dikenal dengan komponen mesin turbo dengan aliran aksial. Komponen dengan pola aliran tegak lurus terhadap sumbu putar dikenal dengan komponen mesin turbo dengan aliran radial. Perancangan mesin turbo didasari pada hukum-hukum mekanika fluida dan termodinamika [74], yaitu:

- a. Persamaan Kontinuitas
- b. Persamaan Momentum
- c. Persamaan Energi

Runner cross-flow merupakan salah satu jenis mesin kerja yang memanfaatkan energi kinetik fluida menjadi energi poros, dan berdasarkan dominasi arah aliran fluidanya termasuk dalam klasifikasi turbin impuls. Mesin turbo adalah suatu devias dimana energi disalurkan ke, atau dari fluida yang mengalir secara kontinu oleh

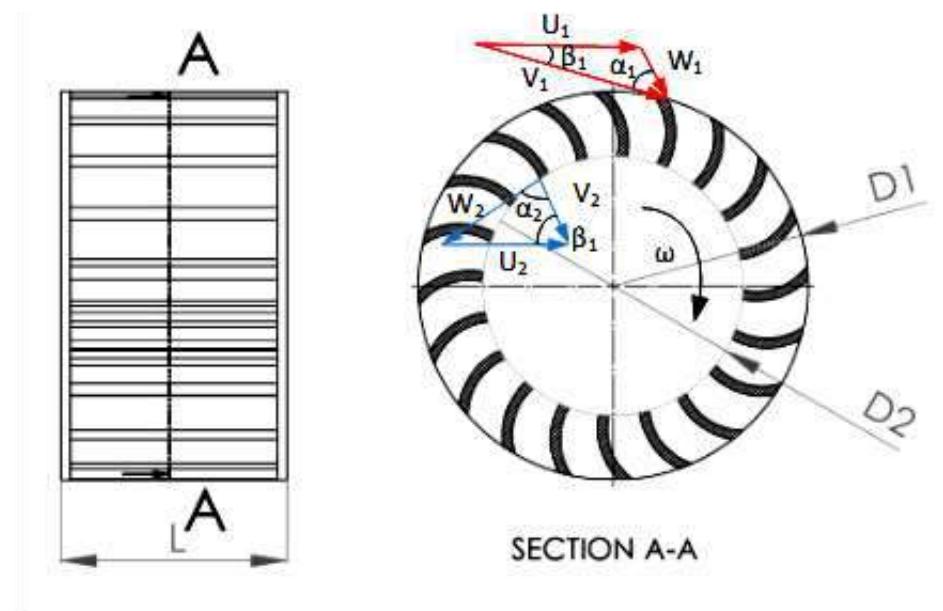
aksi dinamik dari satu atau lebih baris sudu [74]. *Runner cross-flow* merupakan jenis mesin turbo yang unik karena memiliki mekanisme aliran campuran antara aliran aksial dan radial [25]. *Runner cross-flow* merupakan salah satu jenis mesin turbo, dimana fluida kerja dimanfaatkan untuk menghasilkan daya pada runner. *Runner cross-flow* pertama kali dikembangkan oleh Donat Banki [23]. Runner ini bekerja pada tekanan atmosferik, dengan karakteristik kerja yang memadukan prinsip impuls dan reaksi [23]. Pada turbin *cross-flow*, aliran mengalir di dalam runner turbin dalam dua tahap. Pada tahap pertama, aliran masuk dan meninggalkan sudu dengan sudut serang tertentu. Pada tahap kedua, aliran menyeberangi bagian dalam runner, masuk menuju sudu pada bagian yang berseberangan, dan keluar dengan sudut tertentu.



Gambar 2.25. Skema Turbin *Cross-Flow* menurut Banki [23]

Gambar 2.25 menunjukkan skematik penampang dari turbin Cross-flow. Fluida masuk menuju turbin cross-flow menurut perancangan Mockmore dan Merryfield [23] dengan sudut α_1 16° . Sudut β_1 merupakan sudut yang menunjukkan kemiringan sudu, sudut α_2' menunjukkan sudut antara kecepatan absolut dan kecepatan sudu. Perancangan *runner cross-flow* [25], [26], [27], [102], [103] dilakukan berdasarkan beberapa parameter, yaitu: rasio antara diameter luar dan

diameter dalam, sudut masuk fluida (α_1), jumlah sudu, sudut fluida keluar (β_2), sudut kemiringan nosel, lebar nosel, tebal nosel.



Gambar 2.26. Parameter perancangan *runner cross-flow*

Gambar 2.26 menunjukkan penampang dari *runner cross-flow*, dimana perancangannya secara lebih sederhana dipengaruhi oleh beberapa parameter;

1. Sudut serang masuk (α_1)
2. Sudut serang keluar (α_2)
3. Rasio diameter dalam (D_1) dan luar (D_2); (D_2/D_1)
4. Jumlah sudu (n)
5. Rasio tebal runner L terhadap D_2 ; (L/D_2)

Dengan:

$$V = U + W \quad (2.58)$$

Sub-skrip 1 dan 2 menunjukkan fluida masuk dan keluar (tingkat pertama).

Unjuk kerja dari sebuah turbin cross-flow dipengaruhi oleh beberapa parameter

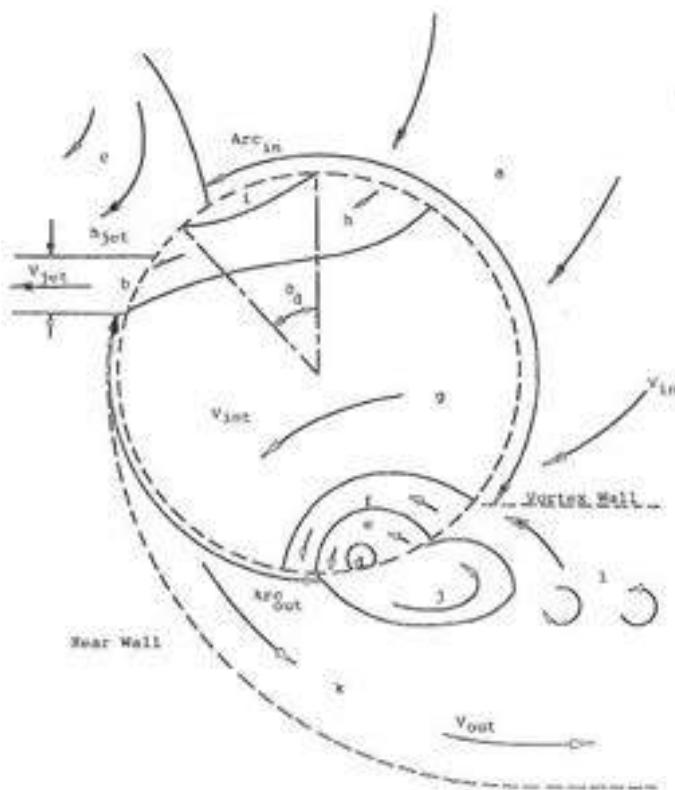
1. Laju alir fluida, Q (m^3/s)
2. Kecepatan angular *runner*, N (rad/s)
3. Tekanan total, p (Pa)

$$\text{Torsi } T \text{ (Nm); } T = r \cdot v_\theta$$

4. Daya masuk P_{in} (Watt) = $T \cdot \omega$
5. Daya keluar, P_{out} (Watt) = $Q \cdot p$
6. Efisiensi, η (%)

$$\eta = \frac{\text{daya output}}{\text{daya input}} = \frac{Q \cdot p}{T \cdot \omega} \quad (2.59)$$

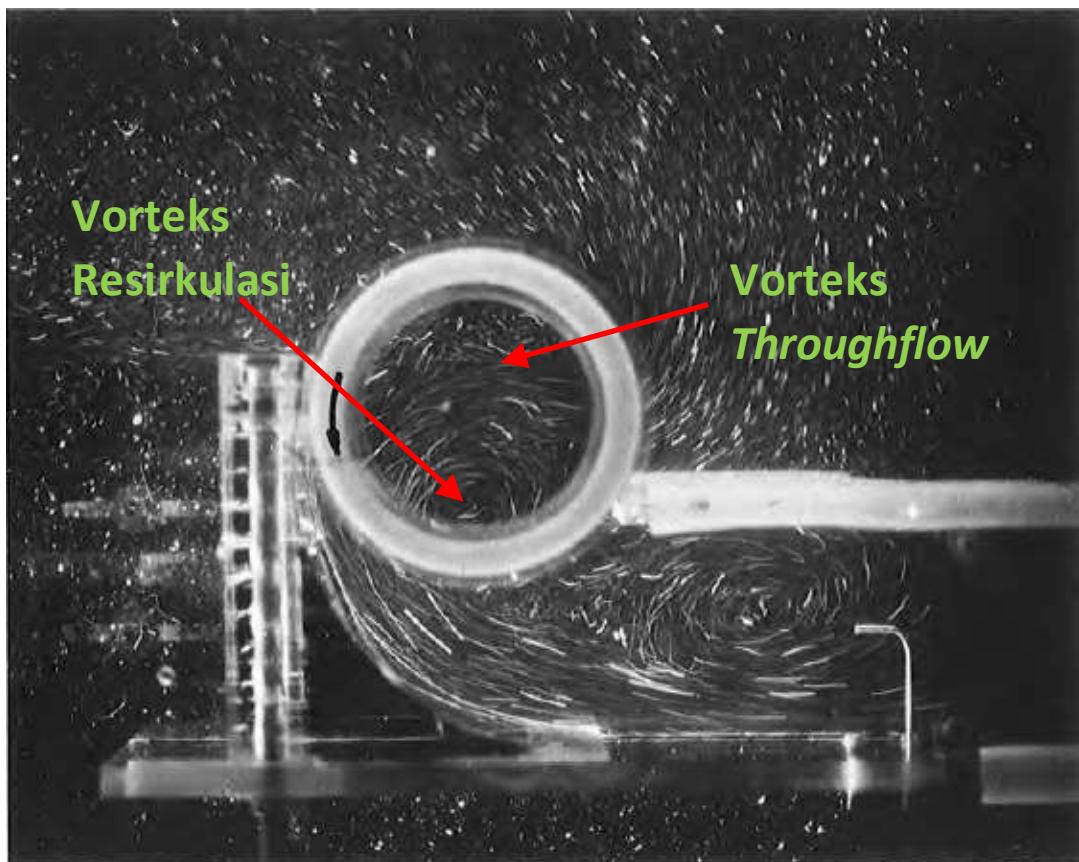
Setelah fluida melewati saluran masuk dari sisi inlet casing, fluida akan berada semakin jauh dari dinding, dengan fluktuasi kecepatan yang meningkat dan menyebabkan terjadinya transfer momentum. Zona aliran dalam *runner cross-flow* oleh Tuckey oleh Gambar 2.27 dengan visualisasi aliran pada Gambar 2.28. Pada bagian dalam *runner cross-flow*, jenis aliran dominan, yaitu vorteks paksa merupakan bentuk dari aliran geser (*shear flow*) dan selanjutnya secara makro menghasilkan resirkulasi aliran pada bagian dalam runner. Resirkulasi aliran ini mengakibatkan terjadinya perpindahan panas yang cukup dominan pada bagian pusat resirkulasi menuju dinding. Dari sudut pandang yang lebih jauh, pada aliran resirkulasi terjadi proses pencampuran (*mixing*) yang dominan, antara skala olakan besar dan kecil sesuai prinsip *cascade energy*. Selanjutnya, proses ini mengakibatkan energi kinetik olakan terdisipasi menjadi panas.



Gambar 2.27. Zona aliran pada sistem *runner cross-flow* [25]

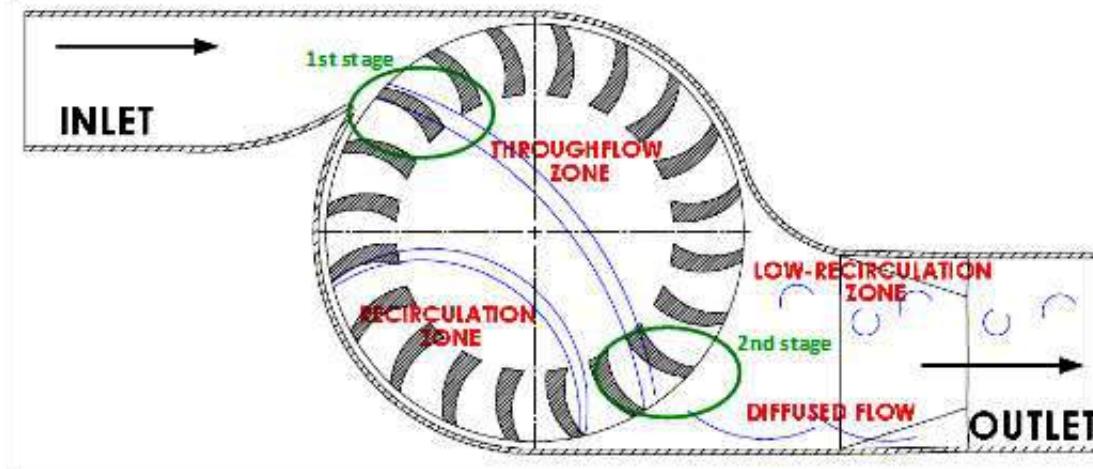
Keterangan gambar

- a) Zona masuk fluida, konvergensi aliran
- b) Discharged jet flow
- c) Aliran yang terpengaruh aliran discharge
Zona dalam runner
- d) Pusat vorteks paksas
- e) Aliran resirkulasi yang berasal dari zona masuk fluida
- f) Aliran balik pada zona keluaran
- g) Aliran *throughflow*
- h) Aliran *throughflow* dari sisi masuk menuju sisi keluar dekat dinding
Zona keluar
- i) Zona aliran dengan energi rendah
- j) Zona resirkulasi turbulen
- k) Aliran terdifusi
- l) Aliran keluar dengan pola resirkulasi rendah



Gambar 2.28. Hasil eksperimen oleh Tuckey pada *runner cross-flow* [25]

Secara lebih sederhana, aliran pada *runner cross-flow* yang terjadi dalam dua tingkat dapat dijelaskan dengan skematik sebagai berikut oleh Gambar 2.29.



Gambar 2.29. Skematik aliran pada *runner cross-flow* dan *casing*

2.7 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (CFD) merupakan metode numerik yang digunakan untuk melakukan prediksi dan analisis suatu aliran fluida, perpindahan kalor, dan fenomena terkait lainnya dengan bantuan komputer [52], [104]. Karena metode CFD melakukan pendekatan matematis aliran yang terjadi sedekat mungkin dengan kondisi aktual, persamaan-persamaan matematika yang digunakan harus sesuai. Pemodelan turbulen merupakan salah satu faktor yang paling penting pada metode CFD [105]. Metode CFD memiliki 3 elemen utama, yaitu:

1. *Pre-Processor*
2. *Solver*
3. *Post-Processor*

2.8 Teori Renormalisasi

Aliran turbulen seringkali terjadi dengan tingkat kerumitan yang sangat tinggi karena terjadi bersama dengan *energy cascade* pada berbagai rentang skala olakan aliran. Hal ini menjadikan persamaan-persamaan matematis dari analisis secara makroskopik, seperti pada model tubulen kebanyakan, menjadi sangat sulit diselesaikan serta tidak lagi mampu memberikan hasil yang cukup baik. Rentang *energy cascade* yang besar menjadikan batas rentang skala olakan sangat besar.

Dengan rentang skala olakan yang besar, analisis dengan menggunakan skala mikroskopik diperlukan karena skala olakan dapat dikelompokan untuk memberikan aproksimasi yang lebih teliti dan berbatas. C_μ Pada skala olakan kecil, analisis mikroskopik dilakukan dengan *cut-off*, yang dikenal dengan teori renormalisasi [106], [107].

Pokok pikir teori renormalisasi berkembang pada *Quantum Electrodynamics (QED)*, karena kebutuhan akan teori perhitungan secara total yang menjadikan kuantitas fisik bernilai tak-hingga. Pada teori ini, kuantitas fisik secara makroskopik yang digantikan oleh objek tertentu dapat menjadikan kuantitas fisik tersebut bernilai hingga dan menghasilkan aproksimasi yang cukup baik. Untuk dapat dilakukan proses penggantian kuantitas fisik tersebut, dilakukan *cut-off* dan skala kuantitas dikarakterisasi pada rentang ini [107].

2.9 Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$

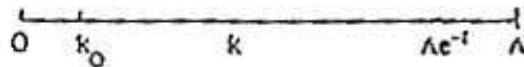
Model turbulen RNG $k-\varepsilon$ merupakan model turbulen dengan dua persamaan transport yang dikembangkan dari model turbulen STD $k-\varepsilon$ dengan menggunakan metode renormalisasi. Metode renormalisasi (*Renormalization Group*) digunakan untuk menghasilkan persamaan transport pada model turbulen. Melalui metode ini dilakukan ekspansi pada kondisi ekuilibrium dengan menggunakan statistik Gaussian sehingga pengaruh dari rata-rata regangan dapat direpresentasikan oleh gaya luar acak [108]. Properti aliran tengah (*Mean flow*) dan pengaruh turbulensi aliran ini di rata-rata [52], [60], [92]. Relasi antara properti turbulen (eddy) terhadap fenomena aliran secara keseluruhan dihubungkan dengan menggunakan hipotesis *Boussinesq*. Hipotesis *Boussinesq* mengungkapkan bahwa transfer momentum yang terjadi pada aliran turbulen terutama disebabkan oleh olakan-olakan aliran turbulen, yang selanjutnya menyebabkan pencampuran antar skala olakan (*turbulent stress*) [97]. Selanjutnya hipotesis *Boussinesq* diterapkan pada relasi antara profil kecepatan aliran tengah dan *turbulent (Reynolds) stress*. Nilai *Turbulent eddy* tidak sama pada setiap posisi, anisotropik. Pada hipotesis *Boussinesq*, nilai ini diasumsikan sebagai nilai yang isotropik. Dengan diterapkannya hipotesis *Boussinesq* pada persamaan Navier-Stokes, pada model yang dikembangkan berdasarkan RANS, (misal model $k-\varepsilon$ dan RNG $k-\varepsilon$) timbul dua persamaan transport

baru untuk diselesaikan. Selanjutnya, viskositas turbulen, μ_T diperoleh sebagai fungsi dari k dan ε . Karena persamaan Navier-Stokes tidak diselesaikan secara langsung, penggunaan prinsip RANS ini menjadikan kebutuhan komputasi juga menjadi lebih rendah.

Model turbulen RNG $k-\varepsilon$ merupakan model turbulen yang mendeskripsikan aliran dengan skala olakan besar melalui persamaan – persamaan transport dan mengaplikasi teori renormalisasi untuk aliran dengan olakan skala-kecil. Pada suatu aliran, dilakukan pengelompokan terhadap skala olakan, yang dapat direpresentasikan oleh kecepatan lokal. Selanjutnya, skala olakan tersebut diterjemahkan dalam bentuk rentang, dari skala olakan besar (dengan kecepatan yang lebih rendah) ke skala olakan kecil (dengan kecepatan yang lebih besar). Tinjauan mikroskopik dilakukan pada rentang skala olakan kecil, dimana teori renormalisasi diterapkan. Hal ini menjadikan teorema Kolmogorov tentang rentang turbulensi menjadi penting.

Gambar 2.30 menunjukkan bahwa pada skala olakan aliran dikelompokkan dari skala olakan besar ke skala olakan kecil, dari 0 hingga λ . Skala olakan pada titik $k_o = 2\pi/L$, merupakan skala olakan besar, dengan energi yang besar. Nilai energi ini menurun seiring dengan bertambah kecilnya skala olakan hingga λ . *Cut-off* dilakukan pada skala olakan $\lambda e^{-1} < q < \lambda$. Hal ini berarti persamaan Navier-Stokes yang digunakan juga mengalami modifikasi. Dilakukannya *cut-off* pada skala olakan kecil menjadikan timbulnya pemodelan sub-grid seperti pada model *Large Eddy Simulation* (LES). Terlepas dari kemiripan dengan model turbulen STD $k-\varepsilon$, konstanta-konstanta pada model RNG $k-\varepsilon$ ditentukan secara spesifik dengan asumsi-asumsi yang berbeda. Perbedaan paling besar terhadap model turbulen STD $k-\varepsilon$ adalah bahwa pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$, aliran dekat dinding dianalisis dengan lebih teliti [108]. Dengan kata lain, proses perhitungan untuk skala olakan kecil ini menjadi terpisah, lebih akurat, dengan prediksi viskositas turbulen yang lebih baik.

DYNAMIC RENORMALIZATION GROUP



Infrared renormalization group—long-distance behavior

1 Remove degrees of freedom
 $\Lambda e^{-l} < q < \Lambda$

2 Rewrite (by rescaling) Navier-Stokes equations as renormalized system for $v^*(k < \Lambda e^{-l})$ with modified viscosity, force, coupling

Gambar 2.30. Rentang skala olakan pada model turbulen RNG k - ϵ [56]

Pada model turbulen ini, viskositas turbulen diprediksi dengan metode iteratif. Nilai untuk viskositas turbulensi ini berpatokan pada perubahan nilai viskositas untuk setiap panjang olakan, bukan hanya panjang olakan seperti yang digunakan untuk prediksi nilai viskositas aliran dengan panjang skala $k_o = 2\pi/L$ hingga Ae^{-l} , menurut persamaan:

$$\frac{dv}{dl} = \frac{A \epsilon l^3}{v(l)^2} \quad (2.60)$$

Dengan $A = \text{konstanta } (1.04E+04)$

Integrasi persamaan diatas, dengan asumsi viskositas turbulen sama dengan viskositas molekuler untuk $l=l_d$ (l_d adalah skala disipasi Kolmogorov, $L/R^{3/4}$);

$$v(l) = v_{mol} \left[1 + \frac{3A\epsilon}{4v_{mol}^3} (l^4 - l_d^4) \right]^{1/3} \quad (l \geq l_d) \quad (2.61)$$

Persamaan tersebut valid untuk batasan bilangan Reynolds;

$$v(l) \sim \left(\frac{3}{4} A \epsilon \right)^{1/3} l^{4/3} \quad (l \gg l_d) \quad (2.62)$$

Melalui persamaan tersebut, untuk bilangan Reynolds yang semakin tinggi, viskositas aliran (viskositas turbulen yang dihasilkan akan berbeda dengan viskositas aliran pada bilangan Reynlods yang lebih rendah). Pada aliran-aliran dimana terjadi pemisahan, aliran sekunder, dan aliran berputar, dengan visksositas turbulen yang cukup dominan, model turbulen RNG k - ϵ mampu memprediksi hasil

yang baik. Dengan diterapkannya prinsip renormalisasi, selanjutnya viskositas total, yang merupakan salah satu karakteristik utama aliran turbulen, dideterminasikan oleh dua variabel, yaitu energi kinetik turbulen k , dan disipasi turbulen, ε dengan persamaan gerak sebagai berikut menurut Yakhot & Orszag [57]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla)k = P - D - \frac{\partial}{\partial x_i} p \bar{v}_i + \nu_o \frac{\partial^2 k}{\partial x_i^2} \quad (2.63)$$

Dengan k adalah energi kinetik turbulen, P adalah suku produksi turbulen

$$P = \frac{\nu_t}{2} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right)^2 \equiv 2 \nu_t \bar{S}_{ij}^2 \quad (2.64)$$

Dan

$$D = \nu_o \left(\frac{\partial v_i'}{\partial x_j} \right)^2 \quad (2.65)$$

Validasi model turbulen $RNG k-\varepsilon$ telah dilakukan pada beberapa aliran spesifik, dengan karakteristik aliran dengan pemisahan, aliran sekunder, dan aliran berputar. Model gemoetri aliran-aliran tersebut adalah *backward-facing step*, *turnaround duct*, *tube with a constriction*, dan *transitional flow past a cylinder* [56]. Pada model $RNG k-\varepsilon$, tidak terdapat parameter yang dapat diatur berdasarkan hasil eksperimen.

Model turbulen $RNG k-\varepsilon$ merupakan model turbulen yang berbasis *RANS* (Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations) dua persamaan, yaitu persamaan k untuk energi kinetik turbulen dan persamaan ε untuk disipasi turbulen [57].

Persamaan transpor k

$$\frac{\partial K}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla)K = \frac{\nu_T}{2} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right)^2 - \bar{\varepsilon} + \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha_K \nu_T \frac{\partial K}{\partial x_i} \quad (2.66)$$

$$\frac{\partial K}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla)K = 0.3(2\bar{S}_{ij}^2)^{1/2} - \bar{\varepsilon} + \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha_K \nu_T \frac{\partial K}{\partial x_i} \quad (2.67)$$

$$\frac{\partial K}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla)K = P - \bar{\varepsilon} + \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha_K \nu_T \frac{\partial K}{\partial x_i} \quad (2.68)$$

Persamaan transpor ε

$$\frac{D\bar{\varepsilon}}{Dt} = \bar{P} - 1.7215 \frac{\bar{\varepsilon}^2}{K} + \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha_\varepsilon \nu \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_i} \quad (2.69)$$

$$\frac{D\bar{\varepsilon}}{Dt} = -1.063 \frac{\bar{\varepsilon}}{K} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - 1.7215 \frac{\bar{\varepsilon}^2}{K} + \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha_\varepsilon \nu \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_i} \quad (2.70)$$

Dalam bentuk yang lebih umum

$$\frac{D\bar{\varepsilon}}{Dt} = -C_{\varepsilon 1} \frac{\bar{\varepsilon}}{K} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{K} + \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha_{\varepsilon} \nu \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_i} \quad (2.71)$$

Sehingga konstanta (default) pada model: [57]

C_{μ}	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	Pr_t	C_{κ}	κ	Ba	S_3
0,0845	1,063	1,7215	0,7179	1,617	0,372	1,161	0,478

Dengan:

- C_{μ} : konstanta pada viskositas total
- $C_{\varepsilon 1}$: konstanta pada suku produksi turbulen pada transport disipasi
- $C_{\varepsilon 2}$: konstanta pada suku disipasi turbulen pada transport disipasi
- κ : konstantan von Kármán
- C_{κ} : konstanta
- Ba : konstanta Batchelor
- S_3 : faktor skewness matriks

Tidak seperti model turbulen berbasis RANS lainnya, konstanta bilangan Prandtl turbulen pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$ merupakan nilainya dapat disesuaikan berdasarkan kebutuhan objek analisis. Penggunaan teori renormalisasi untuk menghasilkan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ beserta persamaan-persamaan atur, termasuk konstanta Vón Karman untuk aliran dekat dinding, menghasilkan koordinat-kordinat dinding sebagai berikut [57]:

$$y^+ = \frac{yu_*}{\nu_o} \quad (2.72)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \quad (2.73)$$

Dengan

- y^+ : jarak ke dinding tak-berdimensi
- y : jarak ke dinding terdekat (m)
- u_* : kecepatan akibat gesekan (*friction velocity*) (m/s)
- u : kecepatan aliran (m/s)

2.10 Bilangan Prandtl Turbulen

Konsep konservasi energi mendeskripsikan bahwa laju energi total pada sistem antara lain dipengaruhi oleh resultan dari jumlah energi (masuk/keluar) sistem oleh transport konveksi dan jumlah energi (masuk/keluar) sistem oleh transport molekular. Pada suatu aliran turbulen, karakteristiknya antara lain ditentukan oleh tingkat disipasi turbulen dan difusivitas turbulen, menurut konsep *cascade energy*. Kecepatan yang lebih tinggi pada olakan skala kecil terdisipasi oleh olakan skala besar yang memiliki inersia lebih besar. Kecepatan tersebut selanjutnya secara konvektif terdisipasi sebagai panas. Transport konvektif yang terjadi pada momentum tersebut, berkali-kali-kali lipat daripada yang terjadi pada skala molekular [91]. Karena perbedaan nilai antara properti, olakan-olakan pada aliran turbulen juga akan terdifusi, sebagai hasil dari gradien temperatur yang berlangsung pada skala molekular. Meskipun demikian, transport skala molekular berupa transport panas karena adanya gradien temperatur juga memiliki pengaruh pada suatu aliran turbulen. Aliran turbulen mampu mengalirkan panas dengan kecepatan setara dengan transport momentum (*turbulence transport heat just as rapidly as momentum*) [91].

Secara umum, transport panas pada suatu aliran terjadi dengan parameter koefisien konduktivitas termal k . Rasio antara konduktivitas termal dengan parameter termodinamika ρC_p dapat digunakan untuk merepresentasikan panas yang dapat disimpan oleh suatu fluida dalam keadaan tertentu (tekanan dan temperatur). Rasio tersebut secara umum dikenal sebagai difusivitas termal χ merupakan rasio antara konduktivitas termal dengan kapasitas panas volumetrik ρC_p yang dihubungkan menurut [109]:

$$\chi = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2.74)$$

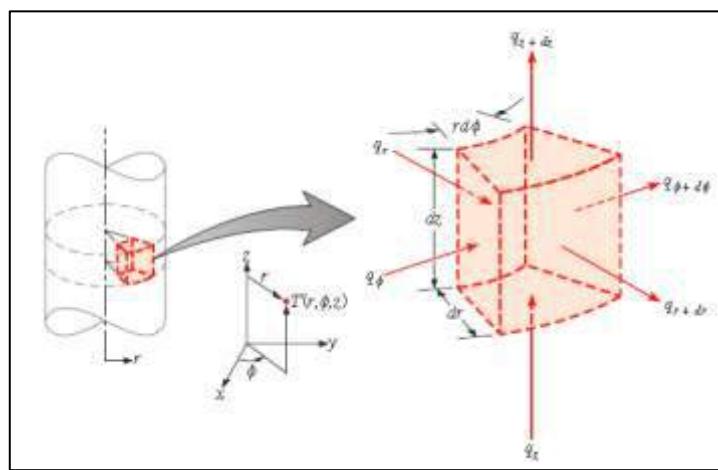
Nilai difusivitas termal yang semakin besar menunjukkan jumlah kalor yang dapat disimpan oleh kondisi fluida tersebut juga semakin besar karena jumlah energi yang terdapat pada setiap volume fluida juga meningkat. Difusivitas merupakan properti aliran yang dipengaruhi oleh posisi, arah dan pergerakan dari elemen fluida, bukan merupakan properti fisik fluida [68]. Difusivitas yang semakin tinggi menunjukkan interaksi olakan skala kecil dan skala besar yang

semakin dominan sehingga panas yang berpindah juga semakin besar. Hal ini juga ditunjukkan melalui persamaan difusi;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.75)$$

Dengan

$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$: laju perubahan energi termal per satuan volume fluida yang merepresentasikan bahwa perpindahan panas per satuan waktu berbanding lurus dengan besarnya panas yang mengalir pada setiap arah i, j , dan k . Untuk koordinat silindris pada Gambar 2.31.



Gambar 2.31. Volume kendali pada proses difusi termal

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.76)$$

Persamaan (2.76) merupakan persamaan difusi dengan koordinat silindris dengan konsep volume kendali seperti pada Gambar 2.31 merepresentasikan bahwa perpindahan panas per satuan waktu berbanding lurus dengan besarnya panas yang mengalir pada setiap arah r, ϕ , dan arah z . Persamaan difusi secara sederhana dapat ditulis dalam bentuk:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \chi \frac{\partial^2 T}{\partial x_i x_i} \quad (2.77)$$

Difusivitas yang terjadi pada suatu aliran turbulen mentransmisikan momentum dan panas. Transport momentum terjadi disebabkan oleh kecepatan aliran secara konvektif, dikenal sebagai difusivitas momentum turbulen ϵ_M , sementara transport panas disebabkan oleh adanya gradien temperatur secara molekular, dikenal

sebagai difusivitas termal turbulen ε_H . Persamaan difusivitas momentum turbulen dan persamaan difusivitas termal turbulen diatur menurut persamaan berikut:

$$\overline{u'v'} = \varepsilon_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.78)$$

Dengan

ε_M : merupakan difusivitas momentum (m^2/s)

$\overline{u'v'}$: fluktuasi kecepatan u dan v

$\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$: parameter perpindahan molekul karena kecepatan

Persamaan difusivitas molekular turbulen sesuai persamaan [72]:

$$\overline{v'T'} = \varepsilon_H \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.79)$$

Dengan:

ε_H : difusivitas termal turbulen (m^2/s)

$\overline{v'T'}$: fluktuasi kecepatan dan temperatur

$\frac{\partial T}{\partial y}$: perpindahan molekul karena temperatur

Sehingga hukum Fourier untuk difusi molekular menjadi:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left[(\chi + \varepsilon_H) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right] = 0 \quad (2.80)$$

Persamaan di atas mendeskripsikan bahwa difusivitas termal turbulen ε_H mempengaruhi transport energi pada suatu aliran, selain difusivitas termal χ . Selanjutnya besarnya difusivitas turbulen yang terjadi juga dapat merepresentasikan karakteristik aliran. Nilai $\varepsilon_H \gg \chi$ terjadi pada zona *fully turbulent region*, sementara nilai $\varepsilon_H \ll \chi$ terjadi pada zona *sublayer* yang sangat dekat dengan dinding. Sehingga nilai konduktivitas termal κ_T :

$$\kappa_T = \rho C_p \varepsilon_H \quad (2.81)$$

Dengan adanya pengaruh dari difusivitas termal turbulen ε_H , fluks kalor turbulen;

$$\dot{q}'' = -\kappa_T \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (2.82)$$

Efektivitas difusivitas momentum dan difusivitas termal turbulen dapat dikorelasikan dengan menggunakan bilangan Prandtl turbulen [70] menurut

persamaan berikut, yang secara fisik dapat direpresentasikan sebagai rasio antara konveksi dan difusi pada suatu aliran turbulen.

$$Pr_T = \frac{\varepsilon_M}{\varepsilon_H} = \frac{\text{konveksi}}{\text{difusi}} \quad (2.83)$$

Secara fisik, bilangan prandtl turbulen tersebut menunjukkan rasio antara viskositas turbulen (ν) dan difusivitas turbulen (χ), disimbolkan sebagai Pr_T [72] seperti yang ditunjukkan pada persamaan

$$Pr_T = \frac{\nu_T}{\chi} \quad (2.84)$$

Dalam bentuk viskositas dinamik μ_T dan konduktivitas termal κ_T

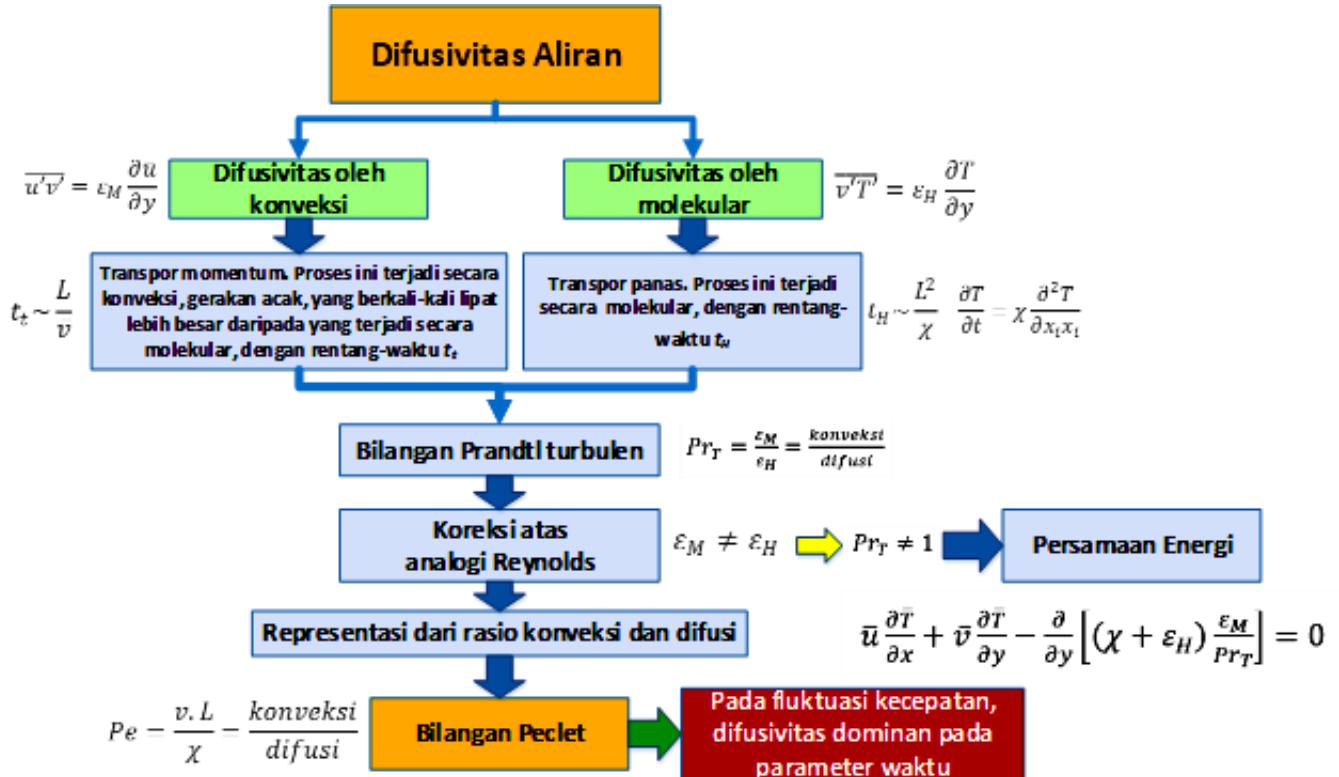
$$Pr_T = \frac{\mu_T C_p}{\kappa_T} = \frac{\varepsilon_M}{\varepsilon_H} = \frac{\nu_T}{\chi} \quad (2.85)$$

Dengan adanya parameter tambahan difusivitas momentum turbulen ε_M , persamaan energi dari hukum Fourier menjadi [72]:

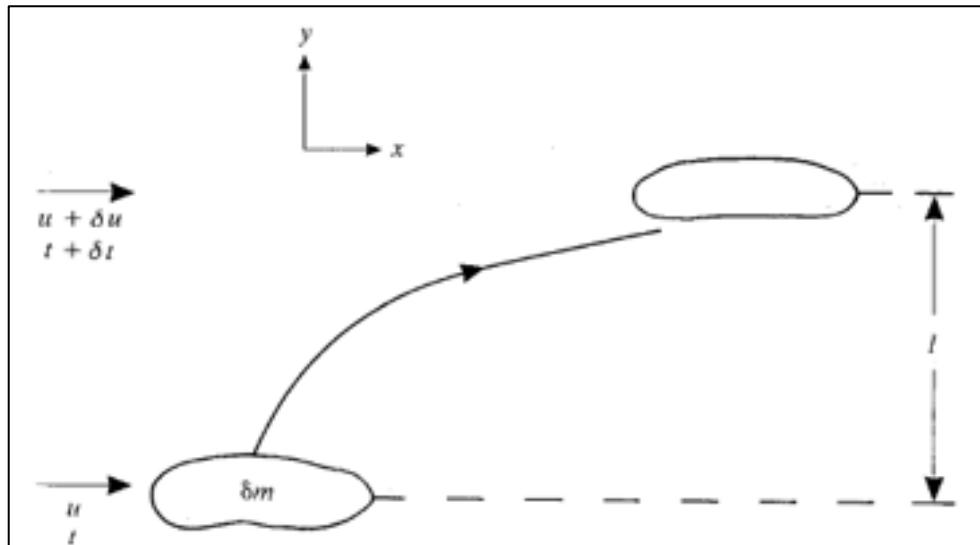
$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left[(\chi + \varepsilon_H) \frac{\varepsilon_M}{Pr_T} \right] = 0 \quad (2.86)$$

Analogi-Reynolds

Alur-pikir pada Gambar 2.32 menjelaskan bahwa konsep klasik, yaitu analogi Reynolds, yang menyatakan keseimbangan nilai antara transport konvektif dan transport difusif pada suatu aliran resirkulasi perlu dikoreksi. Gambar 2.33 mendeskripsikan konsep analogi-Reynolds pada suatu elemen fluida yang bergerak sehingga menghasilkan δl dengan perubahan δu dalam perubahan waktu δt . Pergerakan fluida tersebut menghasilkan perpindahan momentum dan kalor pada arah-y yang independen terhadap proses yang terjadi secara molekular.



Gambar 2.32. Alur-pikir difusivitas termal



Gambar 2.33. Analogi Reynolds, dari [72]

Berdasarkan hukum dinding Von Kármán u^+ , pada proses pergerakan fluida tersebut gaya viskos yang hanya memiliki pengaruh yang sangat kecil sehingga pengaruhnya terhadap viskositas diabaikan. Nilai Pr_T pertama kali dideskripsikan dengan analogi-Reynolds, dimana $Pr_T = 1$ oleh Kays and Crawford, yang

selanjutnya diklarifikasi secara eksperimen menjadi Pr_T sebesar 0,7-0,9 [72], [91]. Pada konsep analogi Reynolds, mekanisme ini diartikan sebagai nilai difusivitas momentum yang disebabkan oleh viskositas setara dengan nilai difusivitas yang disebabkan oleh kalor; nilai bilangan Prandtl turbulen $Pr_T = 1$

$$\varepsilon_M = \varepsilon_H \quad (2.87)$$

$$Pr_T = 1 \quad (2.88)$$

Meskipun nilai ini berlaku umum untuk sebagian besar jenis aliran, *Reynolds analogy* tidak memberikan hasil yang baik untuk aliran pada geometri yang rumit. Hal ini antara lain karena persamaan energi juga menjelaskan bahwa pada proses ini juga terjadi perpindahan kalor konduksi yang terjadi secara molekular – yang berada di luar lingkup konsep analogi Reynolds, sehingga pengaruhnya terhadap tegangan geser viksos dan viskositas tidak lagi dapat diabaikan [72]. Peta pikir konsep bilangan Prandtl turbulen dapat dilihat pada Gambar 2.32. Kedua mekanisme yang berbeda ini menjadikan analogi-Reynolds harus dikoreksi, sehingga

$$\varepsilon_M \neq \varepsilon_H \quad (2.89)$$

$$Pr_T \neq 1 \quad (2.90)$$

Ketidaksetaraan nilai antara difusivitas momentum turbulen dan difusivitas termal turbulen juga terjadi pada aliran yang lebih kompleks, dimana viskositas turbulen dominan terhadap viskositas molekular. Besarnya jumlah kalor yang terdifusi juga menunjukkan intensitas turbulensi terhadap aliran secara umum. Lebih lanjut, nilai bilangan Prandtl turbulen berkembang menjadi nilai yang perlu diperhatikan untuk digunakan pada model turbulen *RANS-based* dimana nilai Pr_T memiliki rentang yang cukup besar [110]. Model turbulen RNG $k-\varepsilon$ merupakan salah satu model turbulen yang mampu mengakomodir pengaturan besarnya nilai bilangan Prandtl turbulen ini. Lebih lanjut, rasio antara konveksi dan difusi pada satu aliran turbulen disimbolkan melalui bilangan Peclet sebagaimana terdapat pada Gambar 2.32. Bilangan Peclet merupakan fungsi dari kecepatan alir v dan skala aliran l sebagai suku konveksi dan difusivitas termal χ .

Menurut A.J. Reynolds (1974) [70], untuk aliran *round jets*, bilangan turbulen Prandtl yang umum digunakan adalah 0,7, sedangkan pada aliran dengan geseran (*shearflow*) sebesar 0,5. Rekomendasi ini didasari pada asumsi untuk nilai bilangan

Prandtl molekular diasumsikan sama dengan satu (atau mendekati satu). Reynolds juga mengungkapkan hasil investigasinya, bahwa prediksi terhadap nilai Pr_T cukup sulit untuk dilakukan, karena nilai dari bilangan ini tidak hanya memiliki nilai yang relatif seragam, namun juga independen terhadap difusivitas molekular dan bilangan Reynolds Re . Akan tetapi, hasil dari beberapa eksperimen yang telah diinvestigasi sebelumnya merekomendasikan bahwa dengan berubahnya nilai Pr_T menyebabkan perubahan nilai Re . Investigasi tersebut dilakukan pada *jet* dan *wake* di udara. Untuk dapat difenisikan nilai Pr_T , dibutuhkan beberapa variabel, yaitu parameter aliran tengah, korelasi geseran kecepatan, serta korelasi kecepatan-temperatur. Tingkat kesulitan yang tinggi untuk mendefinisikan nilai Pr_T dengan akurasi yang sangat tinggi menjadikan prediksi nilai Pr_T pada berbagai eksperimen cenderung berlaku khusus.

Pada persamaan transport model turbulen RNG $k-\varepsilon$ oleh Yakhot dan Orszag [57]. Pada model turbulen tersebut, nilai Pr_T mempengaruhi suku disipasi turbulen pada ruas sebelah kanan, baik pada persamaan transport k maupun pada persamaan transport ε , disimbolkan dalam bentuk inversi dari Pr_T , yaitu sebagai α ($\alpha = Pr_T^{-1}$). Pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$, Yakhot dan Orszag merekomendasikan nilai α dengan rentang 1-1,3929, dengan asumsi bilangan Prandtl molekular $\alpha_o = 1$. Bilangan turbulen Prandtl merupakan metode untuk memodelkan fluks kalor yang sederhana dengan akurasi yang baik [111]. Oleh Yakhot dan Orszag, nilai bilangan Prandtl turbulen dituliskan sebagai bentuk inversi, inverse ($\alpha = Pr_T^{-1}$) untuk memudahkan analisis [112]. Bilangan α ditulis sebagai fungsi dari rasio antara viskositas molekular dan viskositas turbulen sesuai persamaan 2.132.

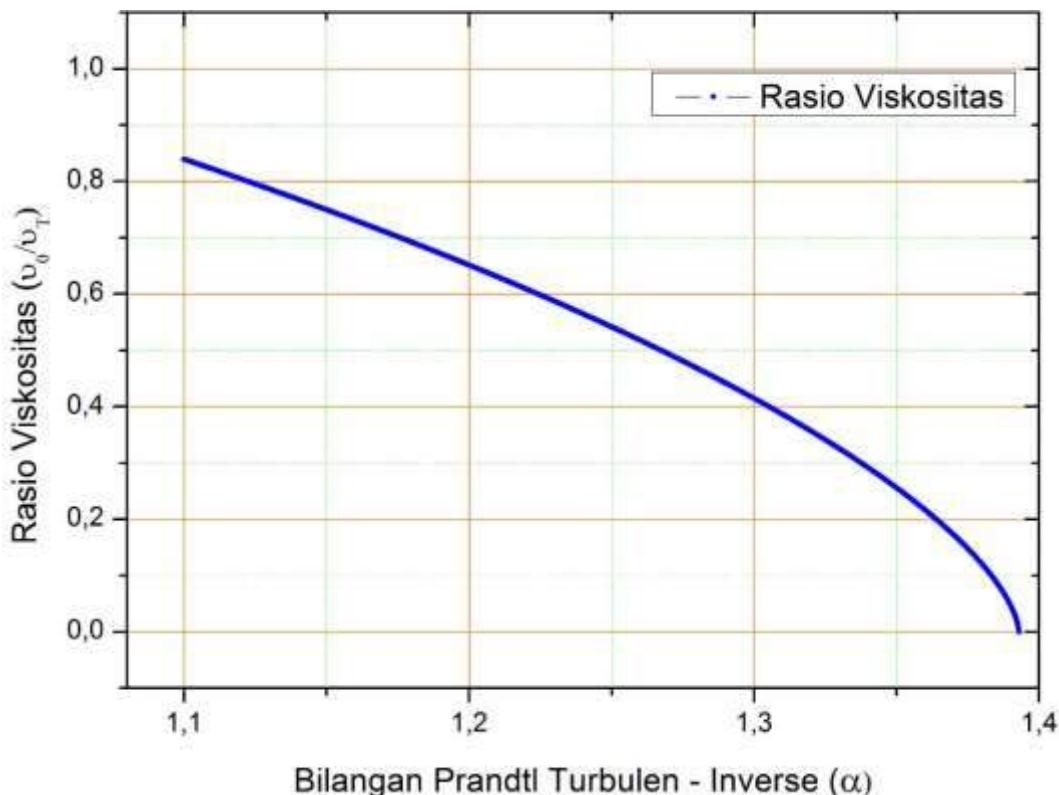
$$\alpha \equiv Pr_T^{-1} = \frac{\chi}{\nu_T} \quad (2.91)$$

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\nu_0}{\nu_T} \quad (2.92)$$

Untuk menyederhanakan analisis, bilangan Prandtl turbulen Pr_T dapat ditulis sebagai bentuk inversi ($1/Pr_T = \alpha$). Konsep inversi ini diaplikasikan pada aliran dengan dominasi difusivitas termal yang mendominasi viskositas turbulen, seperti pada aliran resirkulasi. Turbulensi pada aliran resirkulasi dengan besaran komponen kecepatan variatif, menyebabkan perpindahan panas terjadi, dari bagian

pusat menuju luar. Alur-pikir untuk konsep difusivitas pada aliran turbulen dapat dilihat pada Gambar 2.32.

Mohseni et.al [113] menunjukkan bahwa aliran kritis dengan gaya *buoyancy* yang semakin besar menghasilkan prediksi bilangan turbulen Prandtl (Pr_T) yang semakin kecil, dengan rentang paling besar; $Pr_T = 0.9$ ($\alpha = 1.11$). Berdasarkan asumsi bahwa nilai $\alpha_0 = 1$ (difusivitas termal molekular sebanding dengan difusivitas momentum), maka pengaruh rentang nilai α terhadap ambang viskositas turbulen menunjukkan dominasi viskositas turbulen terhadap aliran tengah.



Gambar 2.34. Grafik α – rasio viskositas

Konsep inversi tersebut juga dapat dijelaskan melalui Gambar 2.34. Pada gambar tersebut, dengan penggunaan nilai $\alpha = 1-1,3929$ ($\delta = 0,0001$ untuk setiap titik) berdasarkan persamaan 2.94, menunjukkan bahwa penggunaan nilai α yang semakin besar menyebabkan ambang viskositas yang semakin kecil. Nilai $\alpha = 1$ menunjukkan $v_T/v_0 = 1$, kesetaraan antara viskositas turbulen dan viskositas molekular. Pada $\alpha < 1$, rasio v_T/v_0 akan membesar, aliran cenderung laminar (viskositas molekular lebih dominan daripada viskositas turbulen). Lebih lanjut, pada $\alpha = 1,3929$, nilai ambang viskositas sangat kecil (5×10^{-9}). Hal ini menjukkan

bahwa pada penggunaan $\alpha > 1,3929$ akan menjadikan rasio viskositas ν_T/ν_0 menjadi sangat besar, $\lim_{\nu_T/\nu_0 \gg \sim}$. Oleh karena itu, untuk prediksi aliran dengan intensitas turbulensi yang tinggi, nilai inversi bilangan Prandtl α harus ditentukan pada rentang 1-1,3929. Konsep-konsep tersebut, dengan aplikasi pada aliran resirkulasi dimana perindahan panas yang terjadi secara molekular yang lebih dominan daripada viskositas turbulen yang terjadi secara konvektif, menjadikan notasi α (bilangan Prandtl rurban – inverse) lebih sesuai untuk digunakan dibandingkan dengan notasi Pr_T (bilangan Prandtl turbulen)

Rentang nilai ini juga sesuai dengan hasil penelitian Weigand et.al [114], dimana nilai bilangan Prandtl turbulen untuk cair atau gas ($\alpha^{-1} = Pr$) ≤ 1 . Nilai bilangan Prandtl turbulen semakin meningkat sesuai jarak fluida ke dinding. Melalui berbagai parameter tersebut, viskositas turbulen juga merupakan karakteristik aliran turbulen yang baik. Menurut hipotesis *Boussinesq*, pada aliran turbulen, viskositas aliran merupakan viskositas total antara viskositas aliran tengah, dimana aliran sudah stabil ditambah dengan viskositas turbulen (ν_T).

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.93)$$

Nilai viskositas turbulen proporsional terhadap kuadrat kinetik energi yang dimiliki aliran dengan disipasi yang terjadi sehingga mengurangi energi kinetik tersebut, dengan konstanta C_μ yang menunjukkan proporsionalitas antara energi kinetik dan disipasi turbulen. Berdasarkan prinsip renormalisasi skala olakan kecil pada model turbulen RNG $k-\epsilon$ pada [57], dimana viskositas aliran total merupakan jumlah dari viskositas aliran tengah dengan viskositas yang dihasilkan oleh olakan skala kecil. Dihasilkan nilai $C_\mu = 0,0837$, yang pada eksperimen 0,09. Secara umum, aplikasi numerikal menggunakan nilai $C_\mu = 0,09$.

Secara partikular, eksperimen terhadap determinasi bilangan turbulen Prandtl Pr_T dilakukan terhadap olakan dan jet (*wakes* dan *jets*) di udara, yang didasari ketersediaan dan kemampuan alat uji [71]. Menurut Reynolds [70], Pr_T merupakan fungsi dari bilangan Prandtl dan Re untuk aliran dengan rentang temperatur dan konsentrasi kecil. Formula empiris untuk mendeterminasikan bilangan Pr_T diungkapkan oleh Malhotra dan Kang (1983) dimana nilai Pr_t sebagai fungsi dari bilangan Prandtl molekular Pr [71]:

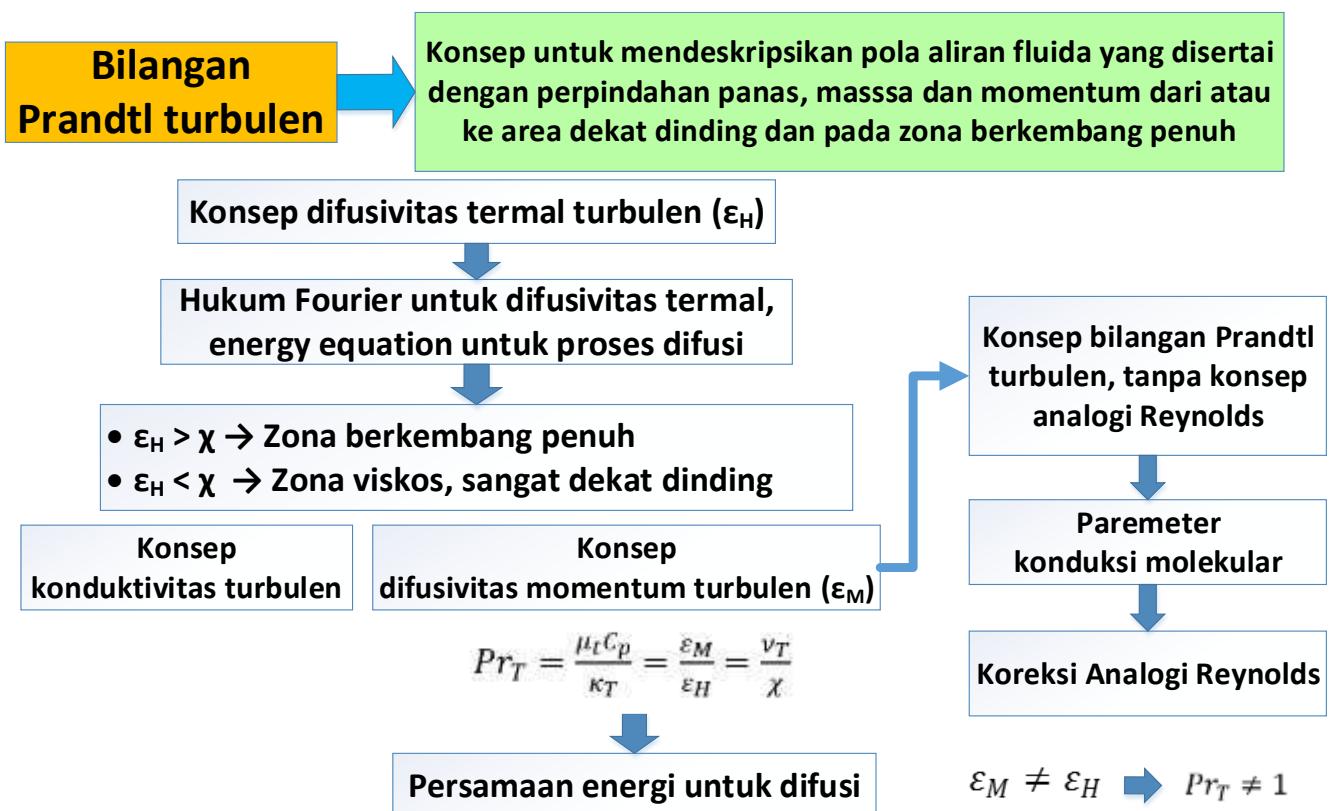
$$Pr_T^{-1} = 0.91 + 0.13 Pr^{0.545}; \quad 0.7 < Pr < 100 \quad (2.94)$$

Secara umum, nilai Pr_t untuk *wake* dan *jets* berada pada rentang 0.5-1.3 [70] Relasi antara disipasi turbulen ε , viskositas turbulen ν , dan difusi molekular χ_0 dari fluktuasi temperatur T terhadap laju disipasi.

$$\frac{\partial}{\partial t} \frac{1}{2} \int T^2(x, t) dx = -\chi_0 \int (\nabla T)^2 dx \quad (2.95)$$

Valid untuk $2.5 \times 10^4 < Re < 10^6$

Alur pikir bilangan Prandtl turbulen dan pengaruhnya terhadap difusivitas ditunjukkan oleh Gambar 2.35.



Gambar 2.35. Alur-pikir bilangan Prandtl turbulen

III. METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dalam beberapa tahapan yaitu:

A. Eksperimen terhadap purwarupa turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a

Eksperimen dilakukan untuk memperoleh data-data fisik; laju alir massa udara, beda tekanan, dan temperatur dari *runner cross-flow*. Turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a merupakan turbin gas mikro dengan satu-tingkat kompresor dan turbin radial. *Runner cross-flow* diletakkan pada bagian depan kompresor, dan digerakkan oleh udara masuk menuju kompresor tersebut. Spesifikasi turbin gas mikro bionergi Proto X-2a.

Sistem utama

- Siklus kerja : satu tingkat
- Jenis kompresor : sentrifugal ($A/R = 0,5$)
 - Diameter inducer : 47,4mm
 - Diameter Exducer : 74,9mm
- Jenis ruang bakar : tubular
- Jenis turbin : radial ($A/R = 0,82$)
 - Diameter : 65mm
- Bahan bakar uji : diesel
- Pendingin : oli

Sistem penghasil daya listrik

- Konverter : *runner cross-flow*
- Generator : DC, 12V, dengan baterai DC

B. Karakterisasi dan pemilihan model turbulen untuk *runner cross-flow*

Sebagai studi awal untuk menentukan model turbulen yang paling sesuai untuk digunakan pada *runner cross-flow* berdasarkan bentuk geometri-geometri sederhana yang dapat merepresentasikan fenomena aliran resirkulasi yang dominan terjadi pada operasi *runner cross-flow*.

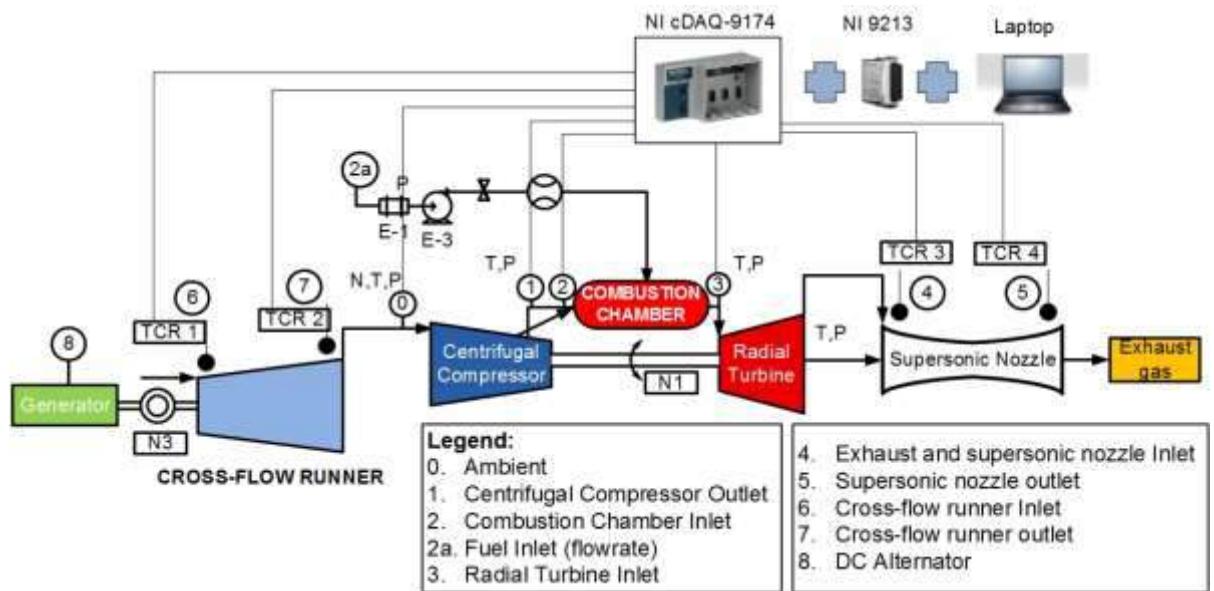
C. Simulasi numerik terhadap *runner cross-flow*

Setelah ditetapkan model turbulen yang akan digunakan, simulasi numerik terlebih dahulu dilakukan untuk menentukan efektivitas nilai bilangan Prandtl turbulen pada geometri-geometri sederhana yang dapat merepresentasikan aliran

resirkulasi pada *runner cross-flow*. Tahap ini dilanjutkan dengan uji ketergantungan *mesh* terhadap model CFD dari *runner cross-flow* untuk menghindari kesalahan numerik model dan menentukan jenis mesh optimum. Simulasi CFD pada *runner cross-flow* dilakukan kemudian berdasarkan data-data hasil eksperimen untuk menentukan bilangan Prandtl turbulen optimum pada *runner cross-flow*.

3.1 Set-up Eksperimen Terhadap *Runner cross-flow* Sebagai Komponen Dari Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a

Gambar 3.1 memperlihatkan skematik sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a berikut dengan legenda komponen-komponennya. Gas hasil pembakaran di ruang bakar (*combustion chamber*) menggerakan turbin radial (*radial turbine*). Selanjutnya, turbin radial menggerakkan kompresor centrifugal (*centrifugal compressor*). Daya mekanis dari sistem ini selanjutnya dikonversi menjadi daya listrik melalui aplikasi *runner cross-flow*. *Runner cross-flow* digerakkan oleh udara masuk kompresor sebagai dengan memanfaatkan efek hisap kompresor. Daya listrik dihasilkan oleh komponen alternator DC (*generator*) yang dihubungkan ke *runner cross-flow* melalui sambungan kopling fleksibel.



Gambar 3.1. Skematik eksperimen turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a

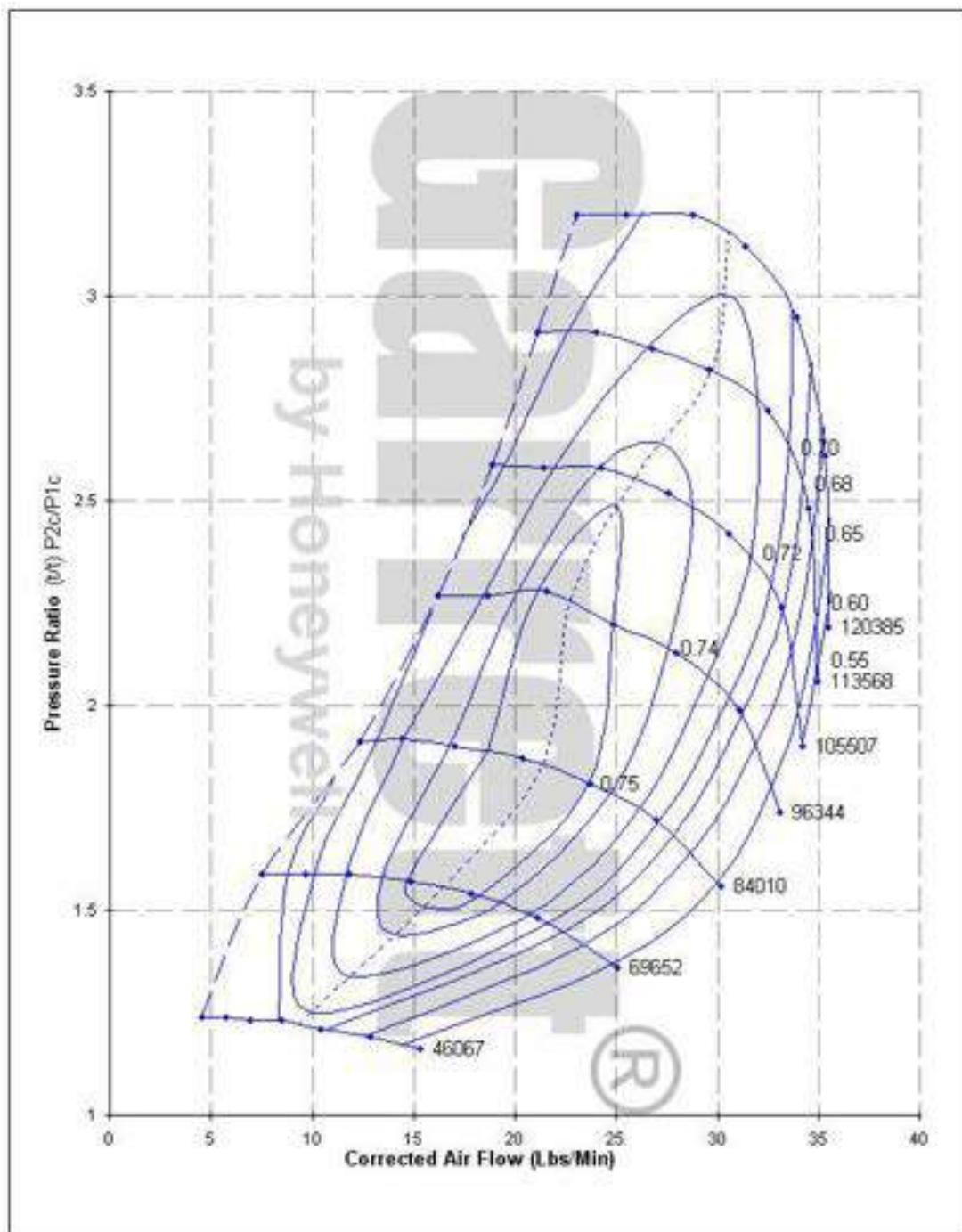
Pengukuran temperatur dan tekanan dilakukan dengan termokopel tipe-K dengan menggunakan data akuisisi National Instrument NI-9213 (temperatur) dan pada 8 titik, yaitu:

- Temperatur dan tekanan lingkungan (T_0, P_0); $T_0 = 27^\circ\text{C}$ dan $P_0 = 1 \text{ atm}$
- Temperatur dan tekanan keluar kompresor (T_1, P_1)
- Temperatur dan tekanan masuk ruang bakar (T_2, P_2)
- Temperatur dan tekanan masuk turbin (T_3, P_3)
- Temperatur dan tekanan keluar turbin tingkat 1 (T_4, P_4)
- Temperatur dan tekanan keluar turbin tingkat 2 (T_5, P_5)
- Temperatur udara masuk dan keluar *runner cross-flow* (T_{CR1}) dan (T_{CR2})

Pengukuran laju bahan bakar dilakukan dengan menggunakan flow meter bahan bakar. Pengukuran kecepatan kompresor (N_1) dan kecepatan *runner cross-flow* dilakukan dengan menggunakan *non-contact fiber optic tachometer*. Data-data hasil eksperimen tersebut merupakan parameter-parameter karakteristik dari sebuah turbin gas mikro. Pengukuran laju massa udara dan efisiensi dari kompresor dilakukan dengan plotting data kecepatan dan rasio tekanan kompresor pada *compressor performance map* seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.2. Secara umum, eksperimen direpresentasikan oleh parameter-parameter karakteristik seperti pada Tabel 3.1, selain parameter-parameter lain.

Tabel 3.1. Parameter-parameter karakteristik sistem

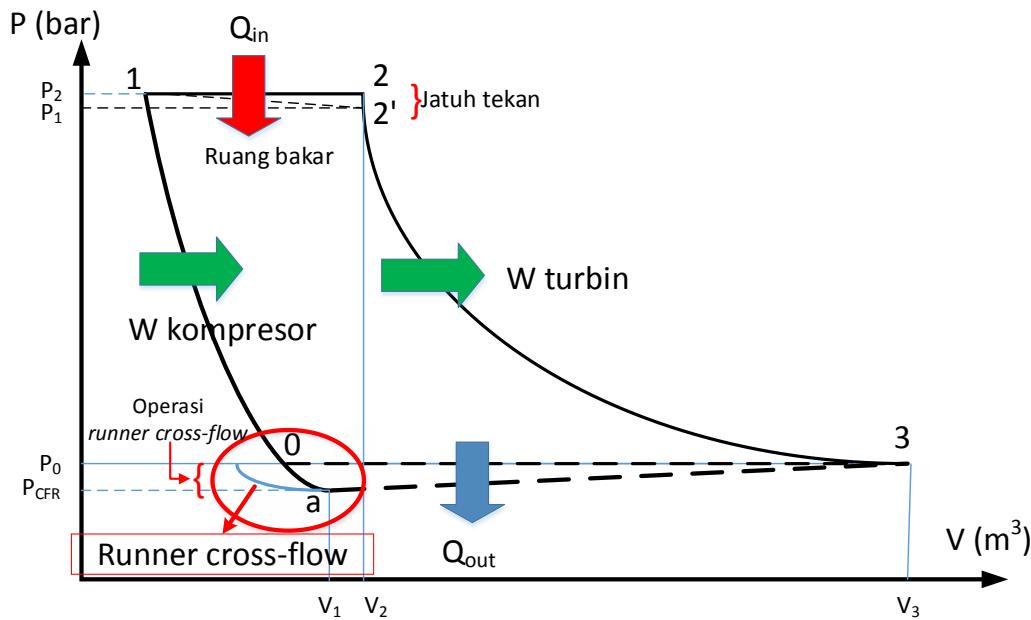
No.	Parameter	Simbol	Satuan
1.	Kecepatan kompresor	N_1	rpm
2.	Rasio tekanan kompresor	P_1/P_0	-
3.	Laju massa udara kompresor	\dot{m}	kg/s
4.	Laju massa bahan bakar	m_f	kg/s
5.	Temperatur masuk turbin (TIT)	T_3	°C
6.	Efisiensi termal sistem	η_{sistem}	%
7.	Kecepatan <i>runner cross-flow</i>	N_3	rpm
8.	Temperatur udara masuk <i>runner</i>	T_{CR1}	°C
9.	Temperatur udara keluar <i>runner</i>	T_{CR2}	°C
10.	Daya <i>runner</i>	P_{CFR}	Watt
11.	Efisiensi <i>runner</i>	η_{CFR}	%



Gambar 3.2. Peta kerja kompresor (diperoleh dari Garrett *Tubocharger*) [85]

Sub-sistem *runner cross-flow*, yang berada pada sisi masuk dari kompresor seperti yang ditunjukkan pada set-up eksperimen pada Gambar 3.1, menjadikan siklus kerja turbin gas, yaitu siklus Brayton yang ditunjukkan oleh Gambar 2.3 mengalami perubahan. Perubahan siklus Brayton menjadi siklus Brayton modifikasi ini ditunjukkan oleh Gambar 3.3. Dengan adanya tambahan *runner*

cross-flow, kondisi sisi masuk kompresor tidak berada pada kondisi lingkungan, tekanan berada dibawah tekanan lingkungan, karena adanya efek hisap dari *runner cross-flow*. Lebih jauh, siklus Brayton tersebut juga tidak menjadi siklus ideal, karena proses dari titik 2 – 3 (masuk dan keluar ruang bakar) secara aktual tidak terjadi secara isobarik karena terjadi jatuh tekan pada ruang bakar.



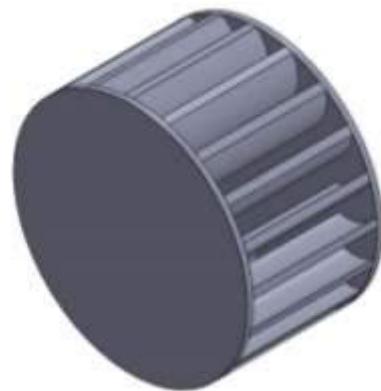
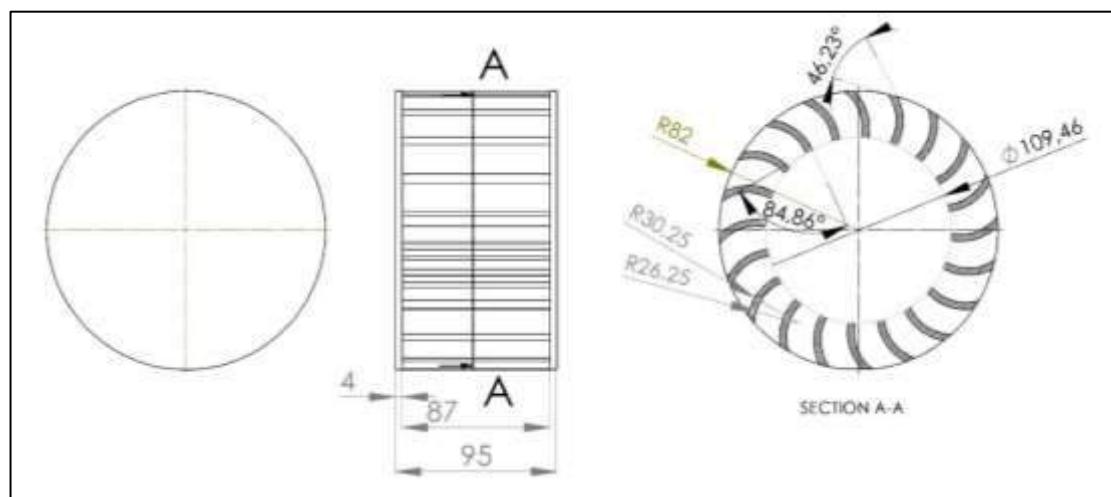
Gambar 3.3. Diagram P-V pada siklus Brayton - modifikasi

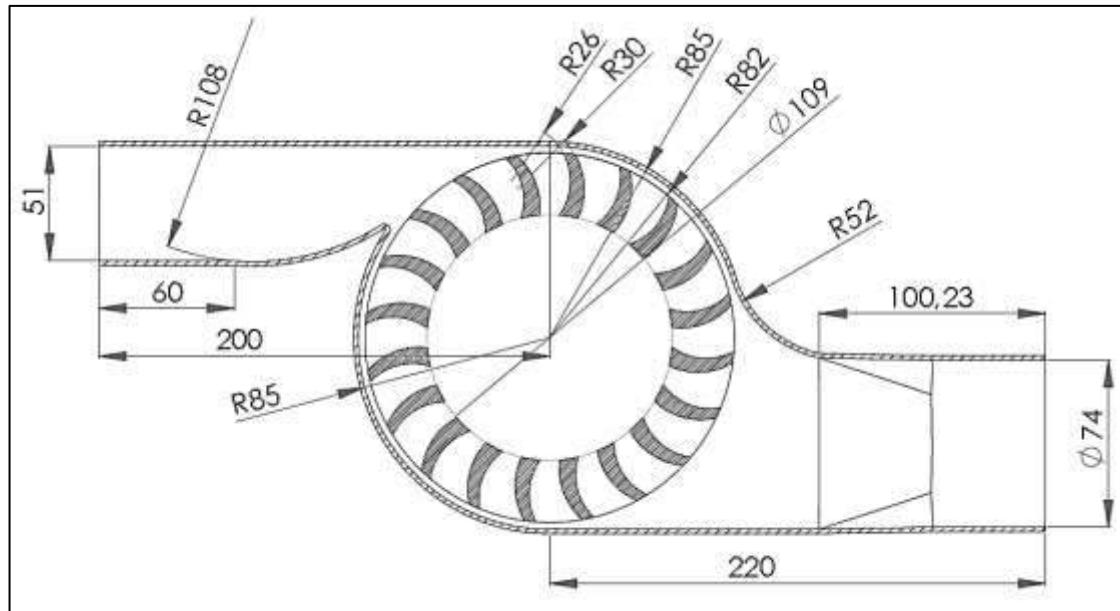
3.2 Model Geometris *Runner cross-flow*

Sub-sistem *runner cross-flow* ini merupakan komponen yang mengkonversi daya mekanis yang dihasilkan oleh turbin gas menjadi daya listrik. Seperti pada skematik eksperimen yang ditunjukkan oleh Gambar 3.1, *runner cross-flow* digerakkan oleh udara masuk kompresor dan dihubungkan ke alternator DC melalui sambungan kopling fleksibel (dan baterai DC sebagai sumber eksitasi energi) untuk dapat menghasilkan daya listrik. Spesifikasi teknis dari *runner cross-flow* ditunjukkan oleh tabel 4. Gambar 3.5 dan Gambar 3.6 memperlihatkan model geometri dan gambar kerja *runner cross-flow*. *Runner cross-flow* tersebut beroperasi dengan menggunakan *casing* dan rangka sebagaimana ditunjukkan oleh Gambar 3.7 dan Gambar 3.8. Termokopel tipe-K yang digunakan untuk pengukuran temperatur dipasang pada sisi masuk dan keluar dari *casing runner cross-flow*.

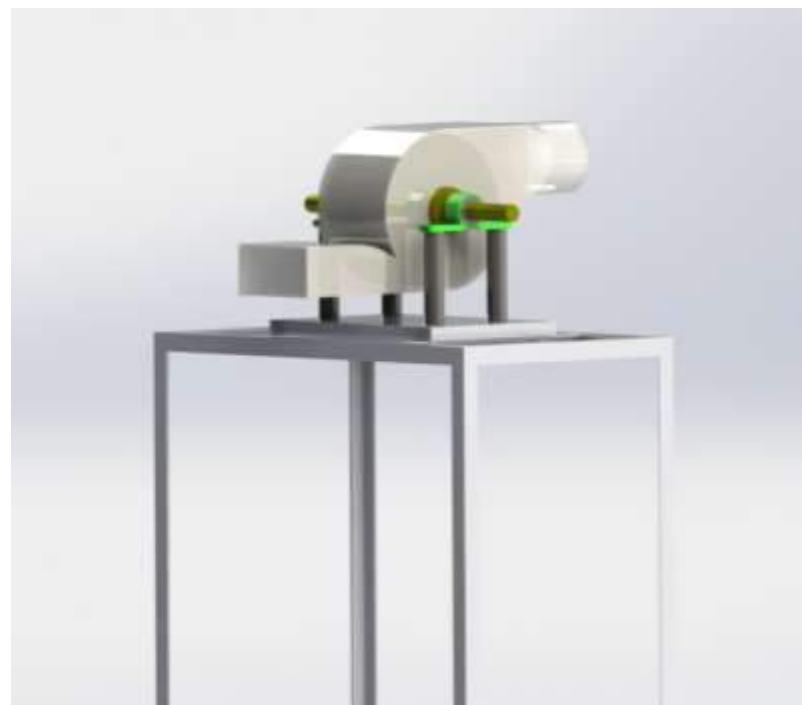
Tabel 3.2. Spesifikasi *runner cross-flow*

No.	Parameter	Satuan	Nilai
1.	Jumlah Sudu	Buah	20
2.	Sudut Serang masuk (α_1)	°	46,23
3.	Sudut serang keluar (α_2)	°	84,86
4.	Diameter Luar, D_1	mm	164
5.	Diameter Dalam, D_2	mm	109,46
6.	D_2/D_1	-	0,66
7.	Tinggi <i>runner</i> (L)	mm	87
8.	L/D_2	mm	0,79

Gambar 3.4. Model 3-dimensi *runner cross-flow*Gambar 3.5. Gambar Kerja *Runner cross-flow*

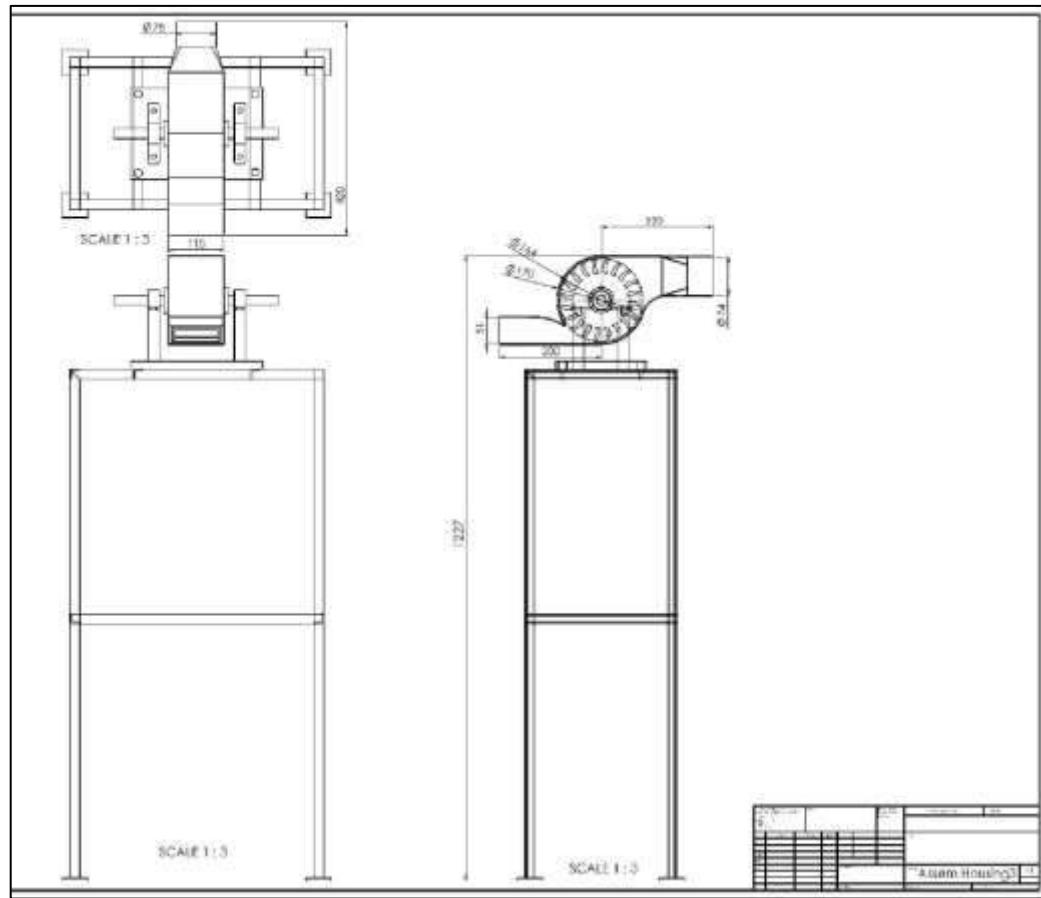


Gambar 3.6. Gambar kerja *runner cross-flow* dan *casing*

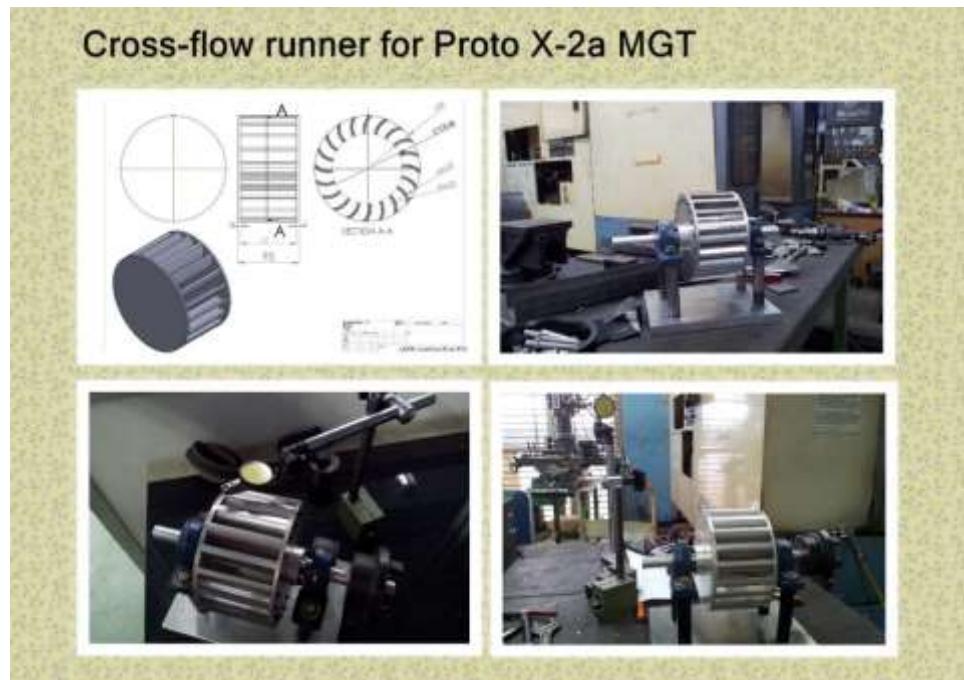


Gambar 3.7. Desain 3D sistem *runner cross-flow*

Proses manufaktur dari *runner cross-flow* secara presisi dengan menggunakan CNC yang ditunjukkan oleh Gambar 3.9 sesuai spesifikasi pada Tabel 3.2. Salah satu kelebihan rancangan *runner cross-flow* pada penelitian ini adalah ketiadaan poros pada bagian dalam runner sehingga tidak menghambat aliran dalam *runner* dari tingkat satu runner menuju keluaran pada tingkat dua.



Gambar 3.8. Gambar kerja sistem *runner cross-flow*



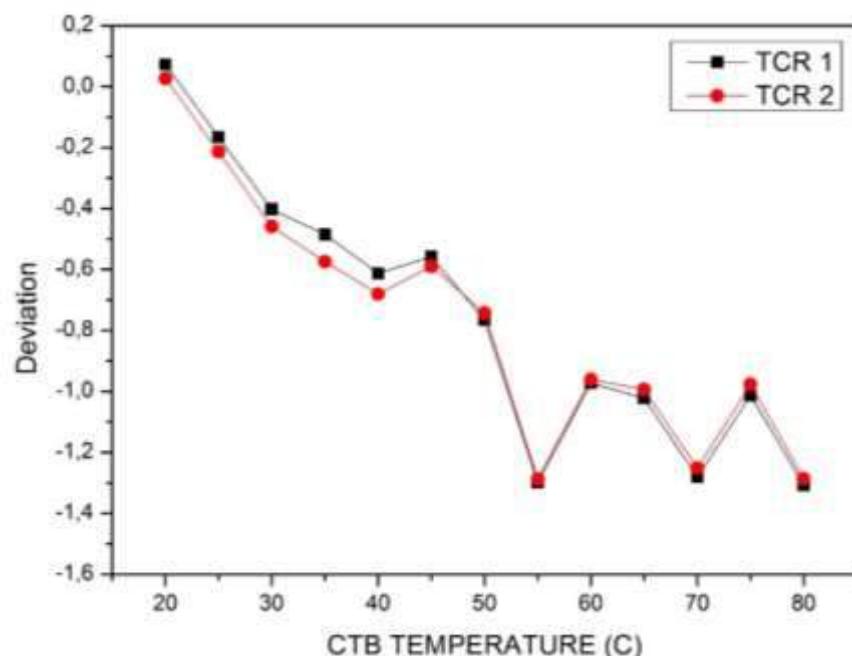
Gambar 3.9. Proses manufaktur *runner cross-flow*

3.3 Kalibrasi Termokopel

Kalibrasi dilakukan terhadap termokopel tipe-K yang digunakan untuk pengukuran temperatur udara masuk (T_{CR1}) dan keluar (T_{CR2}) casing *runner cross-flow*. Kalibrasi dilakukan dengan menggunakan *Circulating Thermostatic Bath* (CTB) dengan fluida kerja air. Temperatur kalibrasi divariasikan dari temperatur 20°C hingga 80°C dengan retang 5°C . Berdasarkan pengolahan data hasil kalibrasi, temperatur yang diukur dengan menggunakan termokopel T_{CR1} *underpredicted* sebesar $0,754^{\circ}\text{C}$ dan pada T_{CR2} *underpredicted* sebesar $0,768^{\circ}\text{C}$. Proses kalibrasi dan hasil kalibrasi termokopel untuk seluruh titik uji ditunjukkan pada Gambar 3.10 dan Gambar 3.11.



Gambar 3.10. Proses kalibrasi termokopel

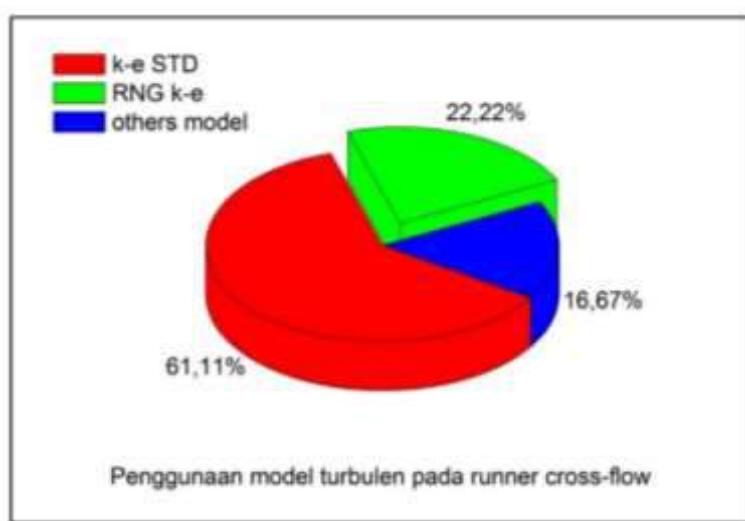


Gambar 3.11. Hasil Kalibrasi termokopel tipe-K

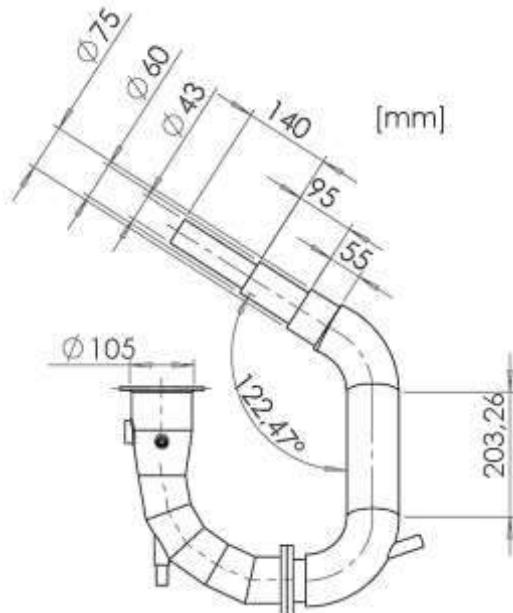
3.4 Karakterisasi Model Turbulen STD $k-\varepsilon$ Dan Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$

Sebagai model turbulen yang paling umum digunakan, perlu dilakukan perbandingan model turbulen STD $k-\varepsilon$ dan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Secara umum, dari beberapa studi penelusuran studi literatur seperti pada Tabel 1.2, simulasi CFD pada *runner cross-flow* sebagian besar menggunakan model turbulen STD $k-\varepsilon$, sebesar 61,11%, sementara penggunaan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ sebesar 22,22% yang secara diagram ditunjukkan oleh Gambar 3.12. Namun, berbagai penelitian yang menunjukkan kelebihan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dibandingkan dengan model turbulen STD $k-\varepsilon$ menjadikan komparasi model perlu dilakukan pada aliran-aliran sederhana yang mampu merepresentasikan fenomena aliran didalam *runner cross-flow*, yaitu fenomena aliran sekunder dan fenomena separasi aliran pada suatu belokan pipa silindris.

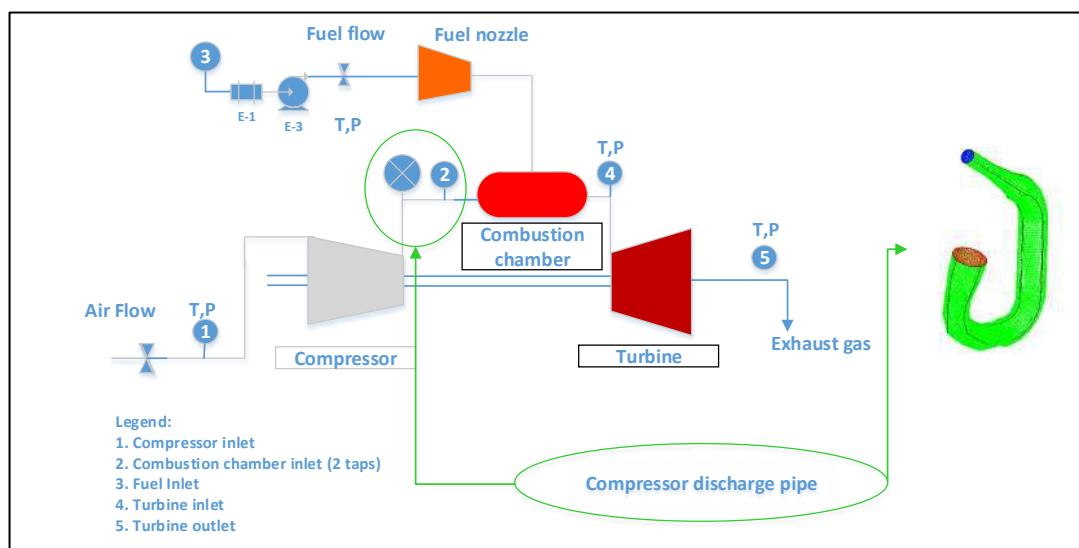
Pipa silindris berbelok yang digunakan pada karakterisasi model turbulen merupakan komponen turbin gas mikro Proto X-2a. Pipa tersebut merupakan penghubung antara kompresor dengan ruang bakar, yang ditunjukkan oleh Gambar 3.13. Pipa silindris yang digunakan memiliki diameter inlet sebesar 43mm sepanjang 140mm, lalu berkespansi menjadi diameter 60mm sepanjang 95mm dan ekspansi menjadi diameter 75mm sepanjang 55mm sebelum menuju belokan dengan sudut 122,47° dan tegak lurus ke arah bawah sepanjang 203,26mm. Pipa tersebut bertugas menyalurkan udara bertekana dari keluaran kompresor menuju ruang bakar yang secara skematis ditunjukkan oleh Gambar 3.14.



Gambar 3.12. Presentase penggunaan model turbulen pada *runner cross-flow*



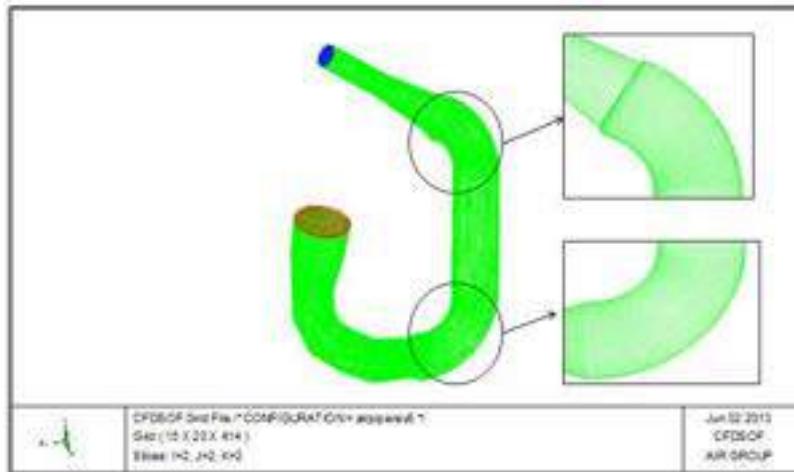
Gambar 3.13. Model geometris pipa silindris berbelok



Gambar 3.14. Skematik pengujian terhadap pipa berbelok

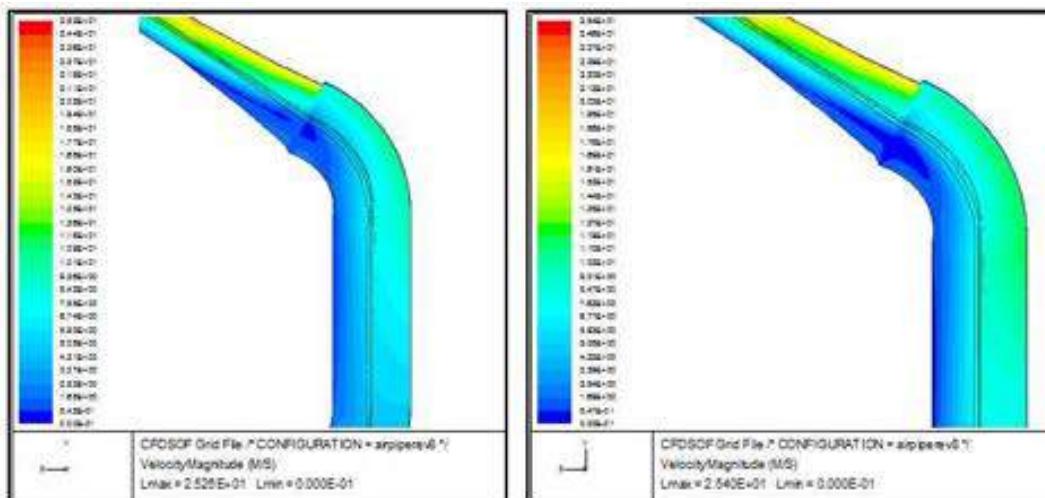
3.4.1. Karakterisasi pemisahan aliran pada belokan pipa

Pemisahan aliran merupakan fenomena aliran yang banyak terjadi pada aliran resirkulasi. Pada belokan pipa, pemisahan aliran terutama terjadi setelah fluida melewati belokan [59]. Model turbulen STD $k-\varepsilon$ dan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dikarakterisasi pada fenomena aliran ini. Simulasi CFD dilakukan secara 3 dimensi dengan jumlah *mesh* $15 \times 20 \times 144$ (139.440 cells) dengan menggunakan CFDSOF. Gambar 3.15 menunjukkan grid komputasi dari pipa silindris tersebut.



Gambar 3.15. Grid komputasi 3D dari saluran keluar kompresor

Untuk menentukan jatuh tekanan, *pressure gage* dipasang pada jarak 150mm dari sisi inlet dan pada 390mm setelah belokan pipa dengan nilai tekanan berturut-turut 0,122 bar (G) menjadi 0,112 bar (G) yang disebabkan karena adanya pemisahan aliran [115]. Berdasarkan data hasil eksperimen pada purwarupa, laju volume udara sebesar 3,5CMM dengan temperatur 55°C. Data-data tersebut menghasilkan bilangan Reynolds masuk pipa sebesar 31.000. Gambar 3.16 menunjukkan bahwa pemisahan aliran terjadi pada sisi sebelah dalam dari belokan, dimana model turbulen *RNG k-ε* memprediksi gradien kecepatan yang lebih besar pada area tersebut dibandingkan model turbulen *STD k-ε*. Gambar 3.17 menunjukkan bahwa simulasi dengan menggunakan model turbulen *STD k-ε* menghasilkan prediksi nilai jatuh tekan yang lebih besar dibandingkan dengan yang diprediksi oleh model turbulen *RNG k-ε*.



Gambar 3.16. Distribusi kecepatan; model turbulen (a) STD $k-\varepsilon$; (b) RNG $k-\varepsilon$

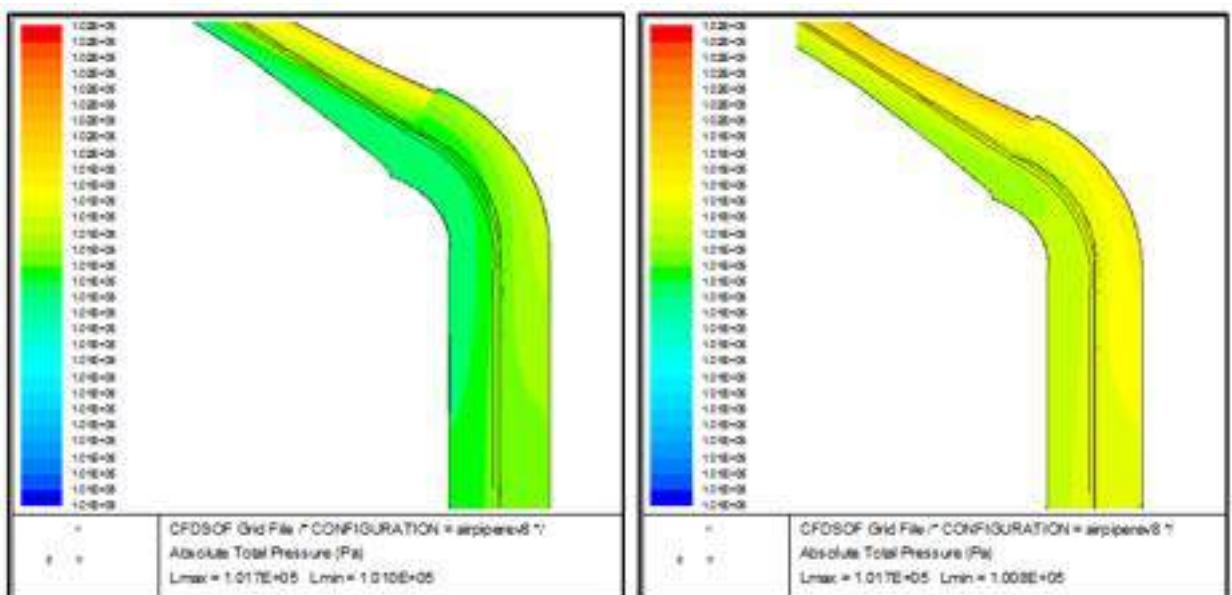
Gambar 3.17 secara umum me-rekonfirmasi prediksi nilai tekanan bahwa pemisahan aliran yang terjadi pada belokan pipa disebabkan oleh adanya gaya sentrifugal yang dialami oleh fluida menuju bagian luar. Dari parameter kecepatan menunjukkan bahwa gradien kecepatan yang terjadi pada pusat belokan pipa yang diprediksi dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ lebih besar dibandingkan dengan yang dihasilkan oleh model turbulen STD $k-\varepsilon$, meskipun secara kuantitatif perbedaan kecepatan yang terjadi cukup kecil, dengan nilai 11,8 m/s dan 11,9 m/s seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.18. Kecepatan yang lebih besar menyebabkan perpindahan momentum yang terjadi juga menjadi lebih besar, yang juga berarti pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$, gaya inersia lebih mendominasi gaya viskos dibandingkan dengan pada model turbulen STD $k-\varepsilon$.

Pada sisi lain, untuk parameter turbulen viskositas efektif, yang ditunjukkan oleh Gambar 3.19, viskositas efektif yang ditunjukkan oleh model turbulen STD $k-\varepsilon$ pada bagian dekat dinding pada kecepatan yang rendah. Hal ini tidak sejalan dengan hasil prediksi untuk kecepatan dan tekanan pada daerah yang sama, dan menunjukkan bahwa model STD $k-\varepsilon$ overprediksi nilai viskositas turbulen, dibandingkan dengan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Lebih jauh, pada suatu aliran turbulen dimana *cascade energy* berperan dominan, energi kinetik aliran dengan viskositas yang lebih tinggi (dengan skala olakan yang lebih kecil) terdisipasi oleh aliran dengan viskositas yang lebih rendah (dengan skala olakan yang lebih besar). Konsep ini sejalan dengan yang ditunjukkan oleh model turbulen RNG $k-\varepsilon$.

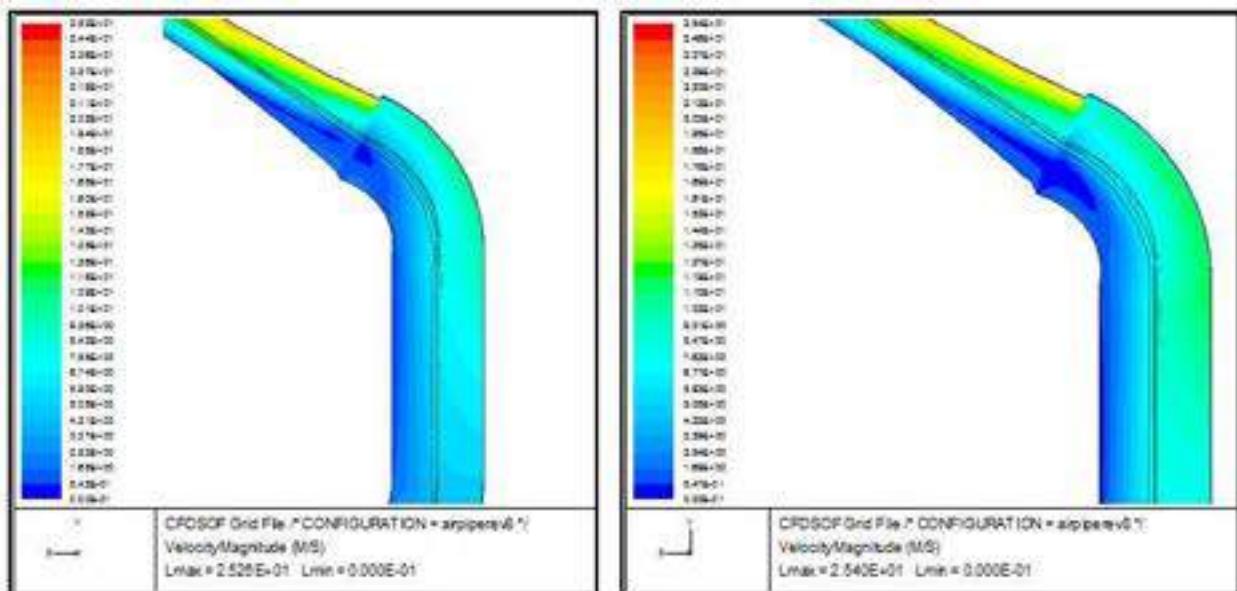
Pada parameter energi kinetik turbulen seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.20, kedua model menunjukkan adanya penurunan energi kinetik turbulen pada bagian dekat dinding [71]. Pada nilai maksimum, model turbulen RNG $k-\varepsilon$ memprediksi $2,85 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pada jalur vertikal setelah belokan sementara model turbulen STD $k-\varepsilon$ memprediksi $4,22 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pada daerah menuju belokan. Dengan konsep energi kinetik turbulen yang merepresentasikan fluktuasi aliran, maka lokasi energi kinetik yang ditunjukkan oleh model turbulen RNG $k-\varepsilon$ lebih rasional dibandingkan hasil yang diprediksi oleh model turbulen STD $k-\varepsilon$. Hal ini sekaligus sejalan dengan parameter viskositas efektif yang semakin rendah setelah melewati belokan.

Ketika terjadi proses *cascade energy*, penurunan energi kinetik dikonversi sebagai kenaikan temperatur, atau dengan kata lain aliran turbulen terdisipasi. Laju disipasi yang semakin besar juga dapat merepresentasikan intensitas turbulen yang terjadi. Kedua model mampu merepresentasikan konsep ini dengan tingkat disipasi yang lebih tinggi terjadi pada belokan yang ditunjukkan oleh Gambar 3.21.

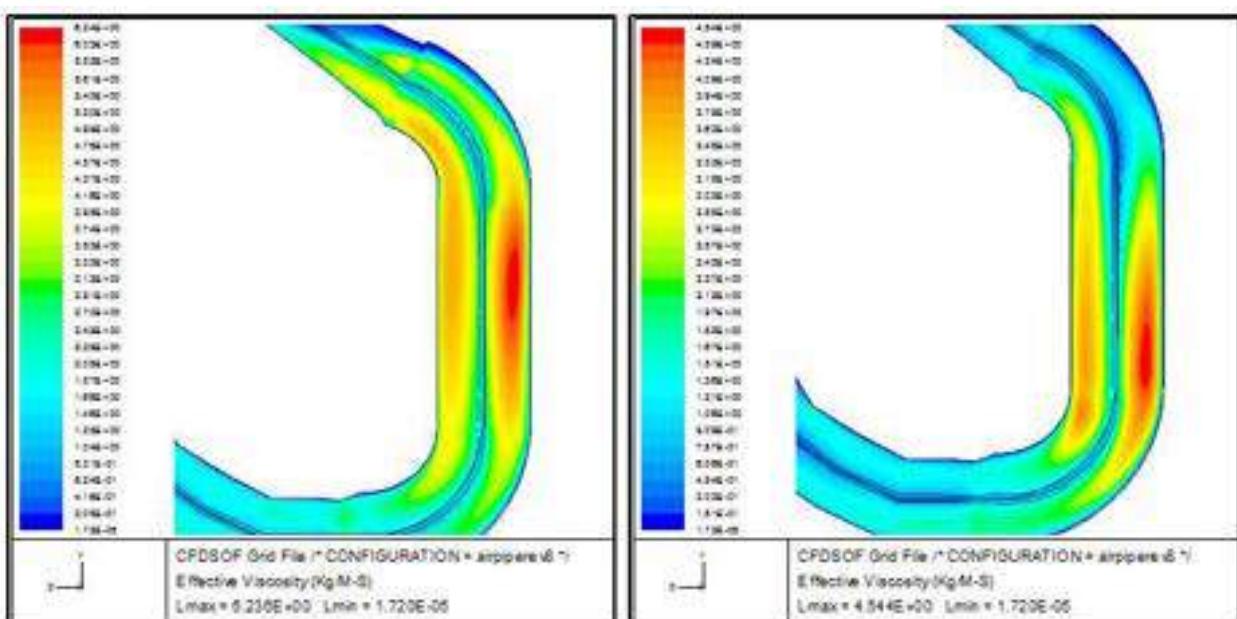
Komparasi model turbulen STD $k-\varepsilon$ dan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ pada pemisahan aliran pada belokan pipa menunjukkan bahwa untuk sebagian besar parameter aliran turbulen, model turbulen RNG $k-\varepsilon$ menunjukkan hasil prediksi yang lebih rasional berdasarkan sifat-sifat fisik aliran turbulen. Dengan demikian, model ini lebih sesuai untuk aplikasi pada aliran dengan pemisahan yang disertai aliran sekunder.



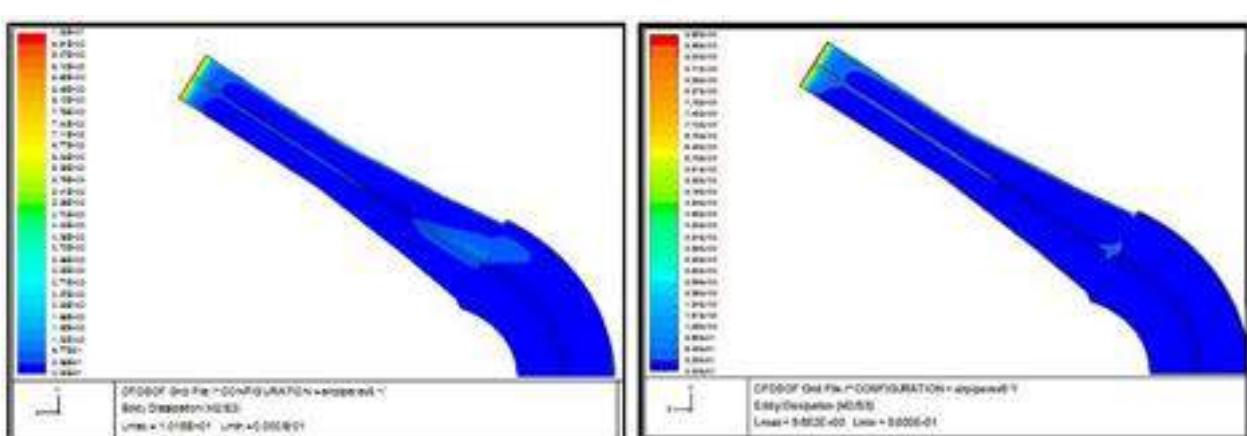
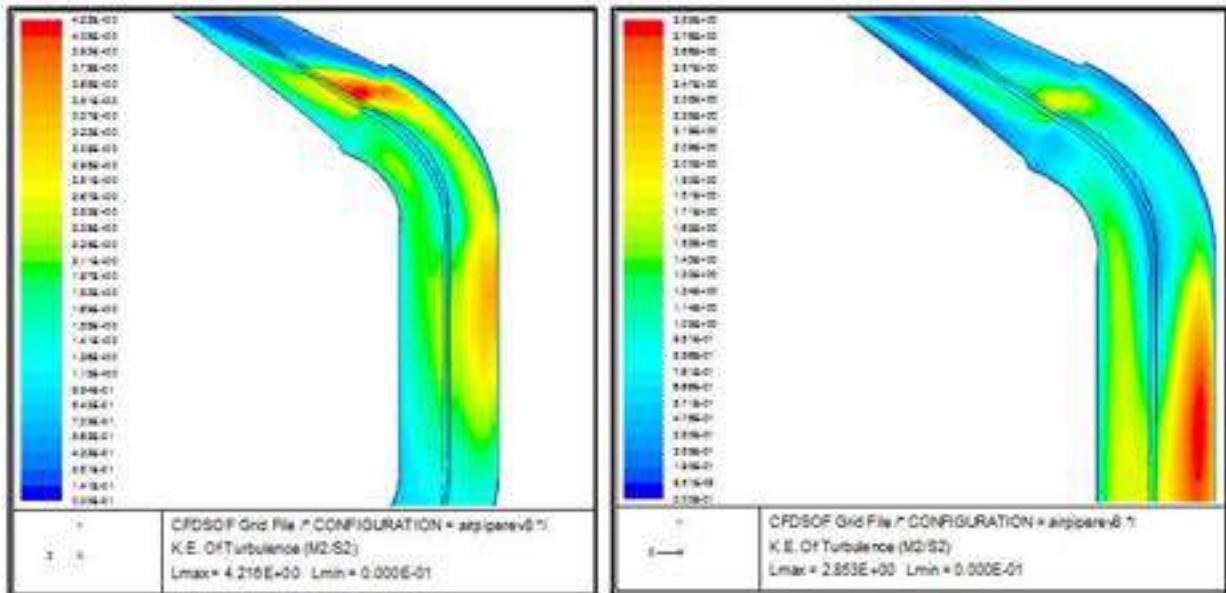
Gambar 3.17. Distribusi tekanan; model turbulen (a) STD $k-\varepsilon$; (b) RNG $k-\varepsilon$



Gambar 3.18. Distribusi kecepatan; model turbulen (a) STD k- ϵ ; (b) RNG k- ϵ



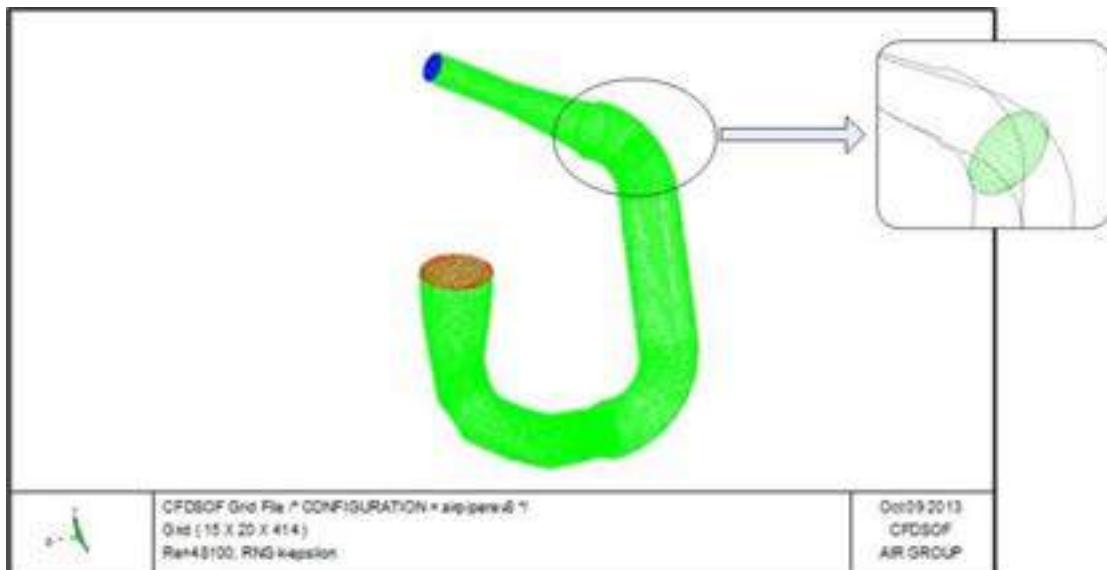
Gambar 3.19. Viskositas efektif (a) STD k- ϵ dan (b) RNG k- ϵ



3.4.2. Karakterisasi model turbulen pada aliran sekunder belokan pipa

Sebagai kelanjutan dari sub-bab 3.4.1, komparasi karakteristik model turbulen STD $k-\epsilon$ dan model turbulen RNG $k-\epsilon$ pada pipa silindris, analisis dilakukan pada penampang melintang dari belokan pipa yang didominasi oleh aliran sekunder [116]. Aliran sekunder pada penampang pipa tersebut antara lain terjadi karena adanya jatuh tekan dengan pola aliran berputar (*swirl*) karena gaya sentrifugal yang dialami oleh aliran [92], [117]. Intensitas aliran sekunder ini antara lain dapat direpresentasikan oleh bilangan Dean [118], [119], [120]. Aliran

sekunder pada belokan pipa juga dapat menimbulkan turbulensi aliran, seperti pada penelitian yang dilakukan oleh Speziale et.al [100].



Gambar 3.22. Grid Komputasi dan penampang pada belokan pipa

Maka, analisis secara numerik terhadap aliran sekunder sebagai komparasi antara model turbulen yang sangat umum digunakan, yaitu model turbulen STD $k-\varepsilon$ dan RNG $k-\varepsilon$ pada variasi bilangan Reynolds udara ketika keluar kompresor. Analisis dilakukan pada penampang melintang di belokan pipa keluar kompresor. Grid komputasi pada pipa silindris tersebut ditunjukkan oleh Gambar 3.22, dengan gambar detail merupakan potong melintang pada belokan yang digunakan dalam analisis fenomena aliran sekunder. Data-data bilangan Reynolds dihasilkan dari pengolahan data hasil eksperimen terhadap prototipe Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2. Analisis dilakukan secara numerik dengan metode CFD. Bilangan Reynolds masuk yang diperoleh dari data hasil eksperimen, divariasikan menjadi dua jenis, yaitu 40900 dan 48100. Bilangan Dean (De) ditunjukkan oleh persamaan berikut:

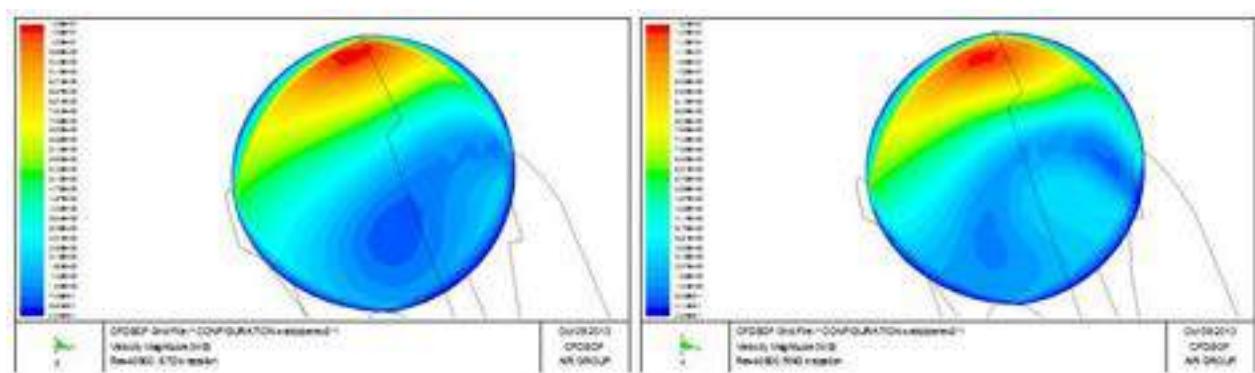
$$De = Re \left[\frac{D}{R_o} \right]^{1/2} \quad (2.99)$$

Dengan $\left[\frac{D}{R_o} \right]$: rasio diameter pipa dan belokan (δ), < 1

Tabel 3.3. Bilangan Reynolds dan bilangan Dean pada belokan pipa

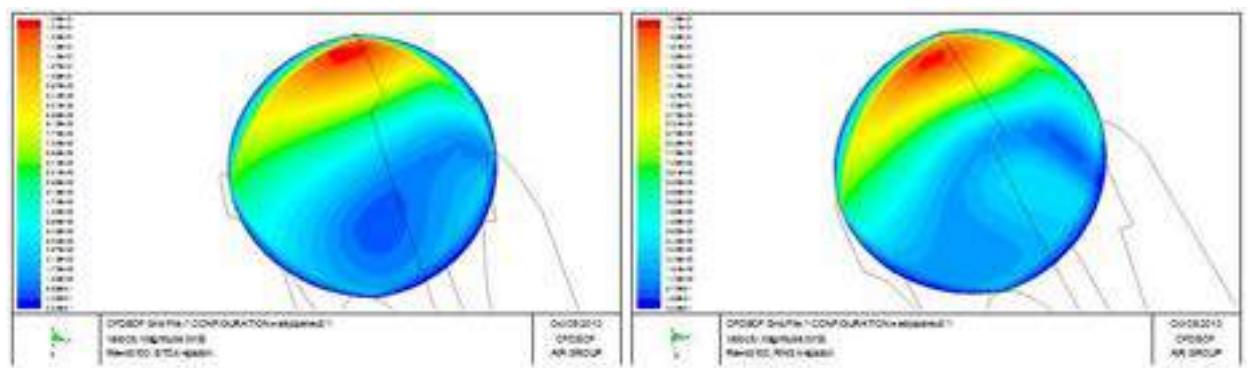
Inlet Re	$k-\varepsilon$ STD		$k-\varepsilon$ RNG	
	Re	De	Re	De
40900	2,73 E+04	25.549	3,6 E+04	34065
48100	3,61 E+04	34065	4,55 E+04	42581

Pada Inlet Re = 40900



Gambar 3.23. Re inlet = 40900 (a) STD $k-\varepsilon$ dan (b) RNG $k-\varepsilon$

Pada Inlet Re = 48100



Gambar 3.24. Re inlet = 48100 (a) STD $k-\varepsilon$ dan (b) RNG $k-\varepsilon$

Untuk setiap bilangan Reynolds masuk, prediksi model turbulen RNG $k-\varepsilon$ selalu menunjukkan nilai kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang diprediksi oleh model turbulen STD $k-\varepsilon$, dengan presentase 10% -15%, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.23 dan Gambar 3.24. Tabel 3.3 menunjukkan bahwa untuk bilangan Reynolds yang sama, bilangan Reynolds lokal dan bilangan Dean yang diprediksi oleh model turbulen RNG $k-\varepsilon$ lebih besar dibandingkan dengan

yang diprediksi oleh model turbulen STD $k-\varepsilon$. Hal ini menunjukkan bahwa model turbulen RNG $k-\varepsilon$ mampu memprediksi fenomena aliran sekunder dengan intensitas yang lebih besar.

Secara umum, kedua model menunjukkan terjadinya aliran sekunder, dengan kecepatan tertinggi terjadi pada bagian luar pipa. Ini terjadi karena adanya gaya sentrifugal yang dialami oleh aliran [100]. Ketika gaya sentrifugal dominan mempengaruhi aliran dan menjadikan fluida bagian luar bergerak dengan kecepatan yang lebih tinggi, fluida yang berada dekat dinding sebelah atas dan bawah juga akan bergerak menuju dinding, dengan arah yang berlawanan, sehingga menghasilkan dua buah vorteks aliran menuju aliran sekunder [121].

Gambar 3.23 dan Gambar 3.24 juga menunjukkan bahwa aliran sekunder ditunjukkan dengan arah sumbu-x negatif. Dengan sisi masuk udara yang tidak simetris penuh dan membentuk sudut 122° terhadap sumbu vertikal seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.15, secara umum vorteks distribusi kecepatan pada penampang melintang yang diprediksi oleh model RNG $k-\varepsilon$ lebih rasional, karena adanya gaya gravitasi yang mempengaruhi aliran ke arah sumbu-y. Prediksi kecepatan pada penampang belokan tersebut sejalan dengan besarnya bilangan Reynolds lokal dan bilangan Dean, fenomena aliran yang diprediksi oleh model turbulen RNG $k-\varepsilon$ lebih rasional daripada yang diprediksi oleh model turbulen STD $k-\varepsilon$ meskipun membutuhkan waktu komputasi yang lebih lama dengan daya komputasi umum.

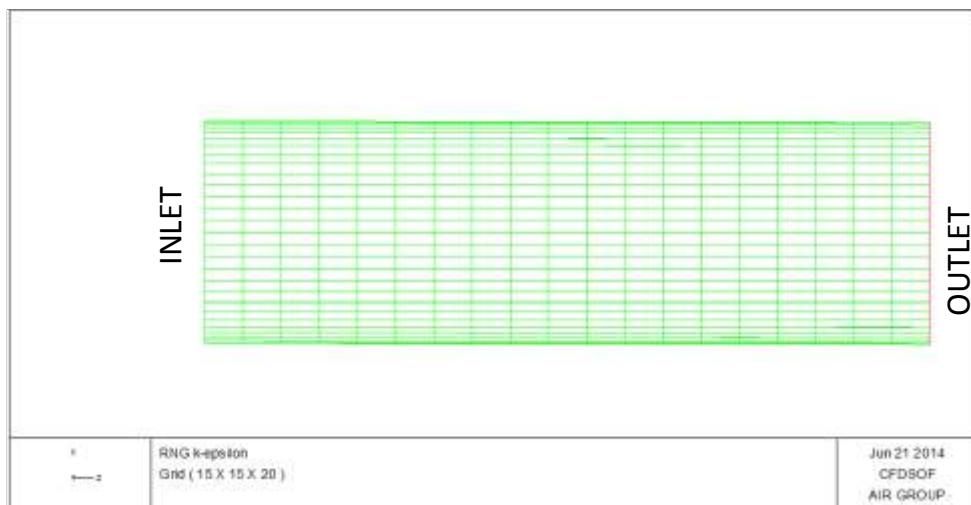
3.5 Validasi Model Turbulen RNG $k-\varepsilon$ Terhadap Aliran-Aliran Spesifik Pada Variasi Bilangan Prandtl Turbulen - Inverse

Hasil karakterisasi antara model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dan model turbulen STD $k-\varepsilon$ pada pemisahan aliran dan aliran sekunder pada pipa silindris yang disajikan pada sub-bab 3.4, model turbulen RNG $k-\varepsilon$ lebih mampu merepresentasikan aliran sekunder dan aliran dengan pemisahan. Fenomena-fenomena aliran tersebut juga terjadi pada aliran *runner cross-flow*. Untuk analisis lebih jauh, maka pada sub-bab 3.5 dilakukan validasi aliran-aliran spesifik, pada pipa lurus hingga pipa silindris berbelok, dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$, dengan variasi bilangan Prandtl turbulen. Hal ini juga dilakukan untuk melakukan analisis terhadap

efektivitas bilangan Prandtl turbulen terhadap aliran yang terjadi pada *runner cross-flow*, yaitu aliran dengan resirkulasi.

3.5.1. Variasi Nilai α Pada Pipa Lurus Dengan Variasi Bilangan Reynolds

Variasi nilai bilagan turbulen Prandtl-inverse α dilakukan terhadap sebuah pipa lurus dengan diameter 43mm dan panjang 140mm; yang merupakan dimensi pipa keluar kompresor dari turbin gas mikro Proto X-2a. Simulasi CFD yang dilakukan dengan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dilakukan untuk mengetahui efektivitas nilai α pada sebuah aliran turbulen sederhana. Nilai α divariasikan menjadi 3 jenis, yaitu 1; 1,1; 1,2 dan 1,3 sesuai dengan hipotesis penelitian pada sub-bab 1.6. Simulasi dilakukan secara tiga dimensi pada dua bilangan Reynolds, $Re = 40900$ dan $Re = 48100$. Grid dari model CFD ditunjukkan pada Gambar 3.25. Dimana fluida (udara) masuk melalui sisi sebelah kiri (inlet) dan keluar melalui sisi sebelah kanan (outlet).



Gambar 3.25. Model CFD pipa lurus

3.5.2. Variasi Nilai α pada pipa silindris berbelok

Selain pada pipa lurus, investigasi efektivitas nilai α juga dilakukan pada bentuk geometri yang lebih rumit. Sesuai dengan karakteristik model turbulen $RNG k-\varepsilon$ yang lebih sesuai untuk aliran dengan pemisahan, dan *secondary flow*, investigasi dilakukan terhadap pipa silindris berbelok. Pipa ini merupakan salah satu komponen dari turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a. Model CFD dari pipa tersebut ditunjukkan pada Gambar 3.13 dan skematik pengujian eksperimental ditunjukkan pada Gambar 3.14. Dengan menggunakan model turbulen $RNG k-\varepsilon$,

nilai α divariasikan menjadi 3 jenis, yaitu 1, 1.1, 1.2, 1.3 sesuai dengan hipotesis penelitian pada sub-bab 1.6. Simulasi dilakukan secara tiga dimensi pada dua bilangan Reynolds, $Re = 40900$. Seperti yang telah di-investigasi oleh Noorani et.al [115] pada aliran dalam pipa berbelok, aliran pada sisi luar belokan memiliki *eddy* yang jauh lebih kecil daripada aliran tengah. Hal yang sama juga terjadi pada bilangan Reynolds lokal, dimana dengan skala olakan yang jauh lebih kecil, bilangan Reynolds lokal juga bernilai lebih besar sehingga memicu terjadinya aliran sekunder [122]. Parameter-parameter aliran pada investigasi ini antara lain: *velocity magnitude*, disipasi turbulen, energi kinetik turbulen, dan viskositas turbulen. Pipa berbelok pada kasus ini merupakan komponen dari purwarupa turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a, yang dipasang pada sisi keluaran kompresor sentrifugal. Pada sistem yang menggunakan kompresor sentrifugal, sistem perpipaan berpengaruh terhadap surging, seperti yang telah diinvestigasi oleh Tamaki et.al pada tahun 2008 [123]. Skematik dan grid komputasi dari pipa silindris berbelok tersebut ditunjukkan oleh gambar berikut

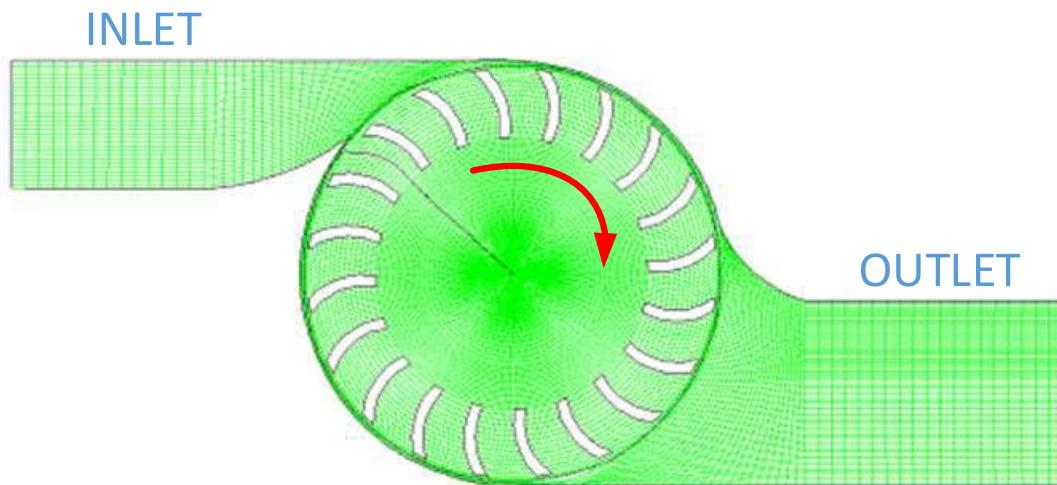
3.6 Spesifikasi Perangkat Komputasi

- Tipe komputer : Lenovo Thinkpad E440-H1F
- Prosesor : Intel Core i7-4702MQ @2,2GHz
- RAM : 12 GB
- O.S. : Windows 7 – 64 bit

3.7 Analisis *Mesh Dependency* Pada *Runner cross-flow*

Mesh dependency dilakukan untuk menghindari kesalahan numerikal pada proses simulasi CFD. Pada *runner cross-flow*, *mesh dependency* dilakukan berdasarkan jumlah dan berdasarkan kualitas mesh. Terminologi jumlah grid merujuk pada jumlah mesh total pada model, sementara terminologi kualitas mesh merujuk pada jumlah mesh pada daerah antara sudut dan dinding *runner cross-flow*. Jenis *mesh* yang digunakan adalah jenis *body fitted coordinate – curved linear*. Dengan pertimbangan aliran dekat dinding berpengaruh terhadap prediksi aliran secara keseluruhan setiap variasi jumlah mesh, tiga buah variasi jumlah divariasikan menjadi 3 varian kualitas mesh yang dikonsentrasi pada jumlah

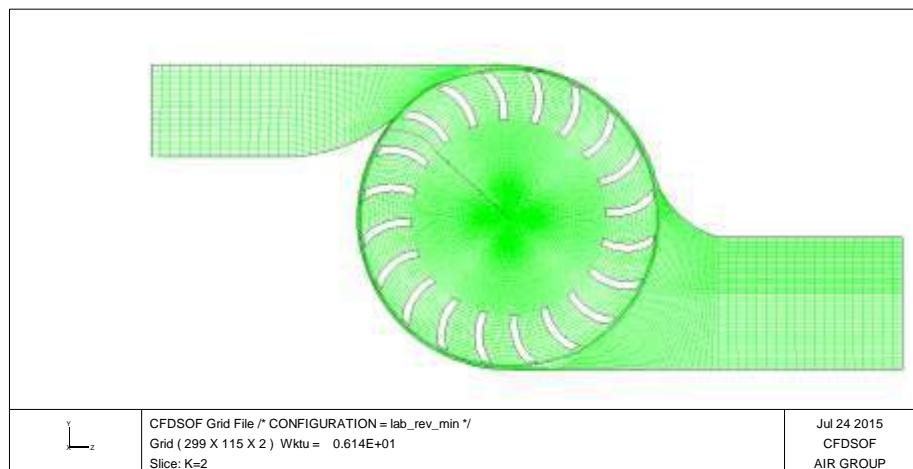
grid di dekat dinding casing dari *runner cross-flow*. Variasi jumlah mesh, yaitu: *coarse mesh*, *medium mesh* dan *fine* dipilih dengan pertimbangan jumlah *cells* maksimal dan kebutuhan daya komputasi. Varian kualitas grid diindikasikan oleh *underscore _1* hingga *_3*. Gambar 3.26 menunjukkan skematik *mesh* dari *runner cross-flow*, sisi masuk dan keluar fluida. *Mesh dependency* diuji untuk prediksi nilai torsi yang dihasilkan oleh *runner cross-flow* berdasarkan hasil simulasi. Lebih lanjut, pengaruh jumlah dan kualitas mesh juga dibandingkan dengan menggunakan parameter laju alir volume udara masuk, antara hasil simulasi dan hasil eksperimen. Variasi jumlah dan kualitas mesh ditunjukkan oleh Gambar 3.27 hingga Gambar 3.43.



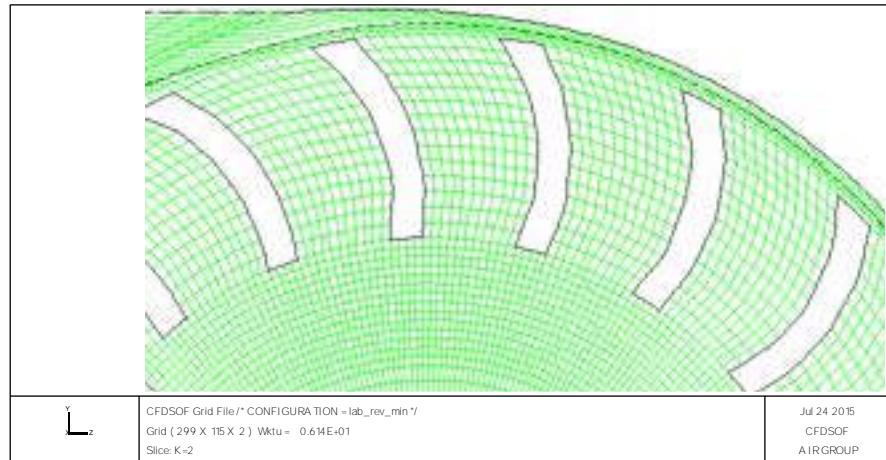
Gambar 3.26. Skematik mesh dari *runner cross-flow*

Berdasarkan jumlah, grid divariasikan menjadi tiga jenis, yaitu

- *Coarse mesh_1* : 299 x 115 x 2 *cells*

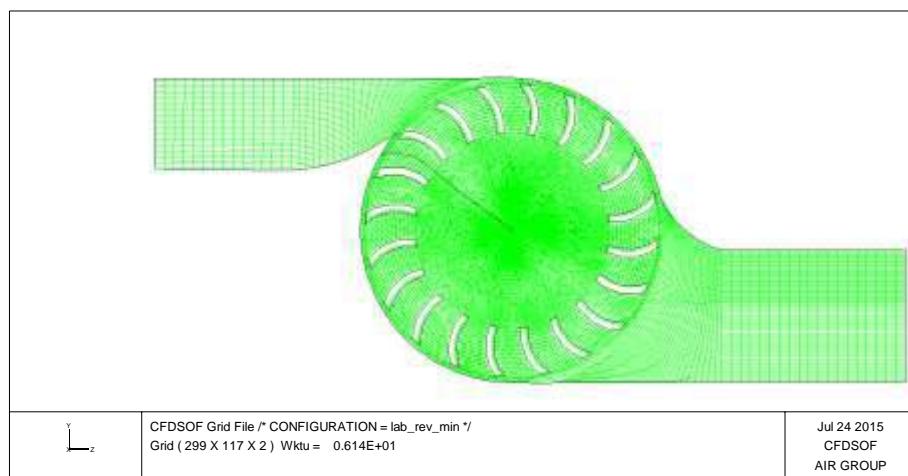


Gambar 3.27. Coarse mesh – var_1 – tampak samping

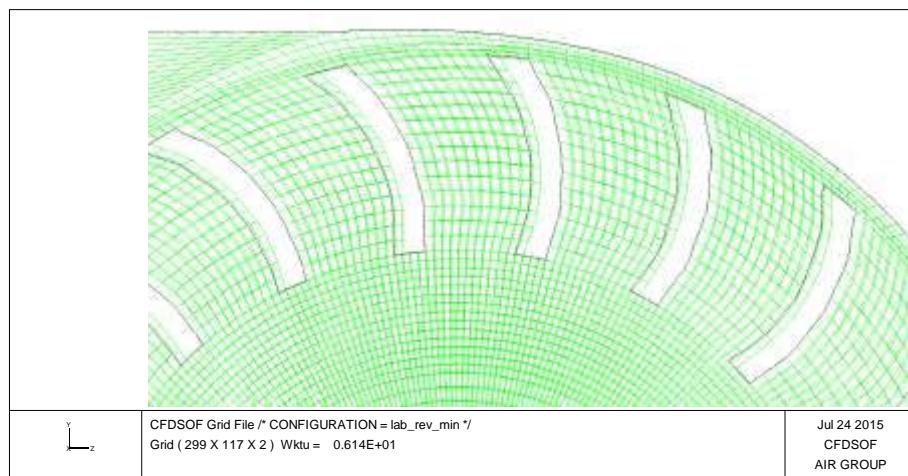


Gambar 3.28. Coarse mesh – var_1 – mesh dekat dinding

Coarse mesh_2 : 299 x 117 x 2 cells

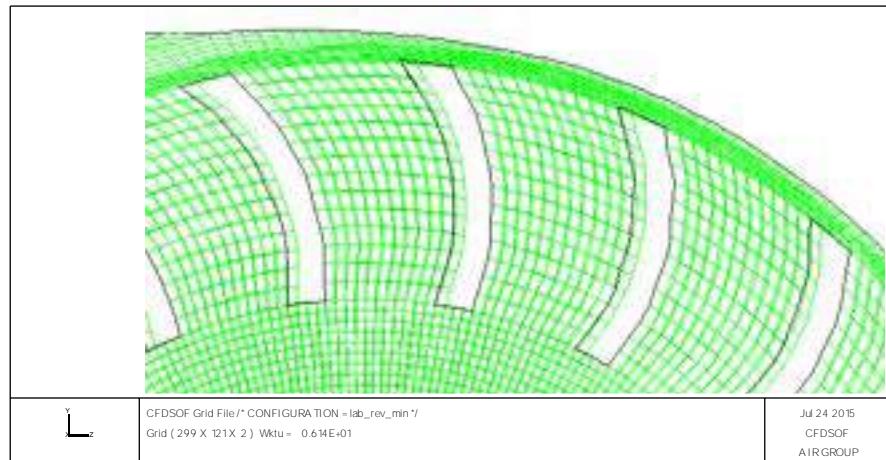


Gambar 3.29. Coarse mesh – var_2 – tampak samping



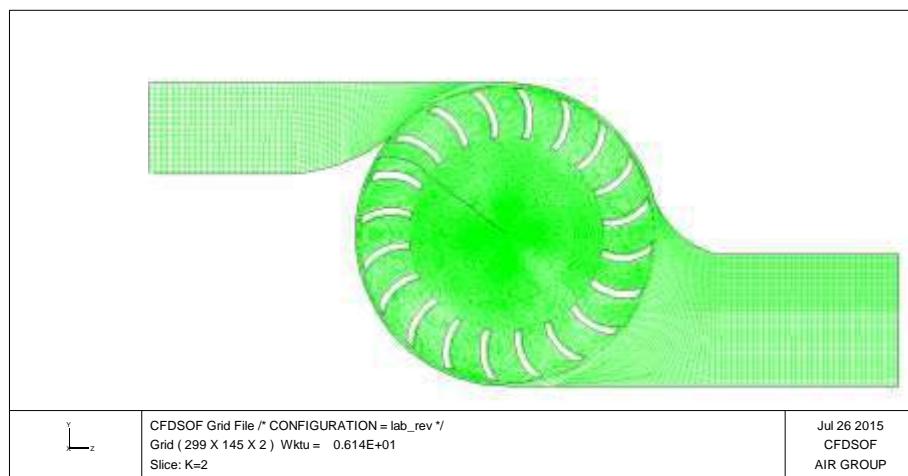
Gambar 3.30. Coarse mesh – var_2 – tampak samping

Coarse mesh_3 : 299 x 121 x 2 cells

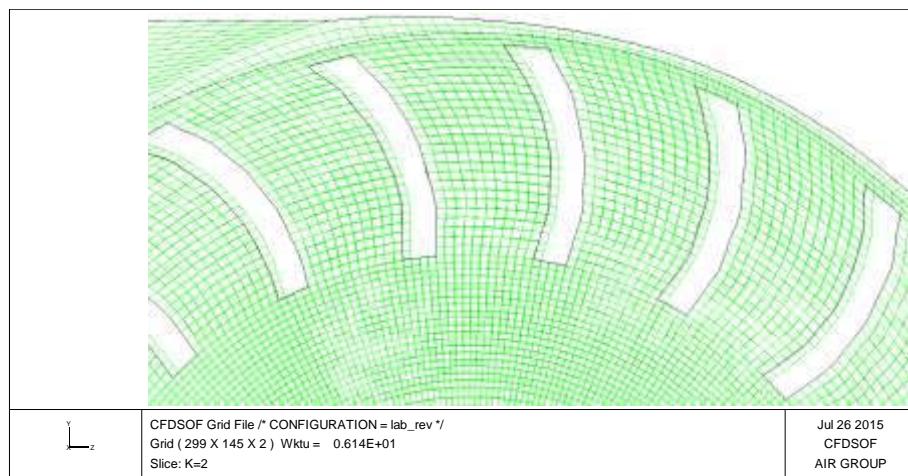


Gambar 3.31. Coarse mesh – var_3 – mesh dekat dinding

- *Medium mesh_1 : 299 x 145 x 2 cells*

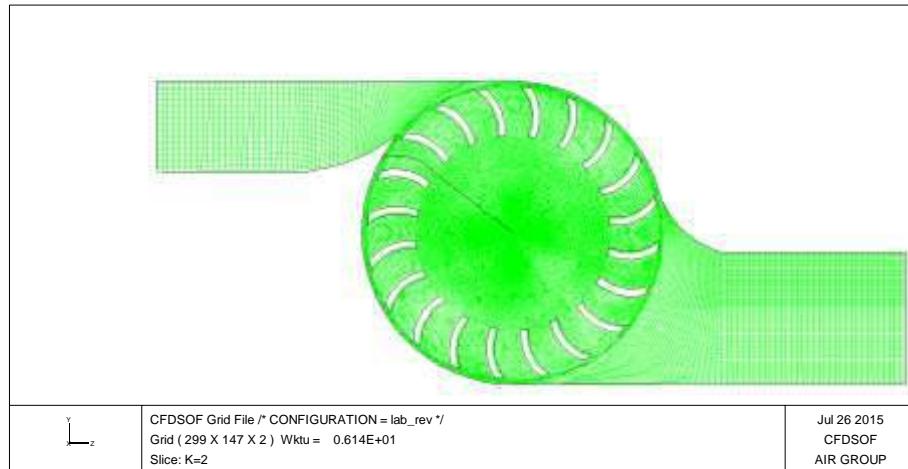


Gambar 3.32. Medium mesh – var_1 – tampak samping

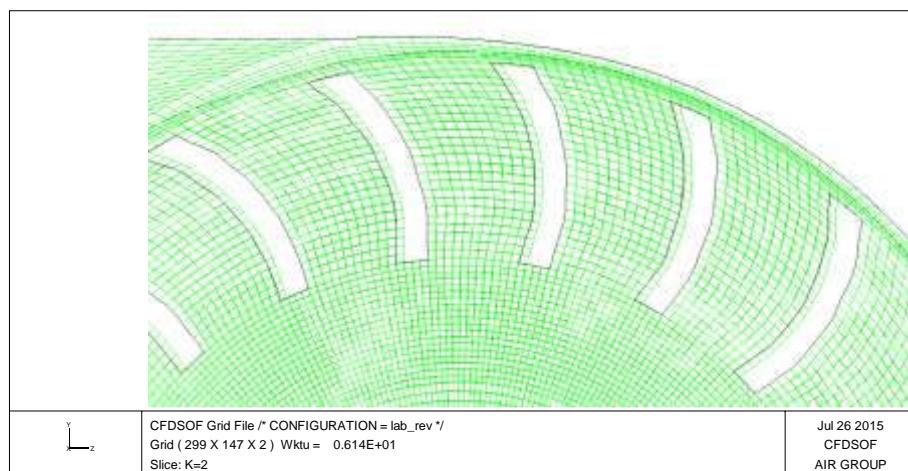


Gambar 3.33. Medium mesh – var_1 – mesh dekat dinding

Medium mesh_2 : 299 x 147 x 2 cells

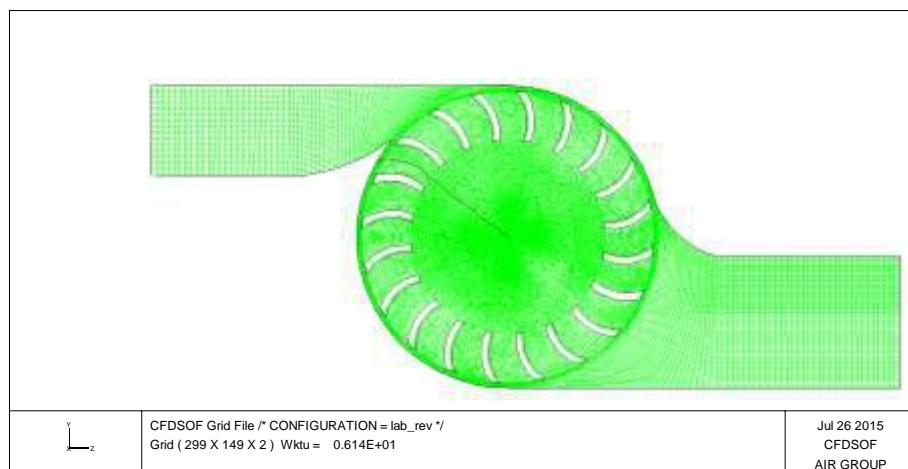


Gambar 3.34. Medium mesh – var_2 – tampak samping

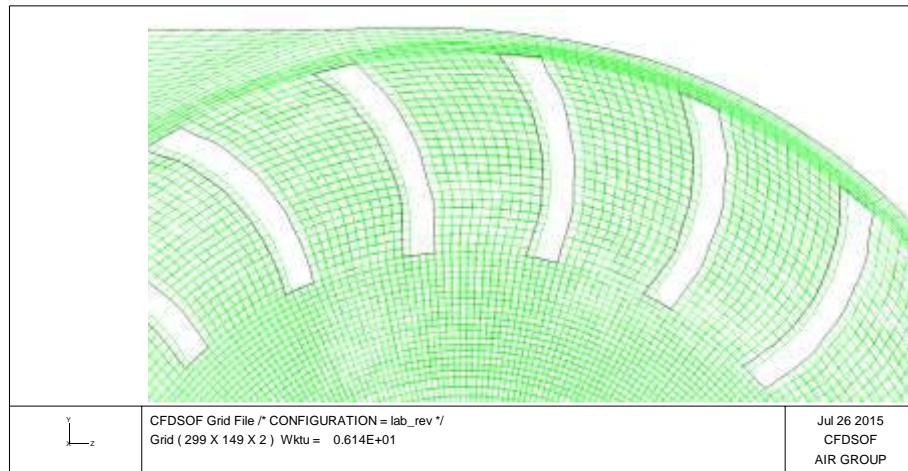


Gambar 3.35. Medium mesh – var_2 – mesh dekat dinding

Medium mesh_3 : 299 x 149 x 2 cells

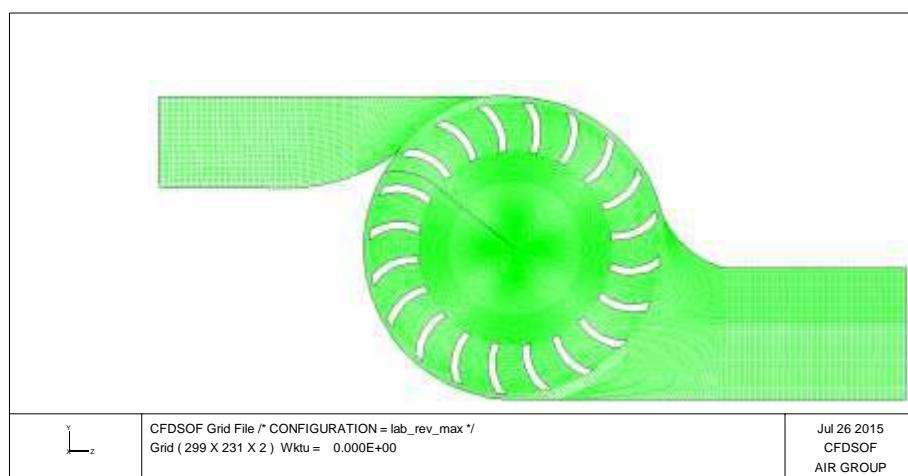


Gambar 3.36. Medium mesh – var_3 – tampak samping

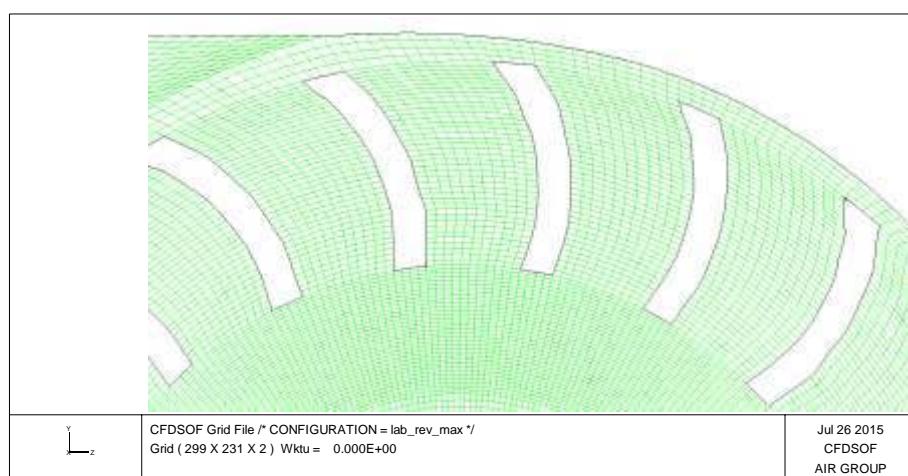


Gambar 3.37. Medium mesh – var_3 – mesh dekat dinding

- *Fine mesh_1* : $299 \times 231 \times 2$ cells

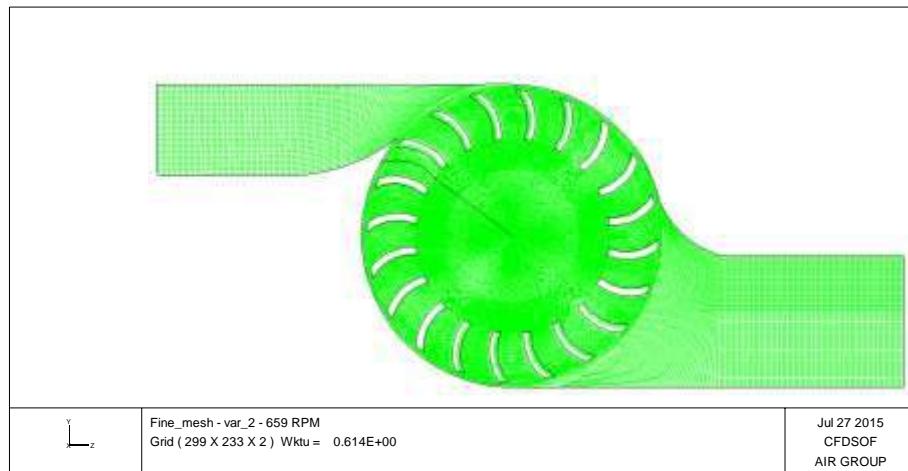


Gambar 3.38. Fine mesh – var_1 – tampak samping

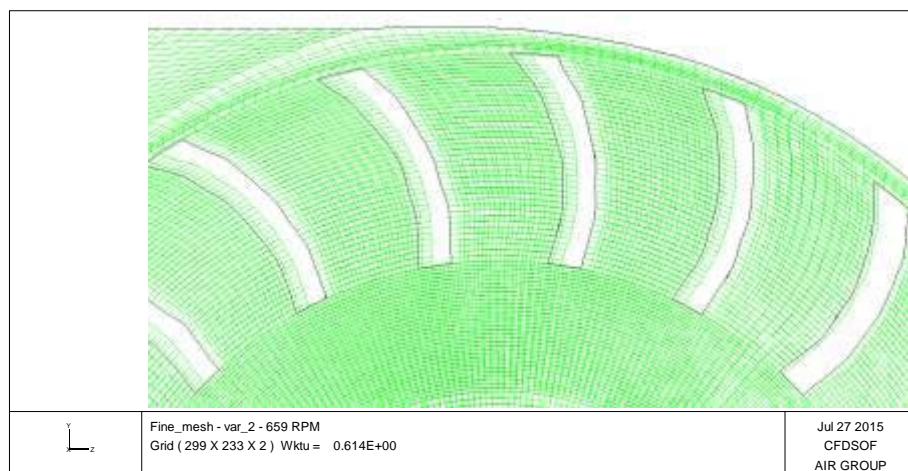


Gambar 3.39. Fine mesh – var_1 – mesh dekat dinding

Fine mesh_2 : 299 x 233 x 2 cells

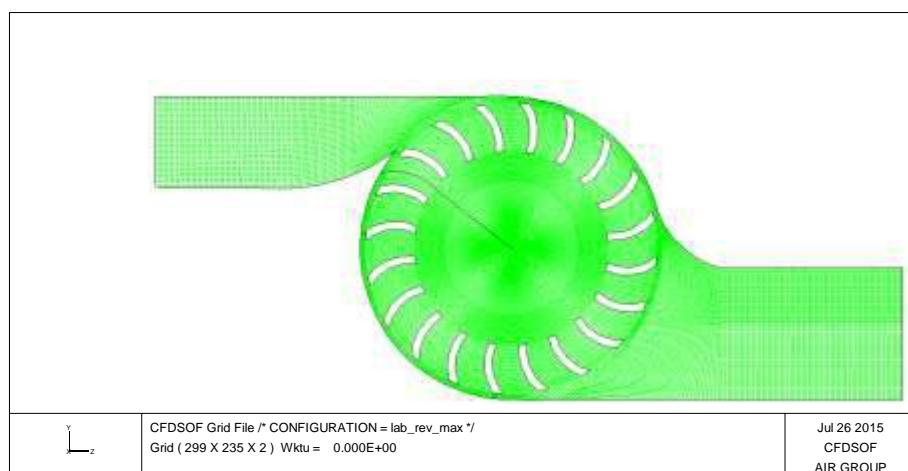


Gambar 3.40. Fine mesh_2 – var_2 – tampak samping

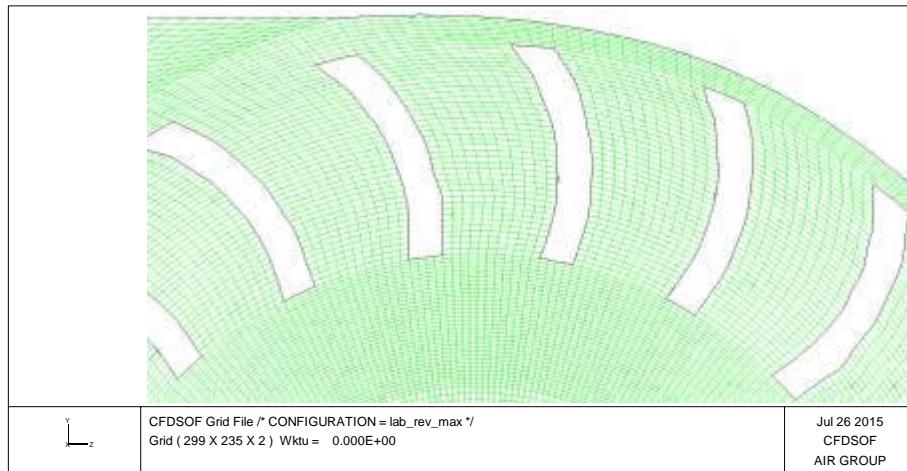


Gambar 3.41. Fine mesh – var_3 – mesh dekat dinding

Fine mesh_3 : 299 x 235 x 2 cells



Gambar 3.42. Fine mesh – var_3 – tampak samping



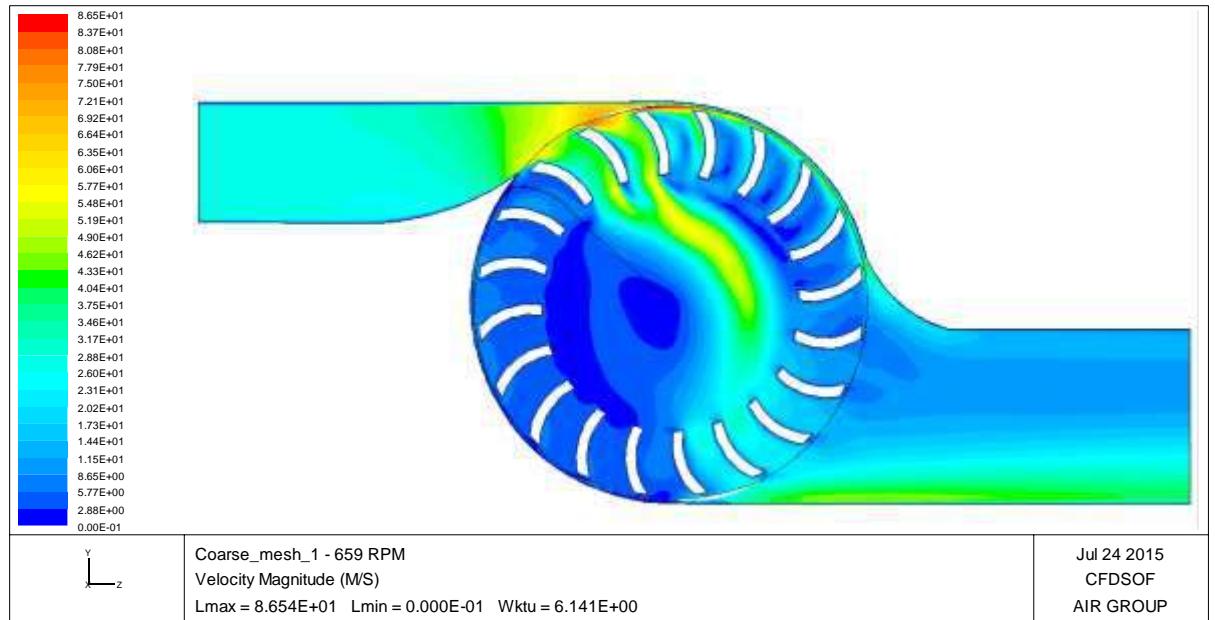
Gambar 3.43. Fine mesh – var_3 – mesh dekat dinding.

Simulasi CFD dilakukan pada seluruh variasi mesh dengan data kondisi batas yang sama, yang merupakan salah satu data dari hasil eksperimen, sebagai berikut:

- Kecepatan *runner* : 659 RPM
- Temperatur fluida masuk runner: 30,416°C
- Temperatur udara keluar *runner* : 29,48°C
- Laju alir udara : 0,2116 kg/s

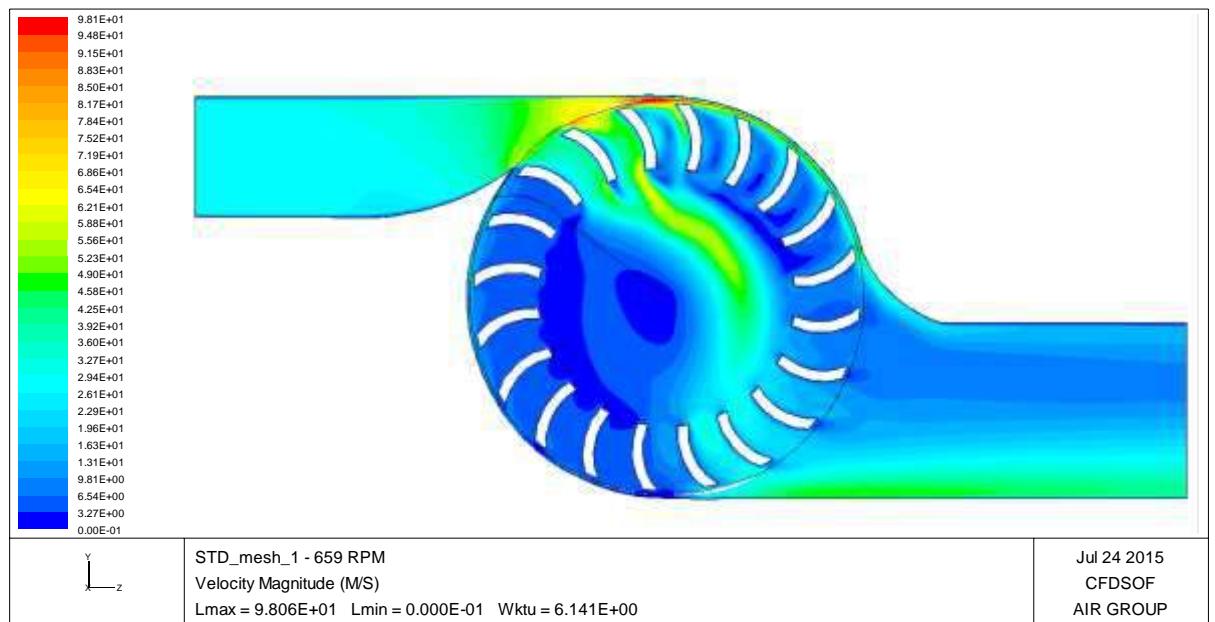
Karena pertimbangan daya komputasi, simulasi CFD untuk *mesh dependency* dilakukan dengan menggunakan model turbulen STD $k-\varepsilon$. Dengan variasi kualitas mesh dikonsentrasi pada daerah dekat dinding, maka signifikansi ketergantungan *mesh* dianalisis melalui parameter torsi fluida pada daerah dekat dinding yang diperoleh dari hasil simulasi CFD serta profil kecepatan yang disertai vorteks resirkulasi. Analisis dilakukan untuk step waktu yang sama, yaitu pada detik ke 6,14. Dengan kondisi batas tersebut, untuk mencapai waktu uji yang ditentukan, variasi *coarse mesh* memerlukan waktu komputasi sekitar 22 jam, variasi *medium mesh* memerlukan waktu 26 jam, dan variasi *fine mesh* memerlukan waktu 32 jam. Kontur dari kecepatan digunakan untuk merepresentasikan hasil simulasi CFD secara global, yang ditunjukkan oleh Gambar 3.44 hingga Gambar 3.52.

- Coarse mesh_1 : 299 x 115 x 2 cells



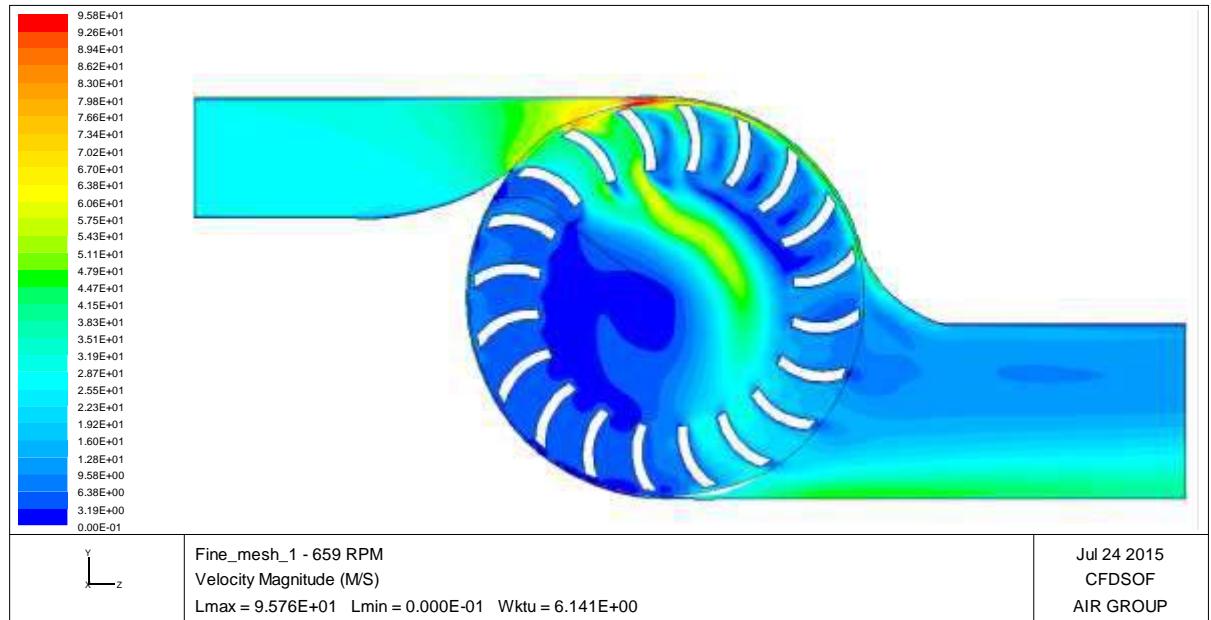
Gambar 3.44. Kontur kecepatan coarse mesh – var_1

Coarse mesh_2 : 299 x 117 x 2 cells



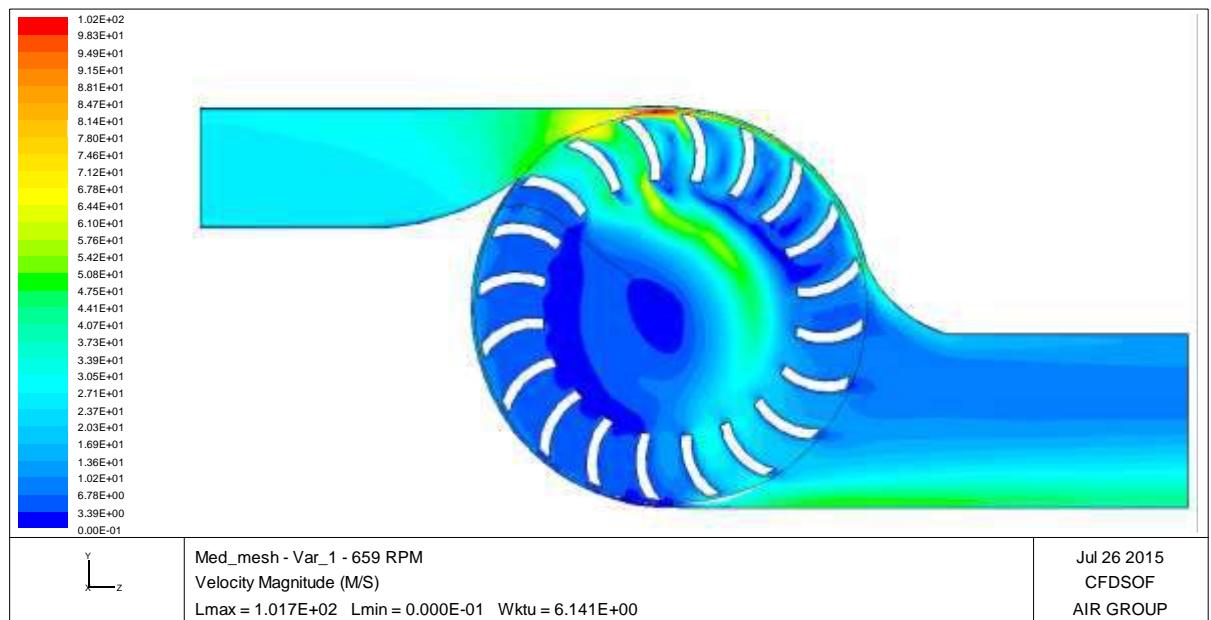
Gambar 3.45. Kontur kecepatan coarse mesh – var_2

Coarse mesh_3 : 299 x 121 x 2 cells

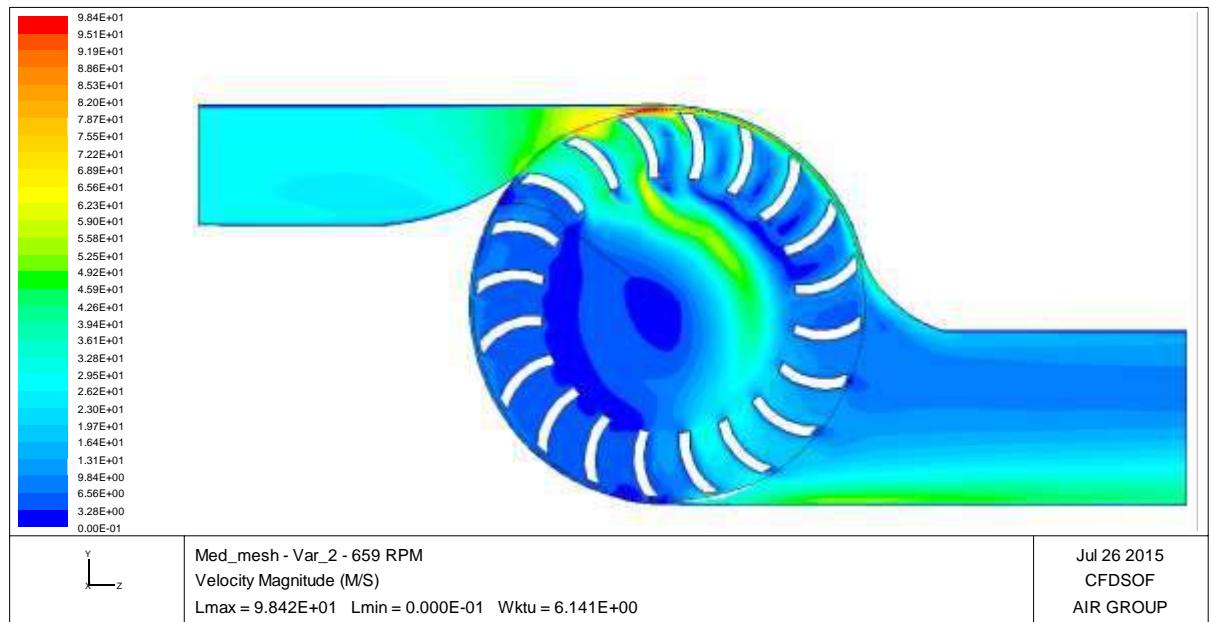


Gambar 3.46. Kontur kecepatan coarse mesh – var_3

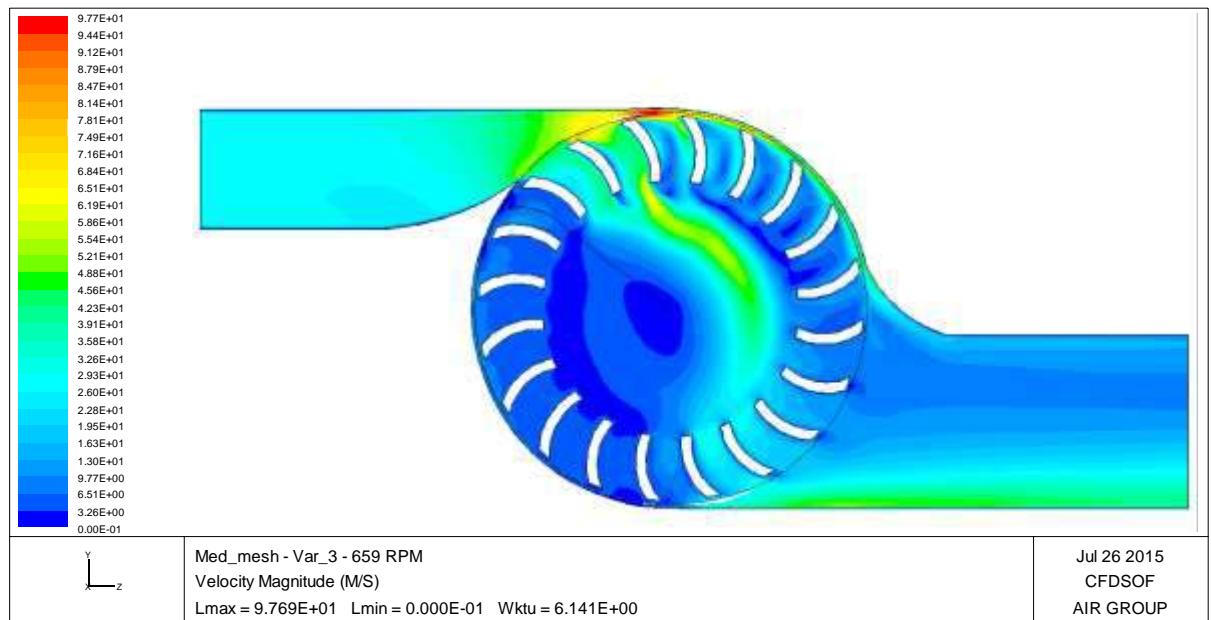
- *Medium mesh_1 : 299 x 145 x 2 cells*



Gambar 3.47. Kontur kecepatan medium mesh – var_1

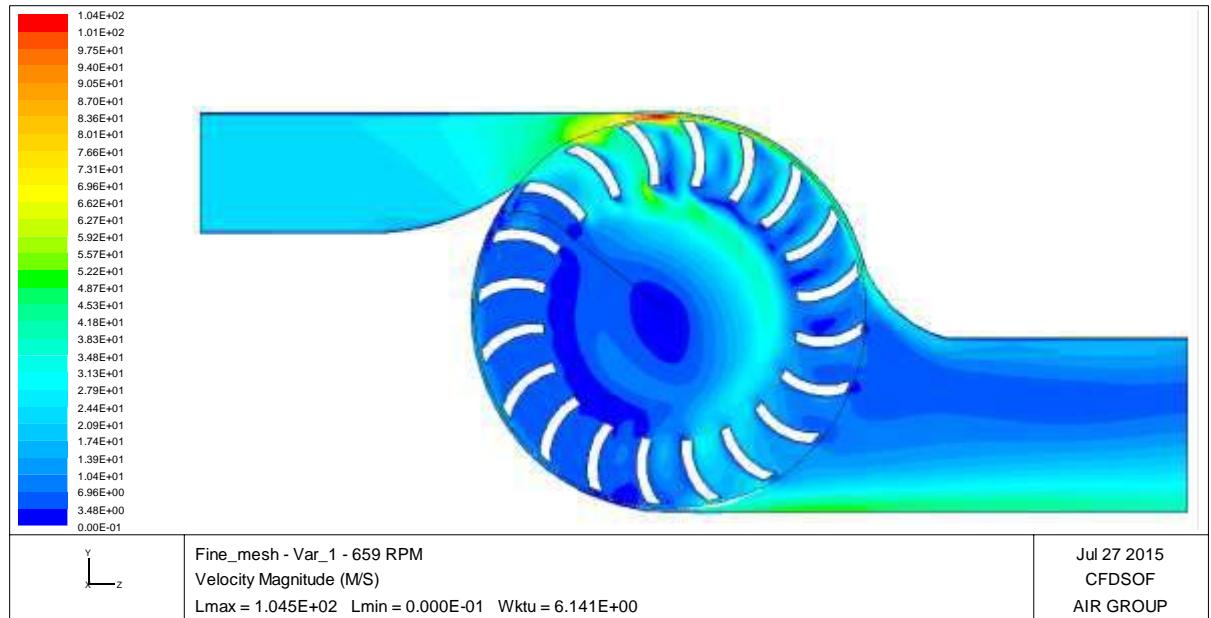
Medium mesh_2 : 299 x 147 x 2 cells

Gambar 3.48. Kontur kecepatan medium mesh – var_2

Medium mesh_3 : 299 x 149 x 2 cells

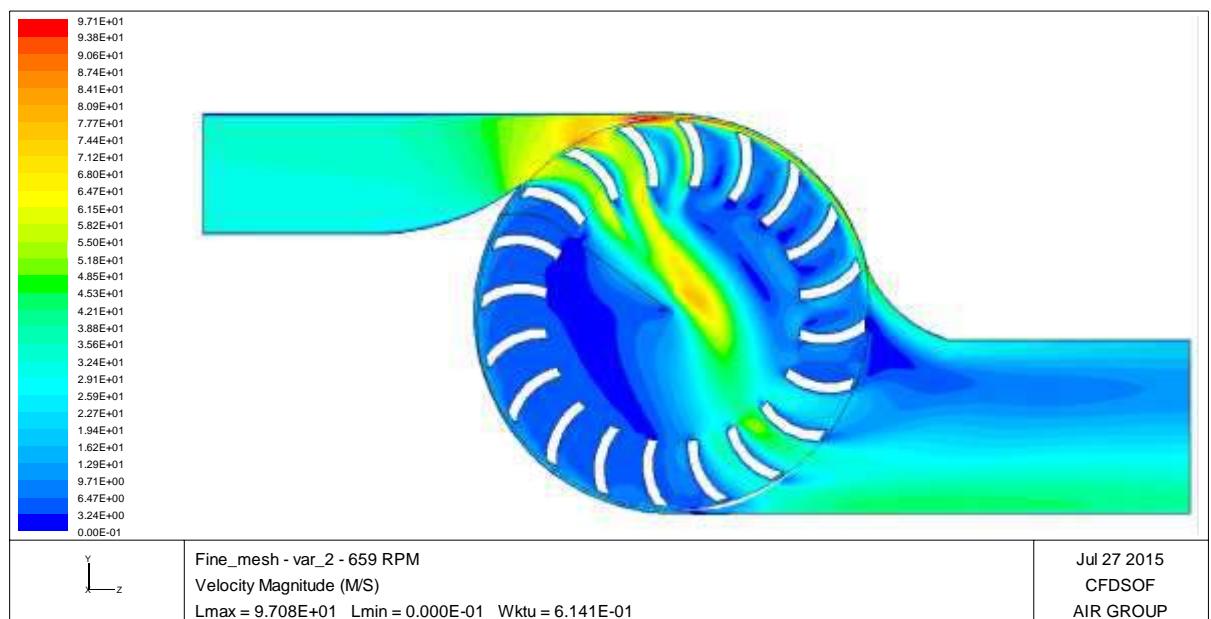
Gambar 3.49. Kontur kecepatan medium mesh – var_3

- *Fine mesh_1* : 299 x 231 x 2 cells

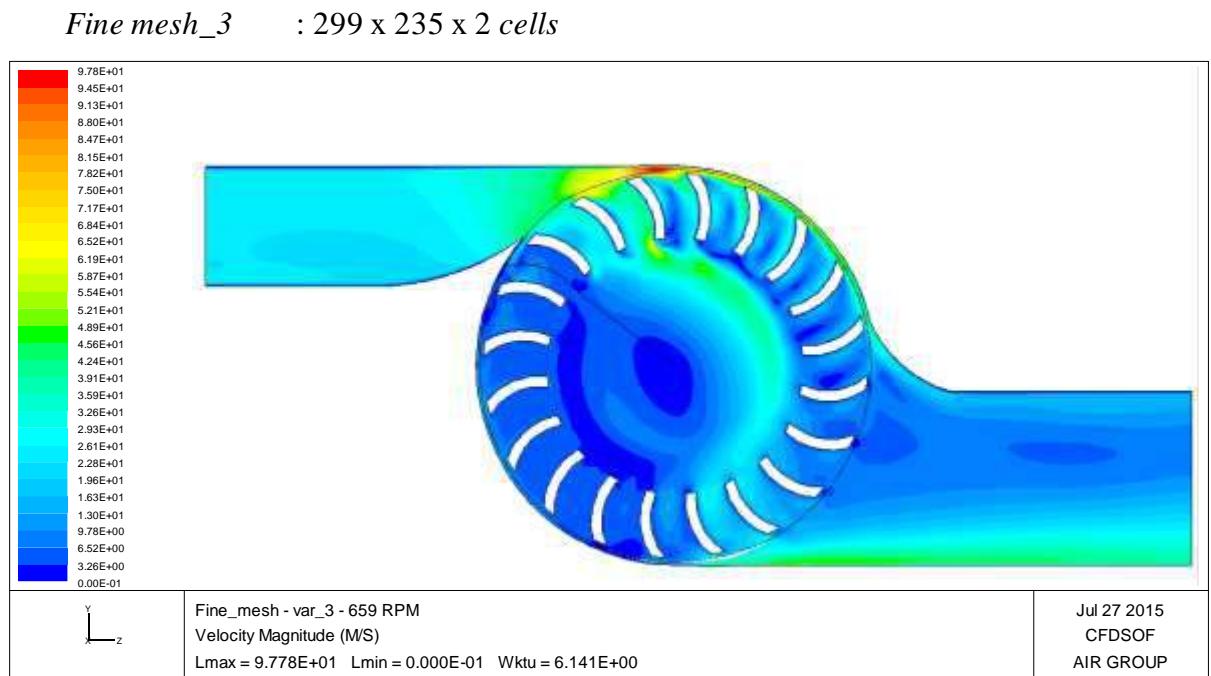


Gambar 3.50. Kontur kecepatan fine mesh – var_1

- *Fine mesh_2* : 299 x 233 x 2 cells



Gambar 3.51. Kontur kecepatan fine mesh – var_2



Gambar 3.52. Kontur kecepatan fine mesh – var_3

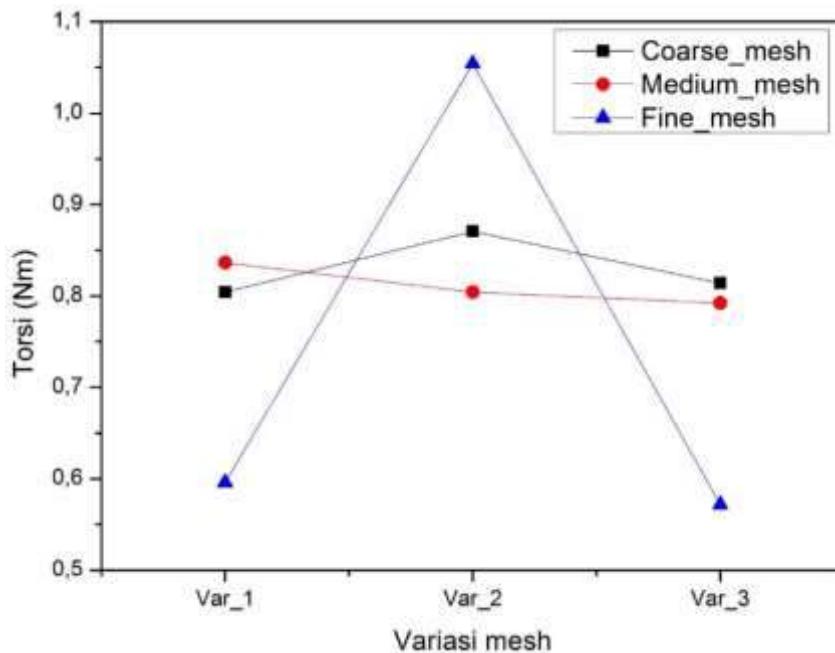
Perbedaan prediksi nilai torsi antara variasi jumlah dan kualitas *mesh*.

Tabel 3.4. Perbandingan prediksi nilai torsi pada variasi mesh

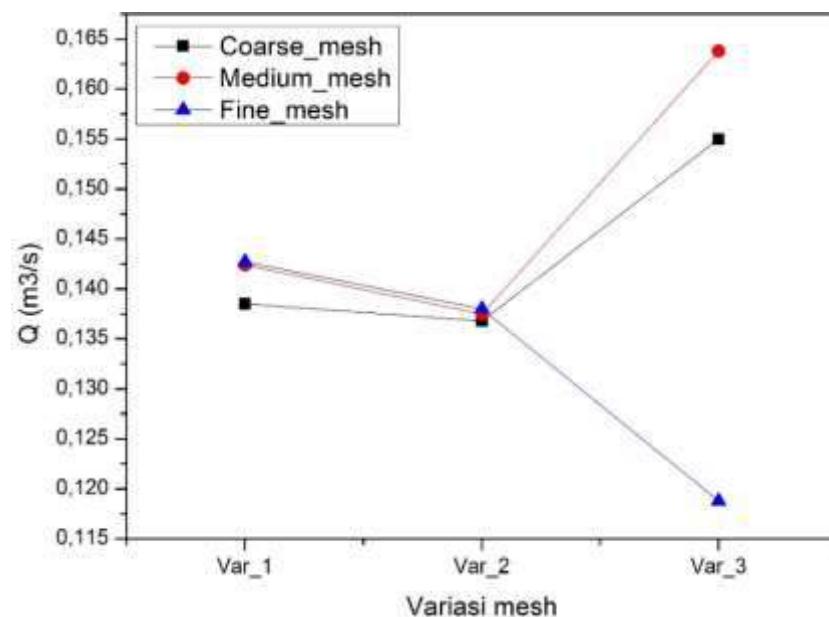
Torsi (Nm)	Var_1	Var_2	Var_3
<i>Coarse mesh</i>	0,804	0,87	0,814
<i>Medium mesh</i>	0,836	0,804	0,792
<i>Fine mesh</i>	0,5958	1,054	0,5717

Tabel 3.5. Perbandingan prediksi laju volume untuk setiap variasi mesh

Q (m ³ /s)	Var_1	Var_2	Var_3
<i>Coarse mesh</i>	0,1385	0,1424	0,1427
<i>Medium mesh</i>	0,1368	0,1375	0,138
<i>Fine mesh</i>	0,155	0,1638	0,1188



Gambar 3.53. Grafik perbandingan variasi mesh pada nilai torsi

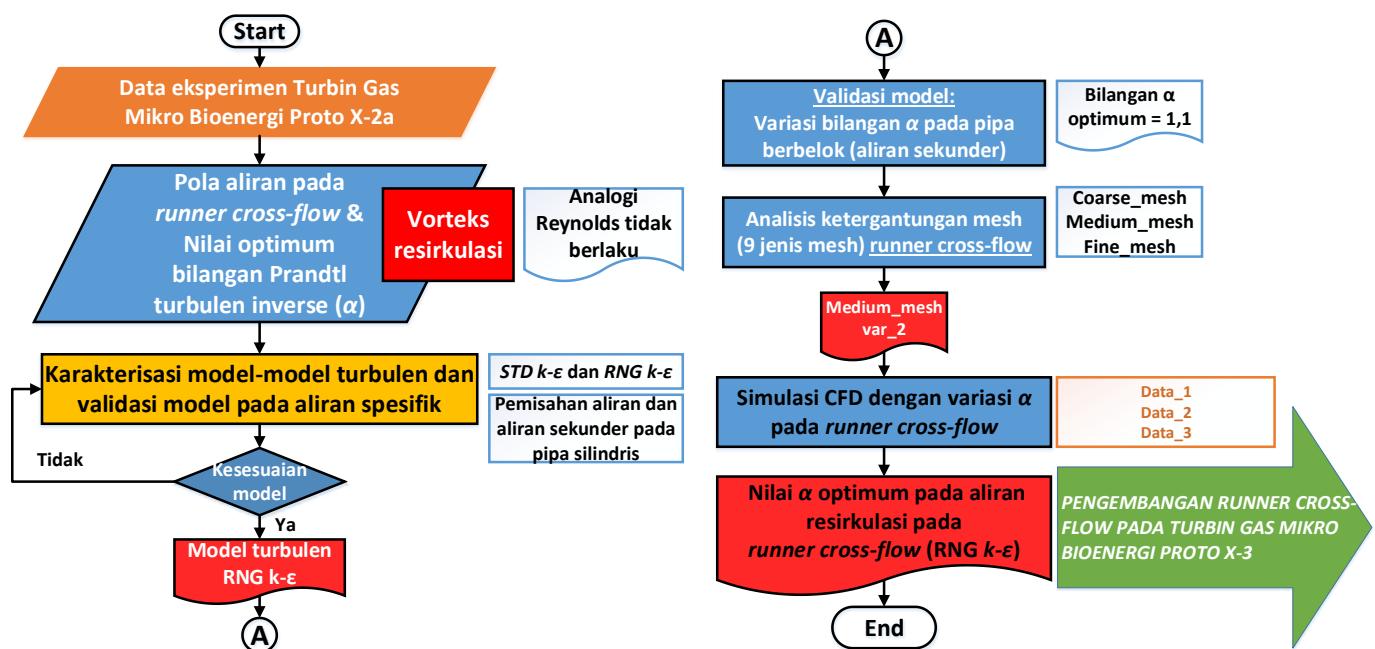


Gambar 3.54. Grafik perbandingan variasi mesh pada nilai laju volume

Gambar 3.53 menunjukkan pengaruh jumlah dan kualitas mesh pada prediksi torsi yang terjadi pada *runner cross-flow* dengan besaran yang ditunjukkan oleh Tabel 3.4. Berdasarkan gambar tersebut, tampak bahwa *fine mesh* tidak menunjukkan hasil simulasi yang konsisten, selain prediksi torsinya *underpredicted* dibandingkan dengan *coarse mesh* dan *medium mesh*. Lebih lanjut, dengan

pertimbangan perbedaan nilai torsi yang tidak signifikan (order 1/100) dan kebutuhan daya komputasi, *coarse mesh* variasi 2 dapat dijadikan pilihan jenis dan jumlah *mesh*. Sementara itu, perbedaan laju alir volume yang diprediksi untuk seluruh *mesh* uji dengan laju alir volume eksperimen juga dilakukan, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.54 dengan besaran yang ditunjukkan oleh Tabel 3.5. Hasil paling konsisten dengan beda nilai antara nilai eksperimen juga ditunjukkan oleh jenis *coarse mesh* dengan variasi 2. Dengan demikian, jenis *mesh* yang digunakan pada simulasi selanjutnya adalah *medium mesh* variasi 2 dengan jumlah (299 x 147 x 2) cells. Selanjutnya, analisis CFD termasuk pemilihan model turbulen hingga penentuan nilai α yang terdapat pada bab selanjutnya dilakukan menurut diagram alir pada Gambar 3.55.

Tahapan penelitian, pemilihan model turbulen untuk penggunaan *runner cross-flow*, analisis variasi α pada aliran-aliran sejenis, hingga pengujian ketergantungan *mesh* pada grid komputasi dari *runner cross-flow* ditunjukkan oleh Gambar 3.55.



Gambar 3.55. Diagram alir penelitian

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil penelitian terdiri dari dua jenis, yaitu

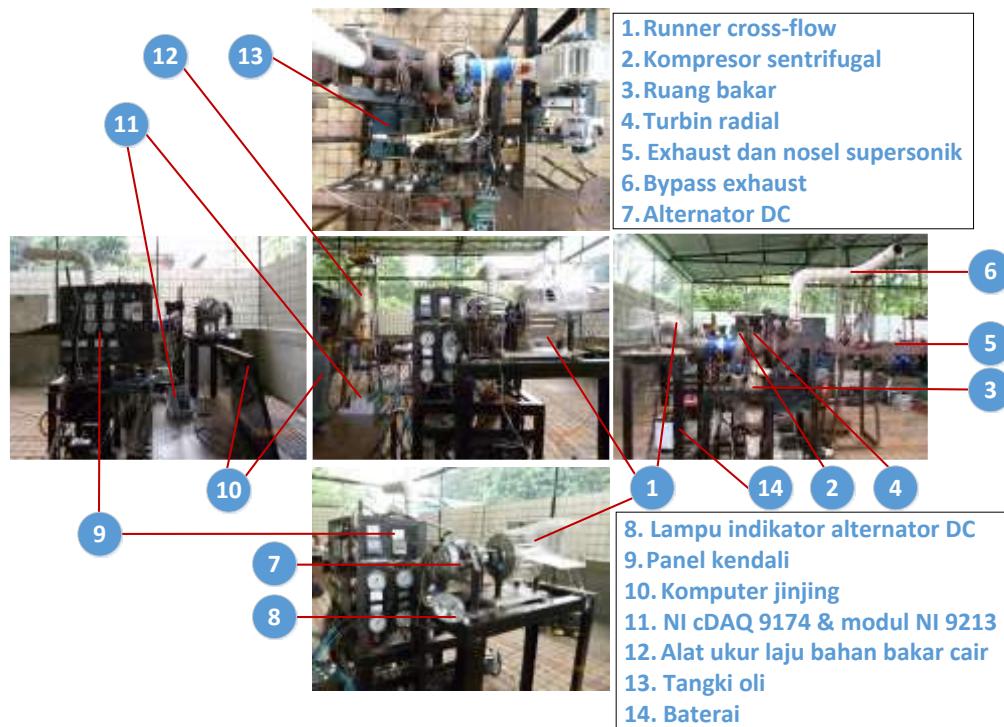
- Eksperimen; penelitian dilakukan pada sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a, khususnya pada *runner cross-flow*. Hasil dari eksperimen ini akan digunakan sebagai input simulasi CFD
- Numerik; simulasi CFD dilakukan pada *runner cross-flow* dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Simulasi CFD dilakukan dengan melakukan variasi dari bilangan turbulen Inverse, $\alpha = 1$, $\alpha = 1,1$, $\alpha = 1,2$, dan $\alpha = 1,3$

4.1 Eksperimen Terhadap Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a

Sub-sistem *runner cross-flow* pada Gambar 4.1 menunjukkan bahwa sub-sistem *runner cross-flow* terdiri dari *runner* dan *casing* sebagai pengumpul udara, dan alternator DC sebagai penghasil daya listrik. Pengujian dilakukan dengan menggunakan bahan bakar diesel dengan LHV 42 MJ/kg dengan tekanan pompa bahan bakar hingga 26 bar. Untuk menentukan unjuk kerja dari *runner cross-flow*, selain pengukuran putaran dengan menggunakan *non-contact fiber-optic tachometer*, laju alir massa dengan menggunakan peta kompresor disertai dengan pengukuran temperatur juga dilakukan pada sisi masuk (TCR1) dan pada sisi keluar (TCR2). Gambar 4.1 memperlihatkan secara detil komponen-komponen pada sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a dan sub-sistem *runner cross-flow*.



Gambar 4.1. Sub-Sistem *runner cross-flow*



Gambar 4.2. Kondisi eksperimental turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a



Gambar 4.3. Proses eksperimen sistem



Gambar 4.4. Proses pengambilan data pada *runner cross-flow*

Gambar 4.2 hingga Gambar 4.4 menunjukkan eksperimen dan pengambilan data terhadap sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a. Sebagai indikator tercapainya eksitasi energi di alternator DC sebagai akibat dari putaran *runner cross-flow*, digunakan lampu DC mendapat suplai energi dari baterai dan padam ketika baterai mendapat suplai daya dari *runner* (alternator). Pada kondisi operasi, tercapainya energi eksitasi ditunjukkan dengan padamnya lampu tersebut yang menandakan tegangan yang dihasilkan oleh putaran *runner cross-flow* sama dengan tegangan yang disuplai baterai. Secara umum, eksperimen terhadap turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a dan sub-sistem *runner cross-flow* dilakukan pada parameter-parameter karakteristik seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 3.1. Data hasil eksperimen ditunjukkan oleh Tabel 4.1 dan analisis termodinamika sistem ditunjukkan oleh Tabel 4.2. Berdasarkan tabel tersebut, bilangan Reynolds udara masuk *casing runner cross-flow* ditentukan menurut persamaan berikut:

$$Re = \frac{\rho \vec{V} D_H}{\mu} \quad (4.1)$$

Dengan:

$$D_H : \text{diameter hidrolik (m)} = \frac{4A}{P}$$

$$A : \text{Luas permukaan masuk } casing (m^2)$$

$$P : \text{Wetted Perimeter (m)}$$

$$A = 106mm \times 51mm = 5406mm^2$$

$$P (\text{wetted perimeter}) = 2(106mm + 51mm) = 314mm$$

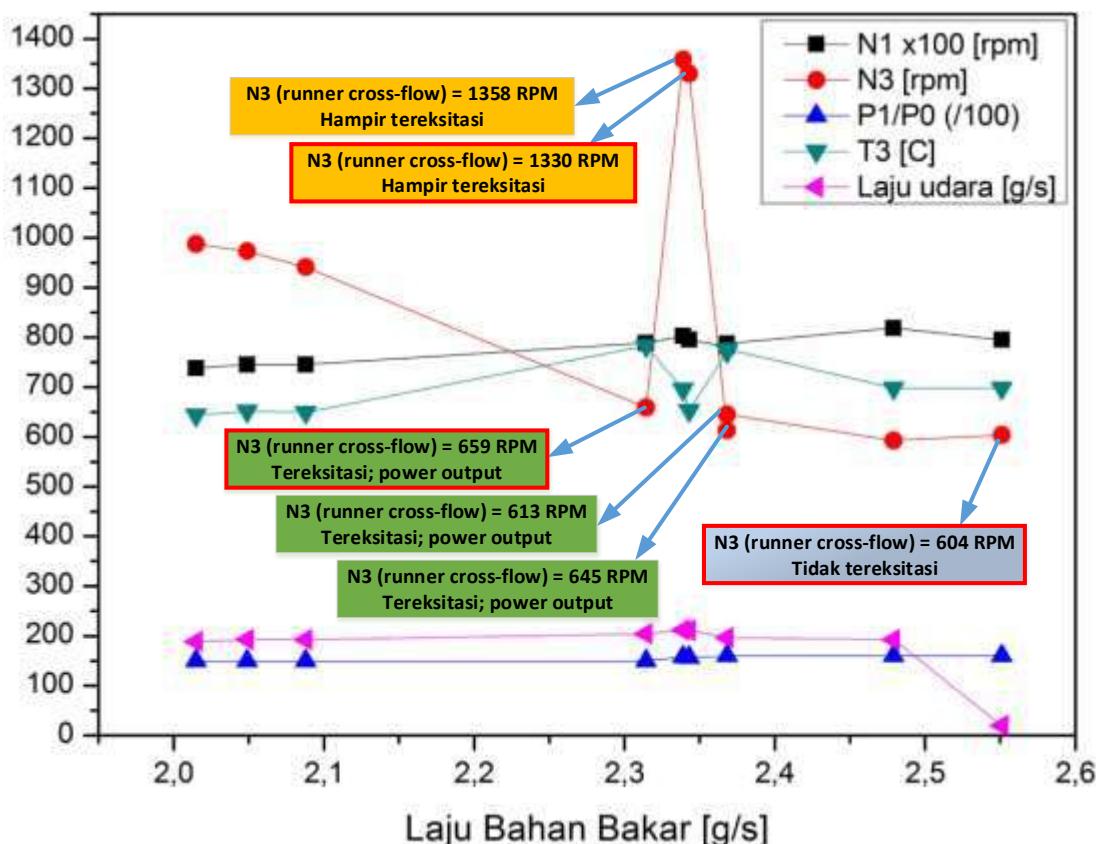
$$T_{CR1} = 303,416K; \rho = 0,1819 \text{ kg/m}^3; \vec{V} = 33,6478 \text{ m/s}; \mu = 1,8605 \text{ kg/m.s}$$

$$Re = 22.655$$

Besaran bilangan Reynolds tersebut mengkonfirmasi bahwa aliran yang terjadi adalah aliran turbulen, dan valid untuk aplikasi persamaan 2.94.

Tabel 4.1. Hasil eksperimen terhadap Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2a

No.	Laju Bahan Bakar	N1	N3	Eff comp	Laju udara	T1	P1/P0 (/ 100)	P2/P1	T3	T4	Beban Lampu
	[g/s]	x100 [rpm]	[rpm]	[%]	[g/s]	[C]			[C]	[C]	
1	2,015	737,96	988	69	189	88,36	150	1,45	643,91	564,6	Belum padam
2	2,049	745,3	973	68	192,8	90,03	150	1,46	651,39	567,62	Belum padam
3	2,088	745,29	941	68	192,8	88,65	150	1,48	649,16	565,8	Belum padam
4	2,3144	788,9	659	67	204,1	94,45	150	1,4	782,88	648,84	V=11.79, A=3
5	2,339	802,88	1358	66	211,7	88,98	158	1,55	695,53	604,43	Padam
6	2,343	795,09	1330	66	211,7	88,79	157	1,55	653,15	570,01	Padam
7	2,3682	781,3	613	69	196,6	90,66	160	1,5	771	640,55	V=11.87, A=3
8	2,3682	787,7	645	69	196,6	93,53	160	1,45	776,38	643,3	V=11.88, A=3
9	2,479	818,39	593	71	192,8	88,73	160	1,55	697,79	612,98	Padam
10	2,551	795	604	70	19,66	88,7	160	1,56	697,81	612,67	Padam



Gambar 4.5. Unjuk kerja purwarupa

Unjuk kerja dari purwarupa turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 4.1 dengan variasi bahan bakar, secara grafik direpresentasikan oleh parameter-parameter karakteristik turbin gas mikro dan *runner cross-flow* yang ditunjukkan oleh Gambar 4.5. Parameter-parameter karakteristik tersebut yaitu: kecepatan kompresor (N_1), rasio tekanan kompresor (P_1/P_0), *Turbine Inlet Temperature* (T_3 = TIT), laju massa udara (\dot{m}) dan kecepatan *runner cross-flow* (N_3). Secara umum, gambar tersebut memperlihatkan konsistensi unjuk kerja dari purwarupa dengan rentang operasi kompresor berada pada 70.000 rpm hingga 80.000 rpm dengan rasio tekanan 1,5 hingga 1,6 pada efisiensi kompresor maksimum 70%. Pengambilan data dilakukan pada kondisi turbin gas yang sudah mandiri (*fully-independent*). Data juga menunjukkan bahwa T_3 mengalami peningkatan seiring dengan laju alir massa dan kecepatan kompresor.

Analisis lebih lanjut dilakukan pada *runner cross-flow*. Pada kecepatan kompresor yang meningkat, kecepatan *runner cross-flow* juga terus mengalami peningkatan. Secara aktual, unjuk kerja sub-sistem *runner cross-flow* terjadi dalam

3 kondisi, yaitu kondisi 1 dimana kecepatan *runner cross-flow* belum mampu menyediakan energi eksitasi untuk alternator DC (belum mampu menghasilkan tegangan keluar) yang juga mengindikasikan *runner cross-flow* tidak terbeban (*unloaded*). Kondisi 2 terjadi pada kecepatan *runner* yang semakin tinggi pada kecepatan minimum untuk eksitasi energi alternator tersedia, kondisi *unloaded*. Kondisi 3 terjadi dengan tercapainya eksitasi energi pada alternator, tegangan keluar mengalir (output), yang diindikasikan dengan penurunan kecepatan *runner* dengan cukup drastis yang mengindikasikan bahwa kondisi *runner* terbeban (*loaded*). Pada eksperimen, kondisi 1 dan 2 diindikasikan dengan lampu indikator yang belum padam, sementara kondisi 3 (*runner* terbeban) diindikasikan dengan padamnya lampu indikator. Untuk kemudahan analisis, maka unjuk kerja sistem pada Gambar 4.5 ditunjukkan dengan fungsi laju massa bahan bakar.

Kondisi 1 hingga 3 pada *runner cross-flow* ditunjukkan oleh beberapa keterangan gambar pada Gambar 4.5. Pada tiga titik uji pertama, tampak jelas bahwa kondisi *runner cross-flow* belum terbeban. Kondisi 1 ini direpresentasikan pada titik uji *runner* yang menghasilkan kecepatan 604 rpm. Pada kondisi ini terjadi dengan kecepatan kompresor 79500 rpm dengan T_3 sebesar 697°C pada rasio tekanan 1,6. Kecepatan *runner* terus meningkat hingga 1330 rpm, dengan kondisi 2, dimana kecepatan ini hampir mampu menyediakan eksitasi energi pada alternator, *runner* belum terbeban. Besaran kecepatan *runner* ini terjadi pada kecepatan kompresor lebih dari 79.500 rpm pada temperatur T_3 yang turun hingga 653°C . Setelah kecepatan *runner* mampu menyediakan energi eksitasi bagi alternator, dari kecepatan 1330 rpm, kecepatan *runner* turun secara drastis hingga 659 rpm, lampu indikator padam. Kondisi ini dengan jelas mengindikasikan bahwa *runner* terbeban oleh daya keluaran alternator. Kondisi *runner* yang terbeban juga memberikan dampak bagi turbin gas, dengan indikator kecepatan kompresor yang turun hingga 78.000 rpm disertai dengan kenaikan temperatur T_3 hingga 782°C dan penurunan rasio tekan kompresor hingga 1,5. Penurunan unjuk kerja dari turbin gas merupakan konsekuensi dari daya listrik yang mampu dihasilkan. Dengan padamnya lampu indikator, daya listrik keluaran dalam 1 jam yang dihasilkan sistem diprediksi minimal sebesar daya yang disuplai oleh baterai (accu) sebelum tercapainya eksitasi energi (12VDC, 45 Ah = 0,54 kWh).

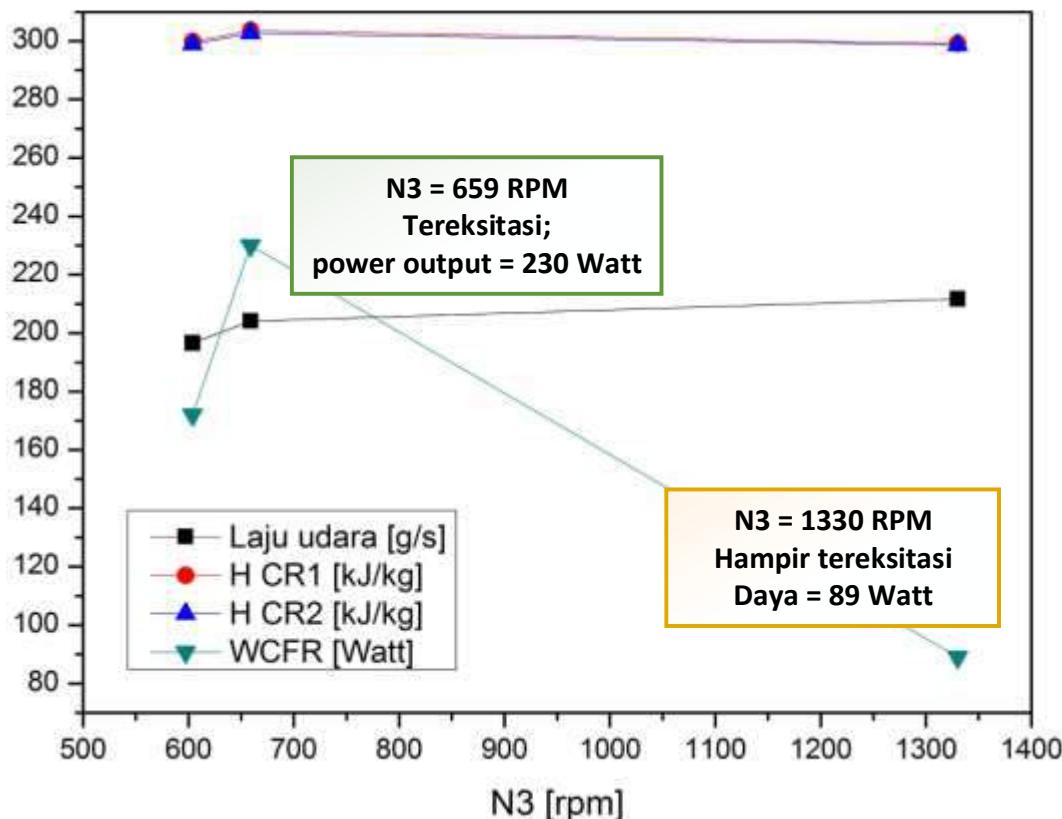
Lebih lanjut, pengolahan data secara termodinamik dilakukan pada purwarupa turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a. Untuk analisis yang lebih detail, analisis dilakukan pada 3 titik hingga sistem mampu menghasilkan daya listrik, yang dipresentasikan oleh *runner cross-flow* pada kondisi 1, kondisi 3, dan kondisi 2; (N3) 604 rpm, 659 rpm dan 1330 rpm. Tabel 4.2 menunjukkan parameter termodinamika sistem. Tampak jelas bahwa pada kondisi *unloaded*, yaitu kondisi 1 dan 2, kerja kompresor (W_c), kerja turbin (W_t), serta efisiensi termal η_{syst} . Kondisi 3 dimana sistem sudah mampu menghasilkan daya listrik, W_c naik hingga 13,86 kW, W_t naik hingga 31,08 kW, η_{syst} naik hingga 21,28%. Dengan kondisi operasi tersebut, maka sistem turbin gas mikro Bioenergi Proto X-2a mampu membangkitkan daya sebesar 0,54 kWh. Peningkatan unjuk kerja dari turbin gas selanjutnya dengan menurunkan temperatur udara masuk kompresor dan meningkatkan TIT [124], [125], [126], [127] [128].

Tabel 4.2. Analisis termodinamika sistem purwarupa

No.	N_I	N_3	h_1	h_2	h_3	h_4	W_c	W_U	η_{narin}	Q_{in}	Q_{fuel}	W_{cI} (poros)	W_{U} (poros)	η_{sys}
	[rpm]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kW]	[kW]	[%]	[kW]	kW	[kW]	[kW]	[%]
1	73796	988	300,6	362,4	952,2	863,7	11,68	16,73	101,20	111,47	84,63	16,93	16,93	20,00
2	74530	973	300,6	364,1	960,6	867	12,24	18,05	99,77	115,01	86,06	18,00	18,00	20,92
3	74529	941	300,6	362,7	958,1	865	11,97	17,95	98,09	114,79	87,70	17,61	17,61	20,08
4	78890	659	300,6	368,5	1110	957,7	13,86	31,08	66,54	151,34	97,20	20,68	20,68	21,28
5	80288	1358	300,6	359,7	1010,2	906,8	12,51	21,89	86,60	137,71	98,24	18,96	18,96	19,30
6	79509	1330	300,6	360,9	962,6	869,6	12,77	19,69	98,24	127,38	98,41	19,34	19,34	19,65
7	78130	613	300,6	364,7	1097	948,4	12,60	29,21	62,52	143,97	99,46	18,26	18,26	18,36
8	78770	645	300,6	367,6	1103	951,5	13,17	29,78	64,09	144,58	99,46	19,09	19,09	19,19
9	81839	593	300,6	359,4	1012,8	916,1	11,34	18,64	85,64	125,98	104,12	15,97	15,97	15,34
10	79500	604	300,6	359,3	1012,8	915,8	11,54	19,07	86,45	128,48	107,14	16,49	16,49	15,39

Tabel 4.3. Kerja runner cross-flow berdasarkan temperatur

No.	N3 [rpm]	Laju udara [g/s]	T _{CR1} [°C]	T _{CR2} [°C]	H _{CR1} [kJ/kg]	H _{CR2} [kJ/kg]	W _{CFR} [kW]	W _{sys Total} [kW]	η _{syst} [%]
1	604	196,6	26,6	25,8	299,8	298,9	0,2	16,7	15,6
2	659	204,1	30,4	29,5	303,6	302,7	0,23	21	21,5
3	1330	211,7	25,9	25,5	299,1	298,6	0,1	19,4	19,4



Gambar 4.6. Unjuk kerja runner cross-flow

Analisis lebih lanjut dilakukan pada *runner cross-flow*, pada ketiga kondisi tersebut. Tabel 4.3 menunjukkan bahwa operasi *runner cross-flow* yang memanfaatkan udara masuk kompresor terjadi dengan fenomena *sub-pressure*, dimana udara pada sisi masuk *runner* memiliki tekanan di bawah tekanan atmosfer. Fenomena ini selanjutnya menghasilkan penurunan temperatur, antara temperatur masuk *runner* (T_{CR1}) dan keluar *runner* (T_{CR2}). Kondisi *runner* terbeban ($N_3 = 659$ rpm) menghasilkan kerja *runner* dari sisi termodinamika lebih besar hingga 230

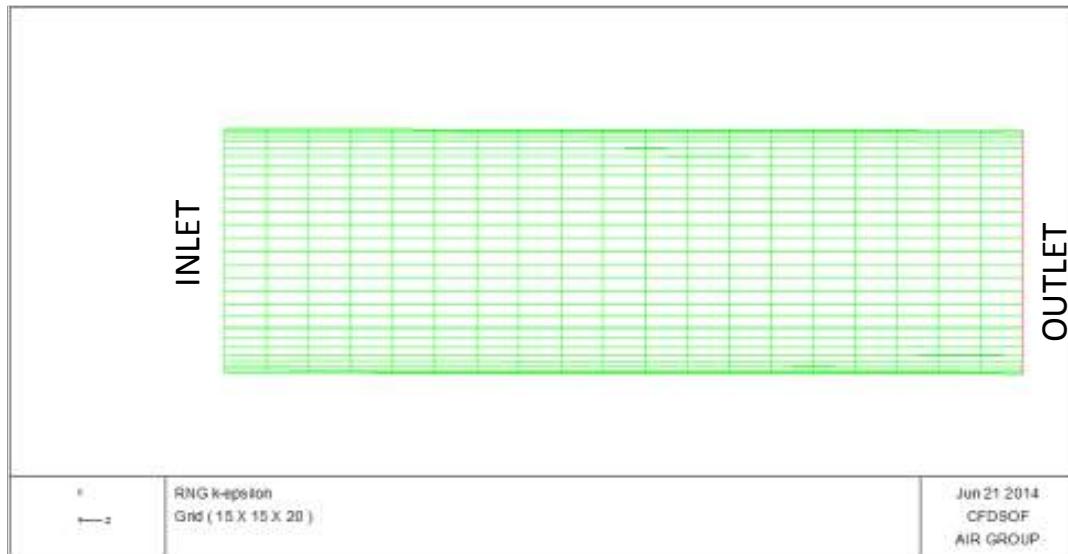
Watt dibandingkan dengan dua kondisi lainnya yang tidak terbeban. Hasil ini juga ditunjukkan pada Gambar 4.6, bahwa meskipun pada kecepatan yang lebih tinggi (1330 rpm), namun kerja *runner* pada kondisi ini lebih kecil hingga 61% dibandingkan dengan kondisi terbeban.

Tabel 4.3 juga menunjukkan kerja yang *runner cross-flow* pada sistem dan pengaruhnya pada efisiensi termal sistem. Pada $N_3 = 604$ rpm, daya *runner cross-flow* sebesar 0,172 kW menjadikan daya turbin W_t bertambah menjadi 16,66 kW. $N_3 = 659$ rpm dengan daya *runner cross-flow* 0,23 kW menjadikan daya turbin W_t bertambah menjadi 21,51 kW. $N_3 = 1330$ rpm dengan daya *runner cross-flow* 0,089 kW menjadikan daya turbin W_t bertambah menjadi 19,43 kW. Secara berturut-turut, aplikasi *runner cross-flow* menaikkan efisiensi termal η_{syst} sebesar 1,04%, 1,11% dan 0,46%. Dari hasil tersebut, $N_3 = 659$ rpm merupakan operasi sistem yang paling optimum dengan $\eta_{syst} = 21,51\%$. Femonena ini dipastikan juga berkaitan dengan pola aliran yang terjadi pada bagian dalam *runner*. Maka analisis CFD yang dilakukan pada sub-bab berikutnya menggunakan data input berdasarkan kondisi 1, kondisi 2 dan kondisi 3 dari operasi *runner cross-flow* tersebut pada Tabel 4.3.

4.2 Model CFD Pipa Lurus Dan Pipa Silindris Berbelok

4.2.1. Variasi Nilai α Pada Pipa Lurus Dengan Variasi Bilangan Reynolds

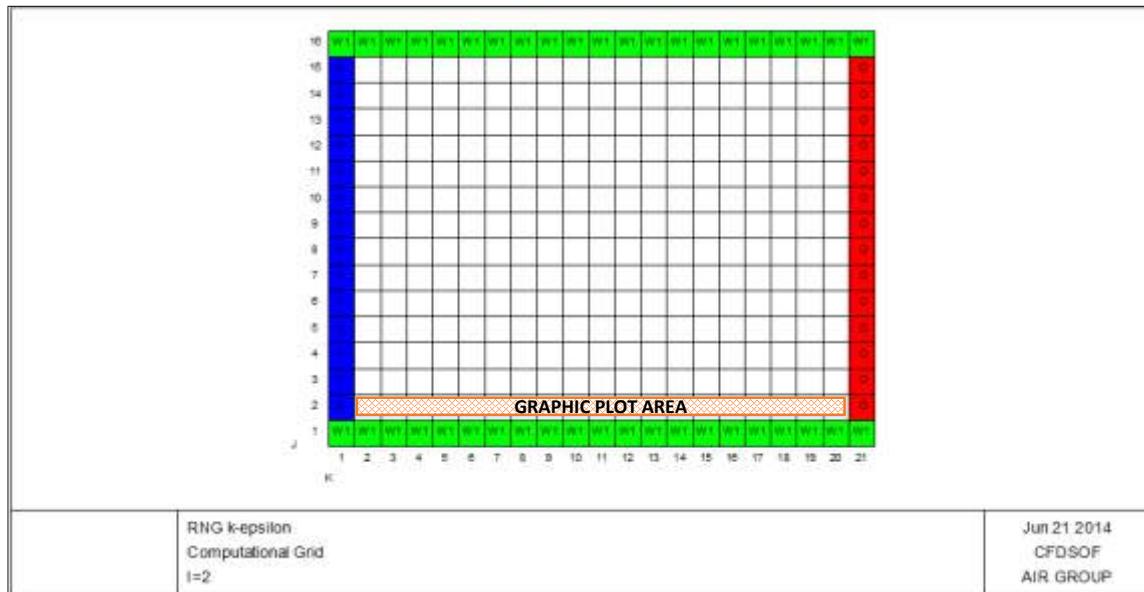
Variasi nilai bilagan turbulen Prandtl-inverse α dilakukan terhadap sebuah pipa lurus dengan diameter 43mm dan panjang 140mm; yang merupakan dimensi pipa keluar kompresor dari turbin gas mikro Proto X-2a. Simulasi CFD yang dilakukan dengan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dilakukan untuk mengetahui efektivitas nilai α pada sebuah aliran turbulen sederhana. Nilai α divariasikan menjadi 3 jenis, yaitu 1, 1.1, 1.2, 1.3. Simulasi dilakukan secara tiga dimensi pada dua bilangan Reynolds, $Re = 40900$ dan $Re = 48100$. Grid dari model CFD ditunjukkan pada Gambar 4.7. Dimana fluida (udara) masuk melalui sisi sebelah kiri (*inlet*) dan keluar melalui sisi sebelah kanan (*outlet*).



Gambar 4.7. Model CFD pipa lurus

Hasil simulasi ditunjukkan melalui parameter kecepatan, disipasi aliran, energi kinetik turbulen, dan viskositas efektif. Hasil simulasi juga ditunjukkan dalam komparasi grafik berdasarkan nilai α 1 hingga 1.3. Aliran pada pipa lurus merupakan aliran dengan fluktuasi kecepatan yang relatif seragam. Karenanya, efektivitas nilai α dianalisis pada daerah dekat dinding, dimana terjadi perbedaan kecepatan paling besar terhadap kecepatan aliran tengah. Pada grid komputasi, daerah dekat dinding tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.8.

Gambar 4.9 hingga Gambar 4.16 secara berturut-turut menunjukkan kontur dan plot grafik untuk parameter: kecepatan, disipasi turbulen, energi kinetik turbulen, dan viskostas efektif turbulen untuk setiap variasi bilangan Reynolds. Sesuai Hasil-hasil tersebut menunjukkan kontur dan plot grafik yang sama untuk setiap nilai α , dari 1 hingga 1.3. Hal ini menunjukkan, bahwa nilai α tidak memberikan pengaruh terhadap prediksi aliran pada pipa lurus, dimana tidak terjadi aliran dengan pemisahan maupun aliran sekunder.



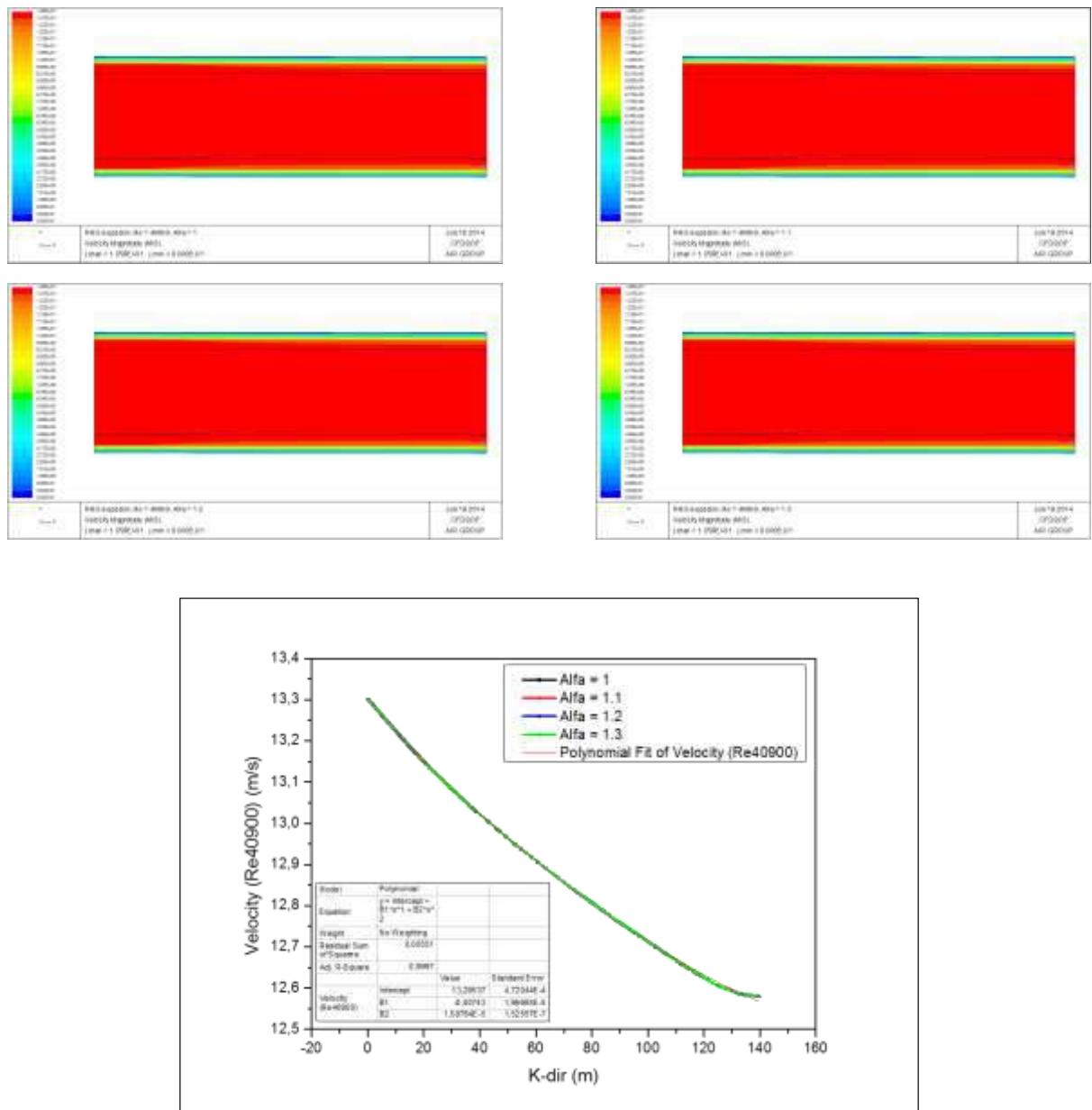
Gambar 4.8. Grid komputasi pipa lurus

Pada aliran pipa silindris, aliran dekat dinding hampir seluruhnya dipengaruhi karena pengaruh dinding sehingga menyebabkan kecepatan dan disipasi turbulen yang semakin turun. Lebih detil, Gambar 4.9 dan Gambar 4.10 memperlihatkan bahwa perubahan nilai temperatur hanya dipengaruhi oleh gradien temperatur pada arah horizontal. Hal ini menunjukkan variasi nilai α 1 hingga 1.3 tidak berpengaruh pada aliran yang tidak memiliki rentang disipasi turbulen dan energi kinetik turbulen yang besar.

Selanjutnya, untuk mengetahui lebih rinci hasil prediksi tersebut, hasil simulasi untuk parameter-parameter tersebut, plot grafik dilakukan terhadap daerah dekat dinding. Hal ini dilakukan dengan asumsi bahwa daerah dekat dinding merupakan daerah yang paling dipengaruhi oleh lapis batas. Pada analisis kurva *fitting*, nilai penyimpangan yang terjadi (walaupun sangat kecil) disebabkan akurassi yang kurang pada saat penggabungan kurva. Hasil ini menunjukkan bahwa pada aliran dengan fluktuasi yang rendah, nilai α tidak memberikan penaruh yang signifikan terhadap hasil prediksi aliran, baik pada bilangan Reynolds 48.100 maupun pada bilangan Reynolds $Re = 48100$. Hal ini juga mengindikasikan bahwa pada aliran dalam pipa lurus, nilai difusivitas turbulen dan viskositas turbulen relatif sebanding, sehingga analisis numerik dapat dilakukan dengan lebih sederhana.

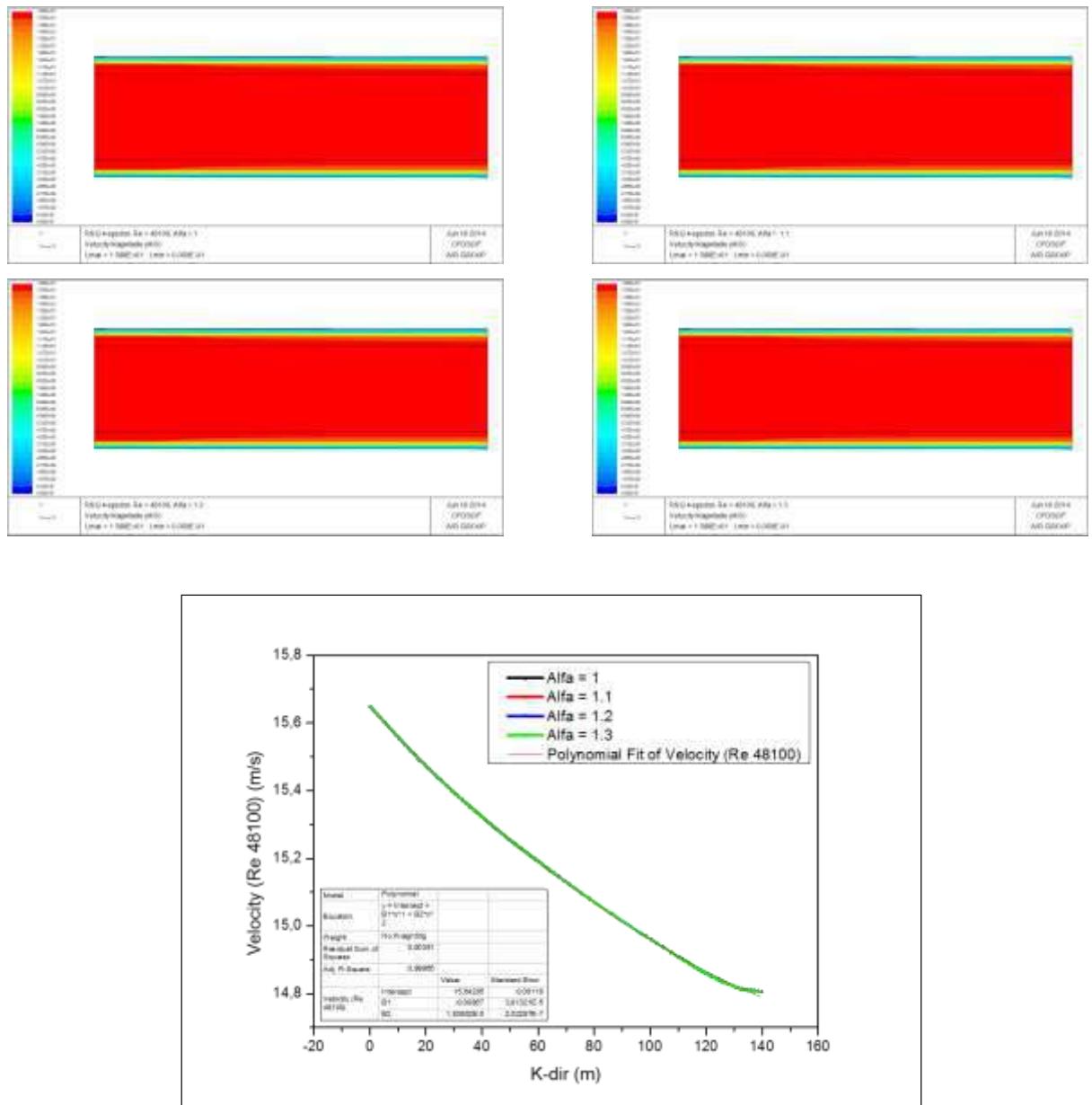
I. Kecepatan

Velocity, Re = 40900



Gambar 4.9. Kontur kecepatan untuk $\alpha = 1 - 1.3$ dan grafik $Re = 40900$

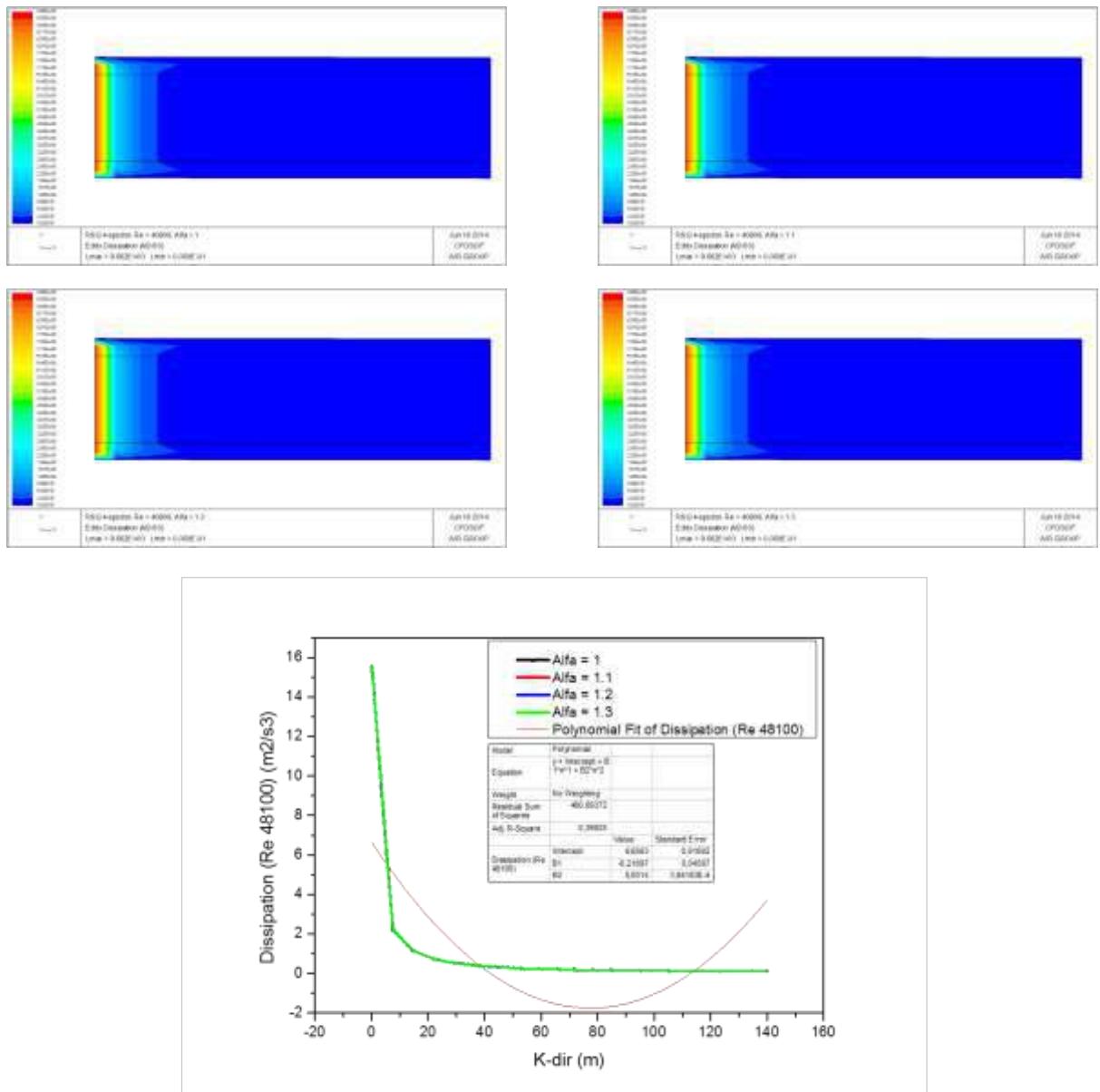
Velocity, Re = 48100



Gambar 4.10. Kontur kecepatan untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 48100$

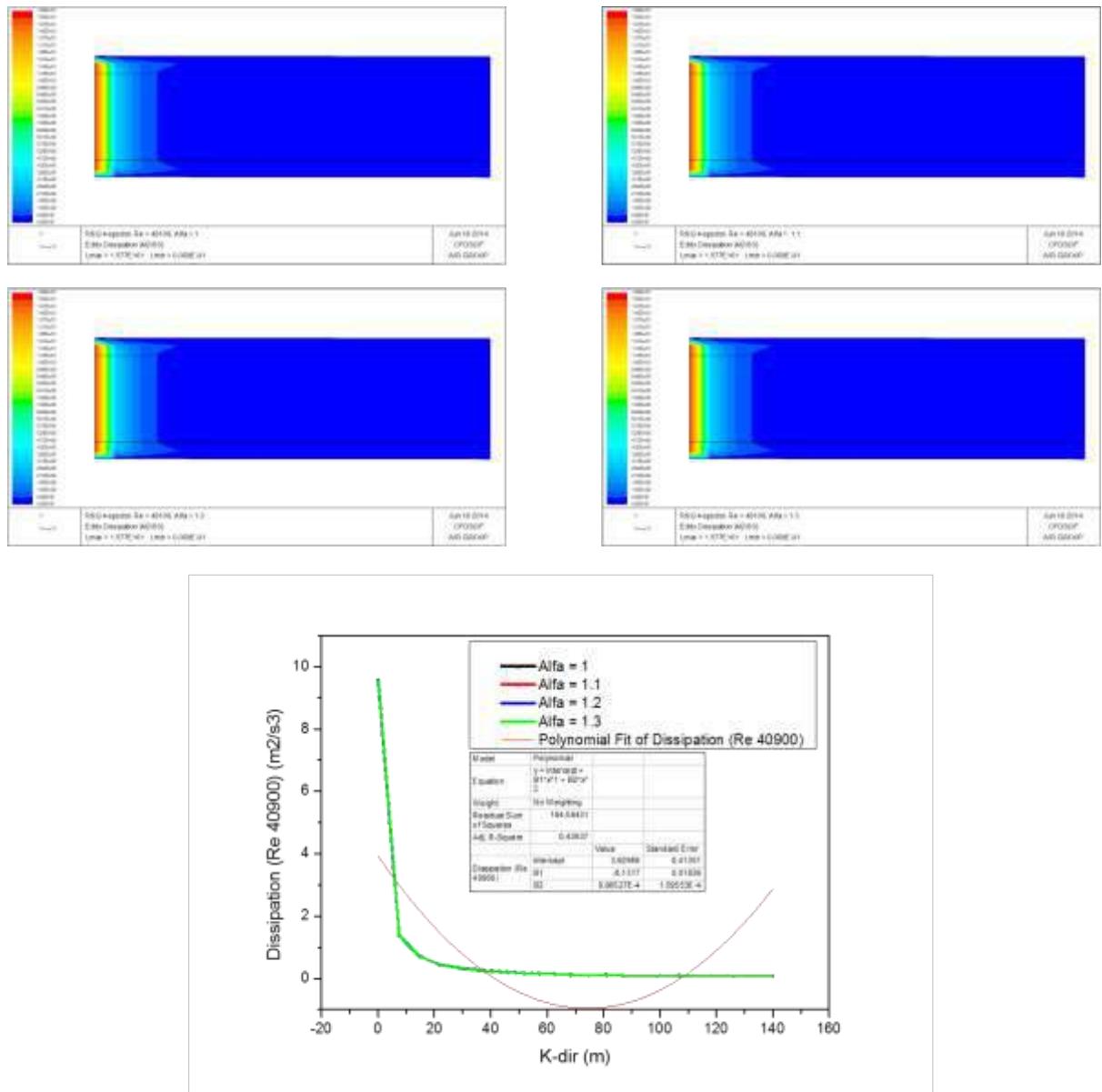
II. Disipasi turbulen

Dissipation, Re = 40900



Gambar 4.11. Kontur disipasi untuk $\alpha = 1 - 1.3$ dan grafik, $\text{Re} = 40900$

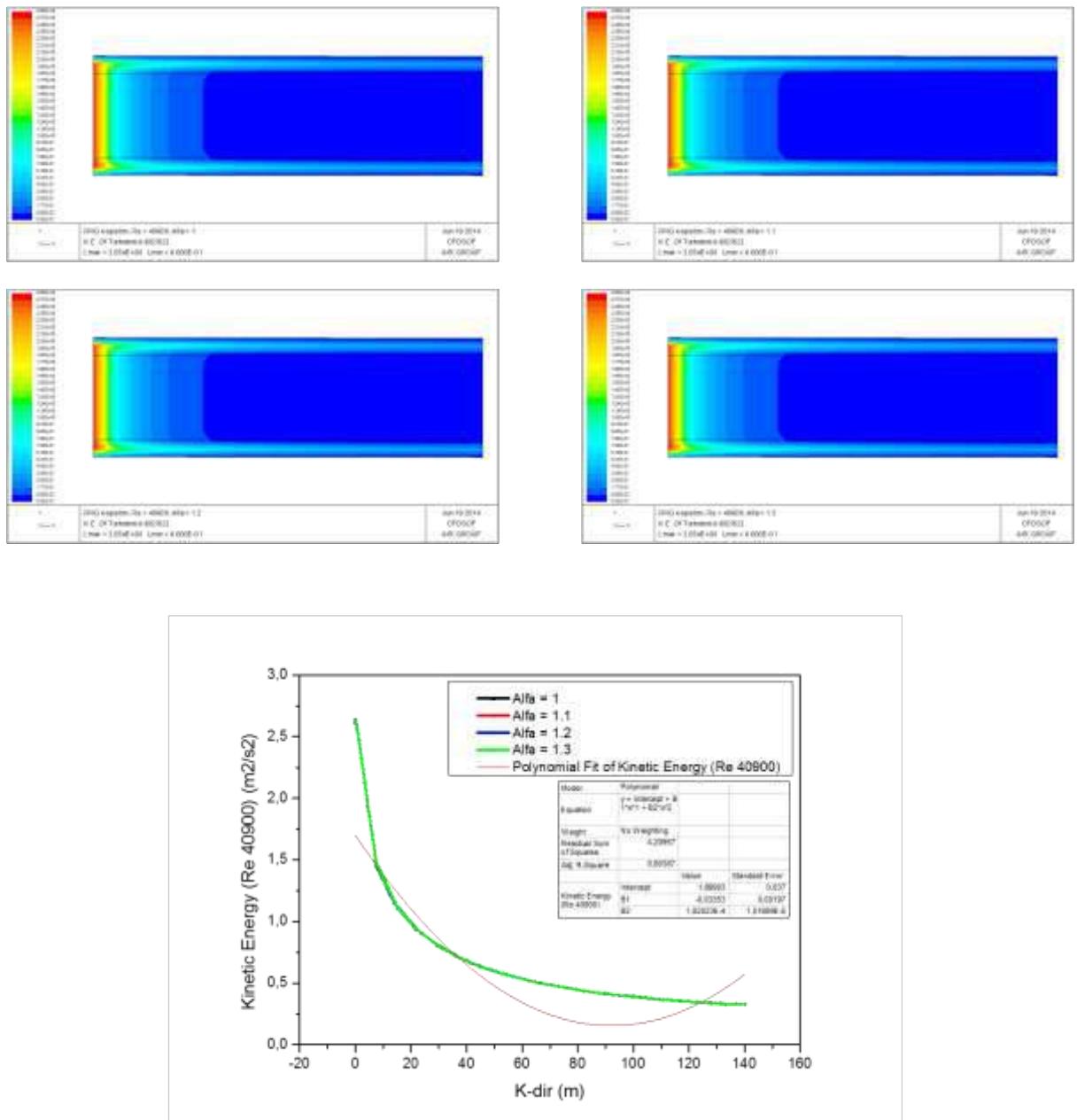
Dissipation, Re = 48100



Gambar 4.12. Kontur disipasi untuk α 1 - 1.3 dan grafik, $Re = 48100$

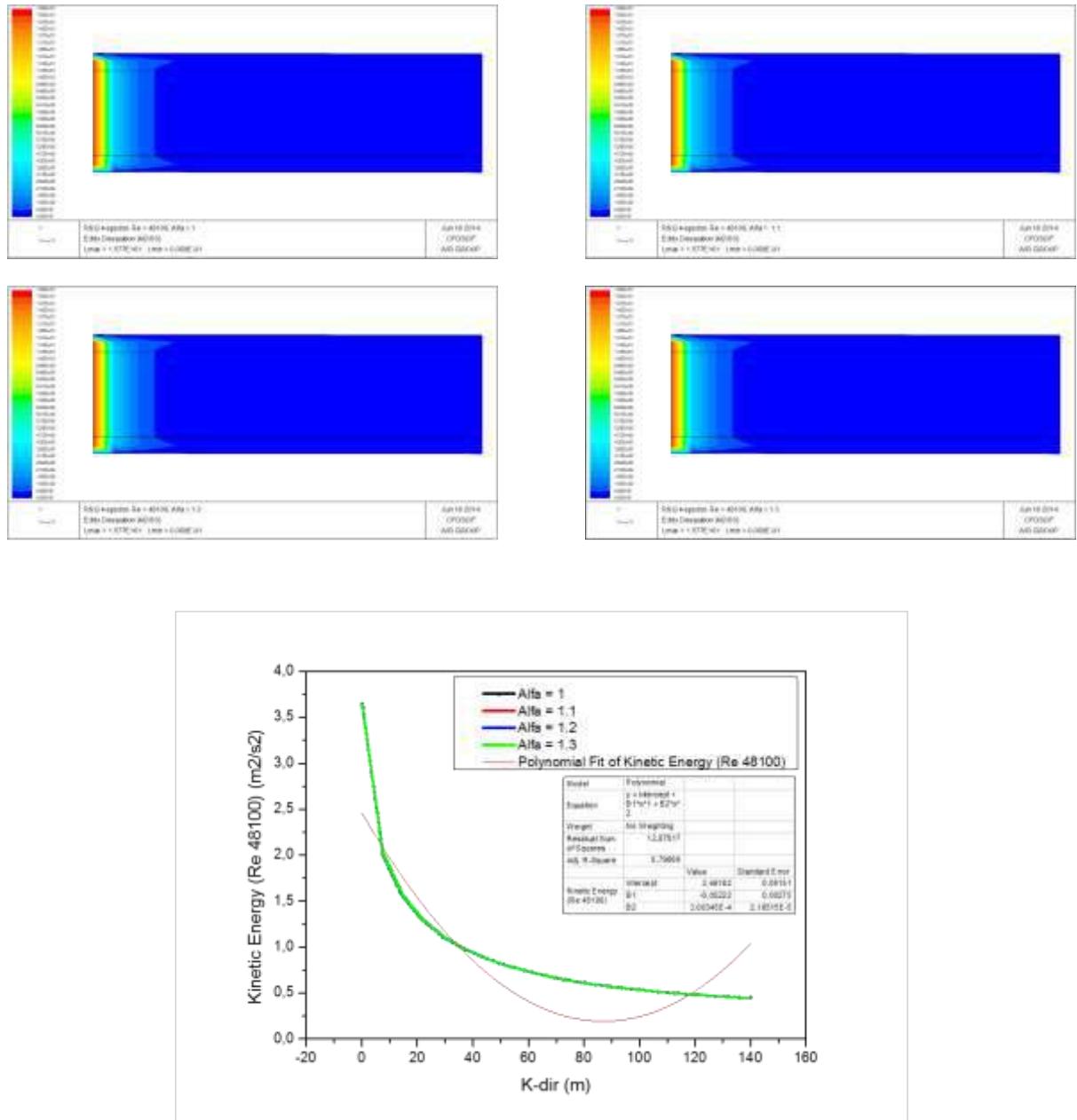
III. Energi kinetik turbulen

Kinetic Energy, Re = 40900



Gambar 4. 13. Kontur energi kinetik untuk α 1 - 1.3 dan grafik, Re = 40900

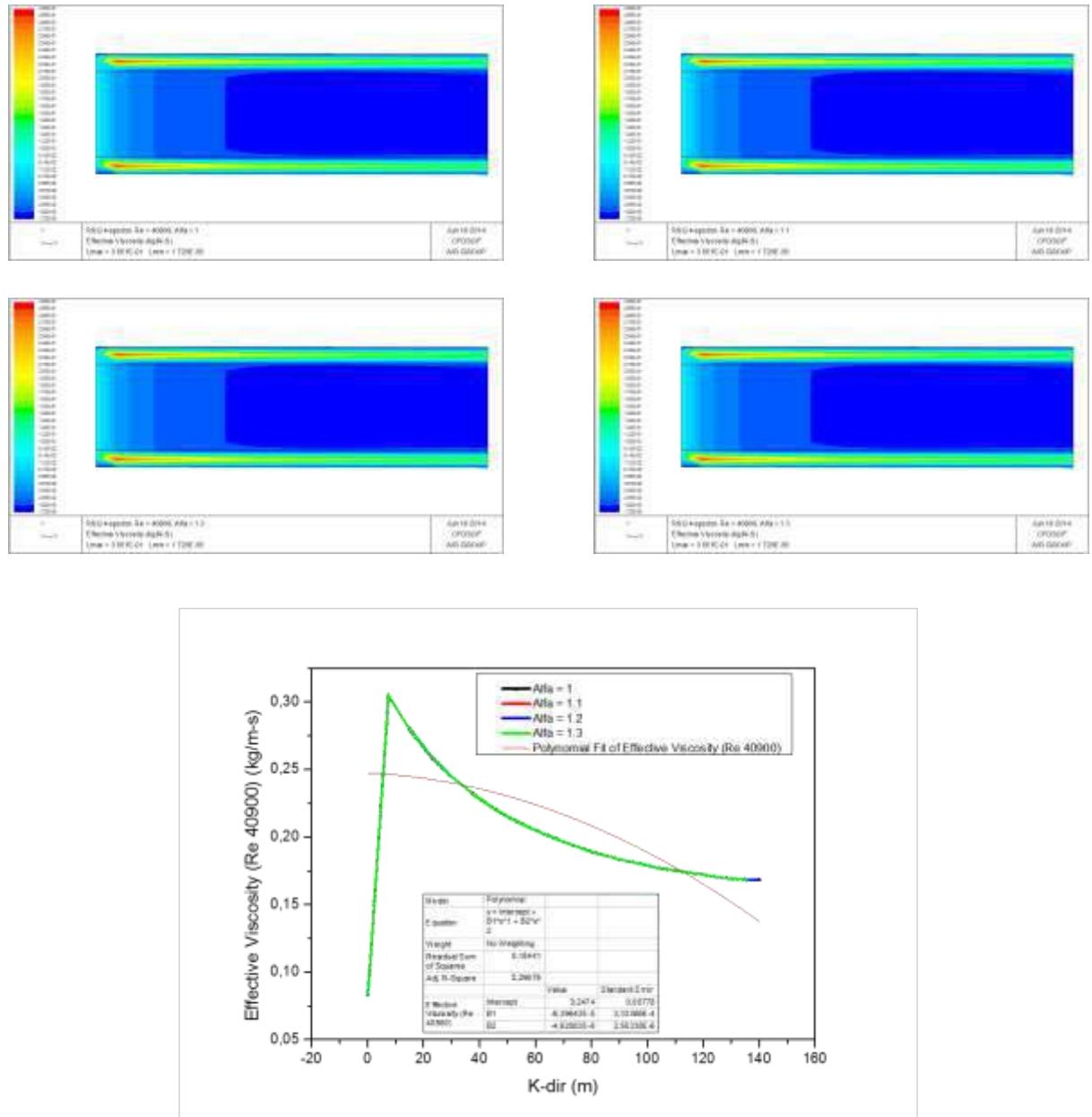
Kinetic Energy, Re = 48100



Gambar 4. 14. Kontur energi kinetik untuk α 1 - 1.3 dan grafik, Re = 48100

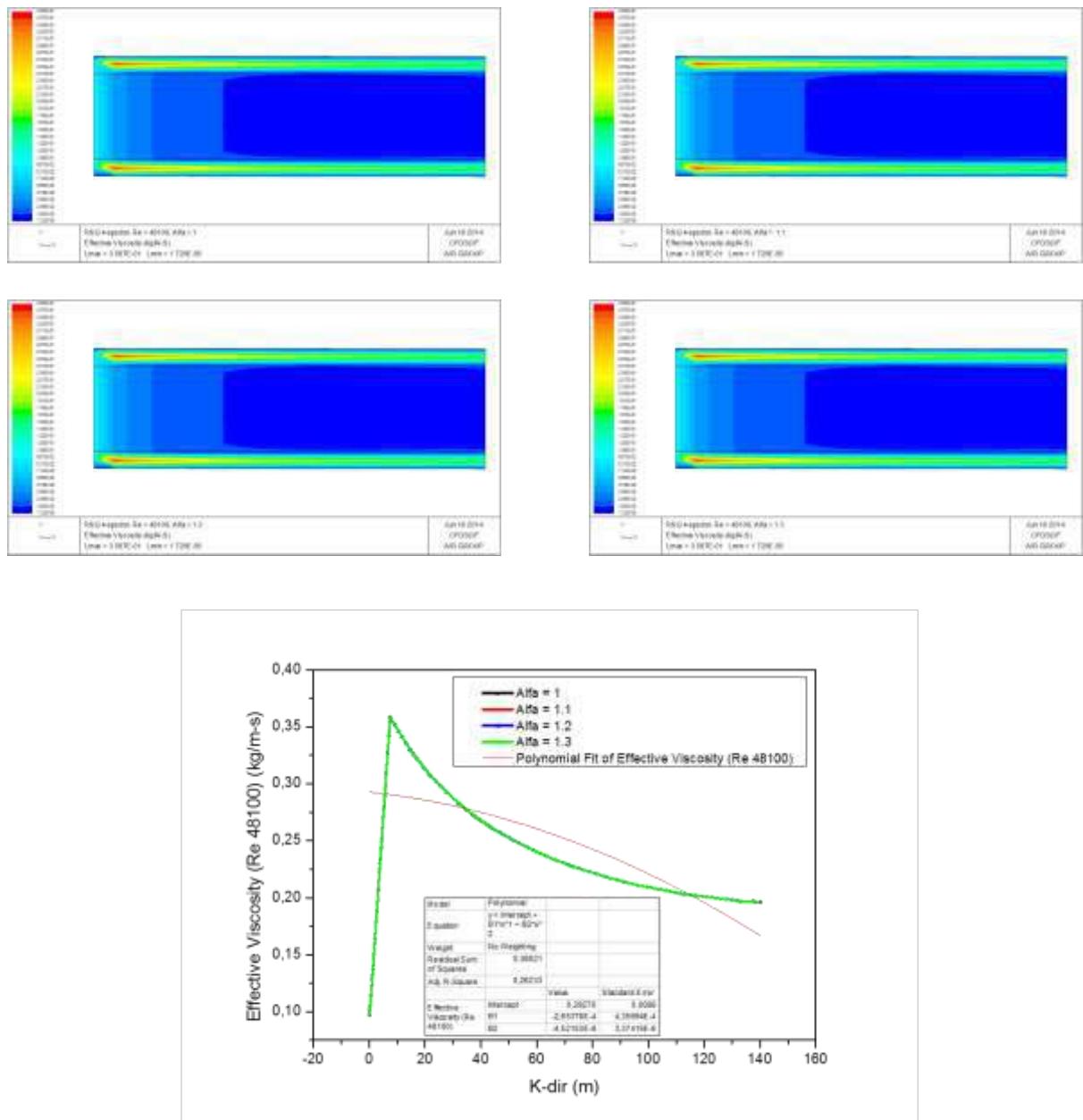
IV. Viskositas

Effective Viscosity, Re = 40900



Gambar 4.15. Kontur viskositas efektif untuk $\alpha = 1 - 1.3$ dan grafik, $\text{Re} = 40900$

Effective Viscosity, Re = 48100

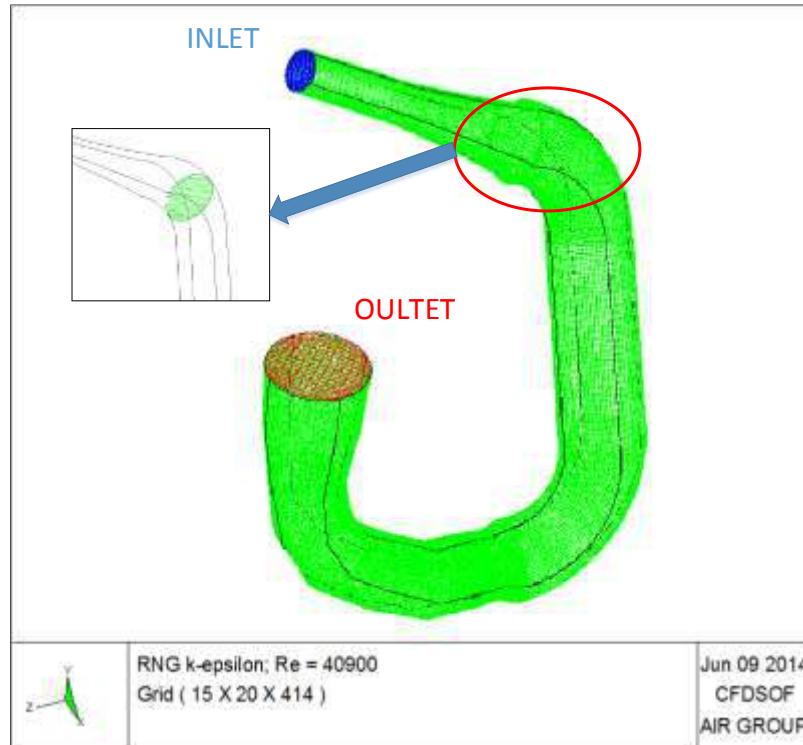


Gambar 4.16. Kontur viskositas efektif untuk α 1 - 1.3 dan grafik, Re = 48100

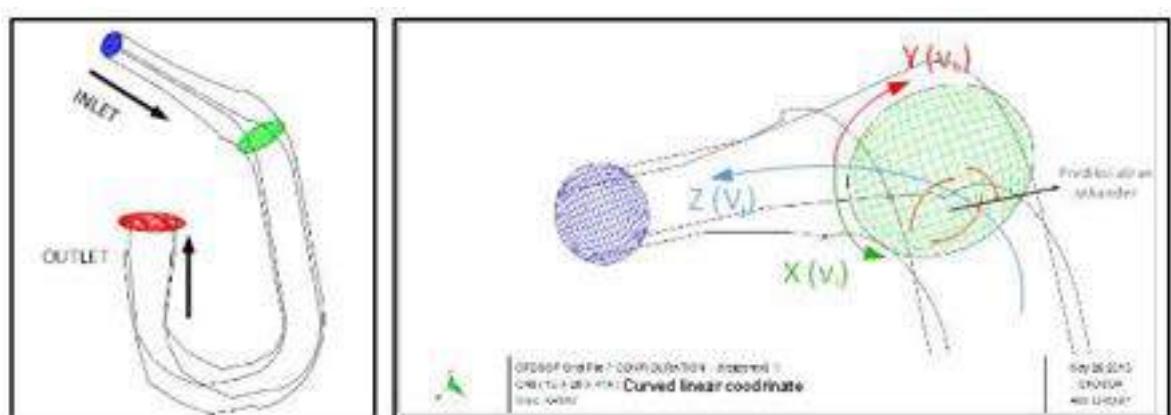
4.2.2. Variasi Nilai α pada pipa silindris berbelok

Selain pada pipa lurus, investigasi efektivitas nilai α juga dilakukan pada bentuk geometri yang lebih rumit. Sesuai dengan karakteristik model turbulen *RNG k- ϵ* yang lebih sesuai untuk aliran dengan pemisahan, dan *secondary flow*, investigasi dilakukan terhadap pipa silindris berbelok. Pipa ini merupakan salah satu komponen dari turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a. Model CFD dari pipa tersebut ditunjukkan pada Gambar 3.13 dan skematik pengujian eksperimental ditunjukkan pada Gambar 3.14. Dengan menggunakan model turbulen *RNG k- ϵ* , nilai α divariasikan menjadi 3 jenis, yaitu 1, 1.1, 1.2, 1.3. Simulasi dilakukan secara tiga dimensi pada bilangan Reynolds, $Re = 40900$. Seperti yang telah di-investigasi oleh Noorani et.al [115] pada aliran dalam pipa berbelok, aliran pada sisi luar belokan memiliki *eddy* yang jauh lebih kecil daripada aliran tengah. Hal yang sama juga terjadi pada bilangan Reynolds lokal, dimana dengan skala olakan yang jauh lebih kecil, bilangan Reynolds lokal juga bernilai lebih besar sehingga memicu terjadinya aliran sekunder [122]. Parameter-parameter aliran pada investigasi ini antara lain: *velocity magnitude*, disipasi turbulen, energi kinetik turbulen, dan viskositas turbulen.

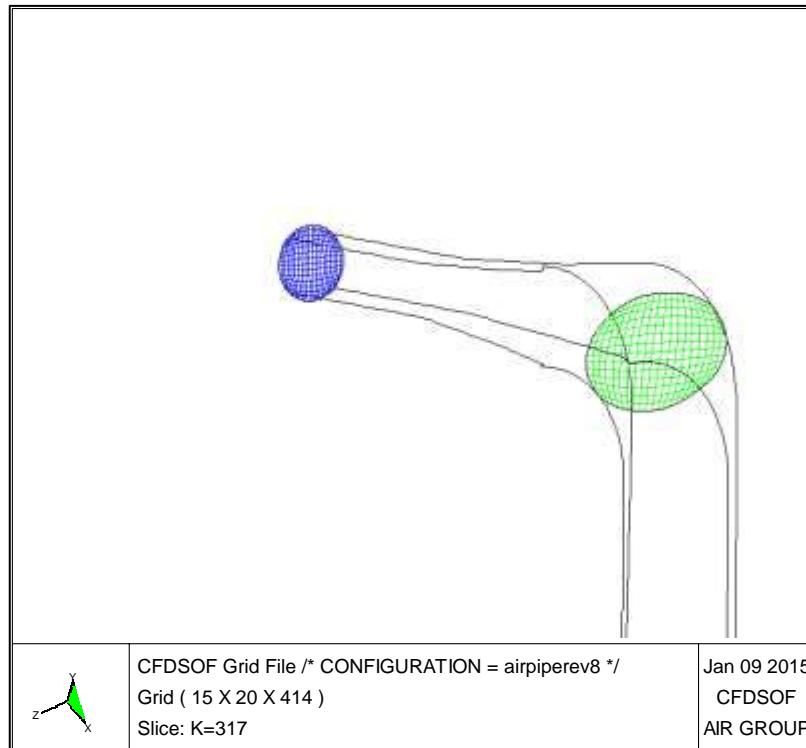
Berdasarkan karakteristik aliran yang terjadi pada pipa berbelok, analisis dilakukan pada belokan pipa. Grid komputasi pada belokan tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.17 dan skematik koordinat ditunjukkan oleh gambar Gambar 4.18. Untuk seluruh variasi nilai α , parameter *velocity magnitude* menunjukkan terjadinya pemisahan aliran dan aliran sekunder yang realtif sama untuk setiap variasi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.21. Sementara hasil simulasi terhadap parameter-parameter lain; disipasi turbulen, energi kinetik turbulen, dan viskositas turbulen menunjukkan perbedaan 1% -7% berdasarkan kontur masing-masing. Namun, untuk memperoleh hasil yang lebih akurat, sesuai dengan karakteristik aliran yang dominan terjadi, analisis lebih dalam dilakukan pada bidang iris belokan pipa tersebut, yaitu pada $k = 317$ yang merupakan titik pusat belokan, ditunjukkan pada Gambar 4.19 dan Gambar 4.20. Analisis dilakukan pada parameter kecepatan yang lebih detil, yaitu pada kecepatan arah-u, sehingga aliran sekunder dapat direpresentasikan dengan lebih jelas dengan asumsi bahwa perbedaan vektor kecepatan merepresentasikan aliran sekunder.



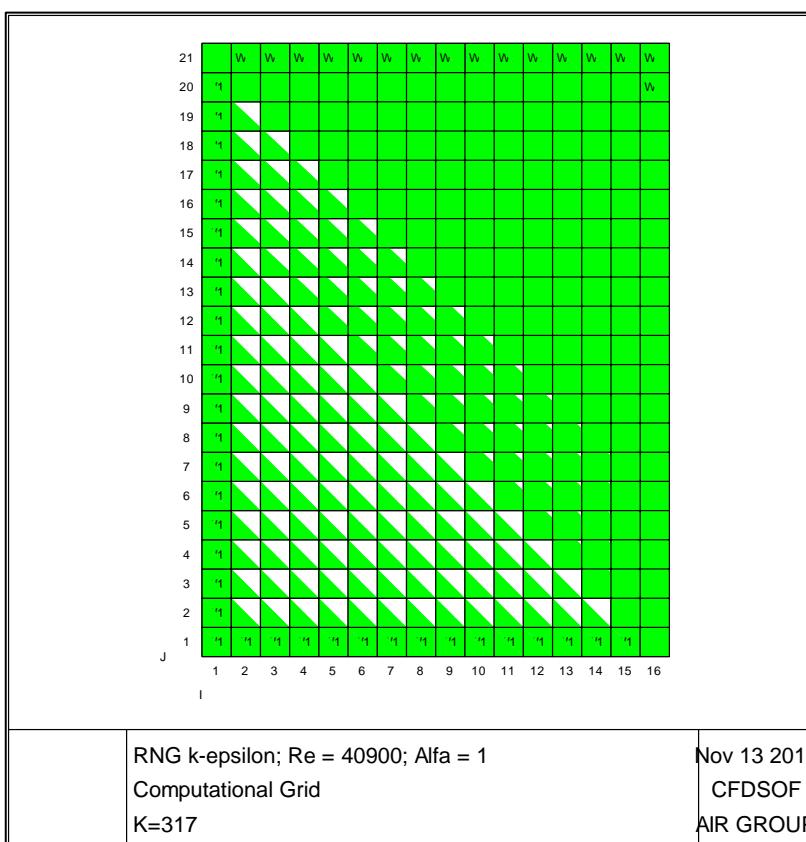
Gambar 4.17. Model CFD dari pipa silindris berbelok



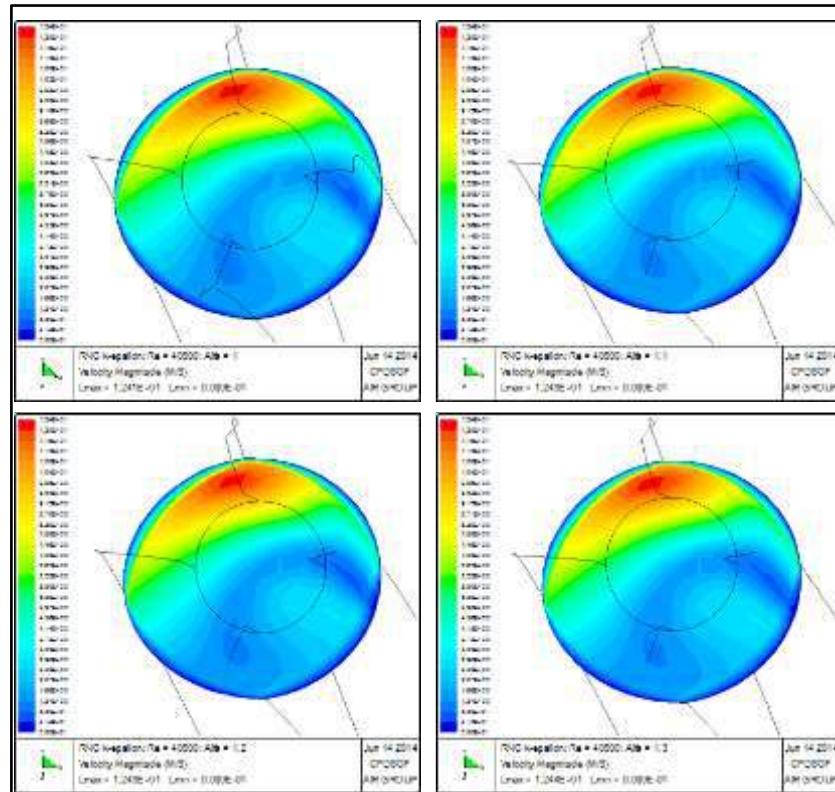
Gambar 4.18. Skematis koordinat belokan pipa



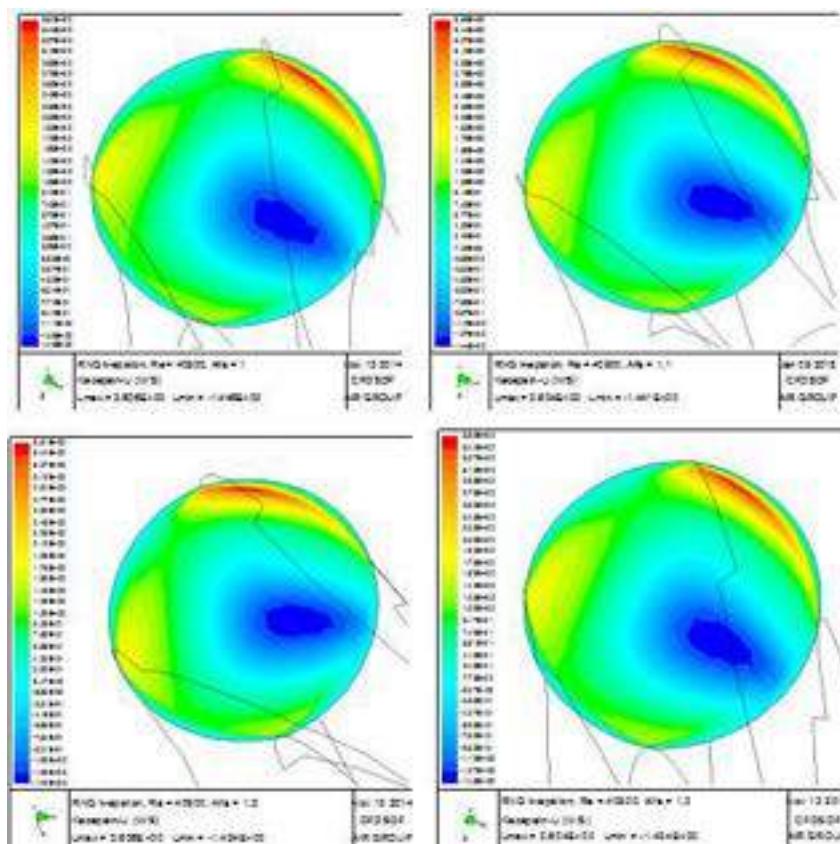
Gambar 4.19. Irisan grid komputasi



Gambar 4.20. Irisan sel komputasi pada k = 317

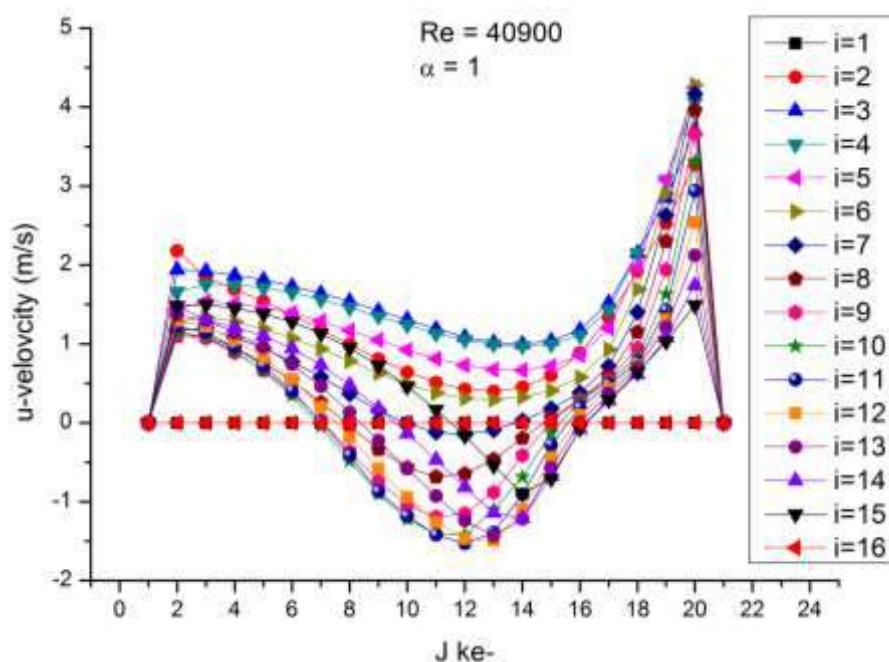


Gambar 4.21. Velocity magnitude pada belokan pipa

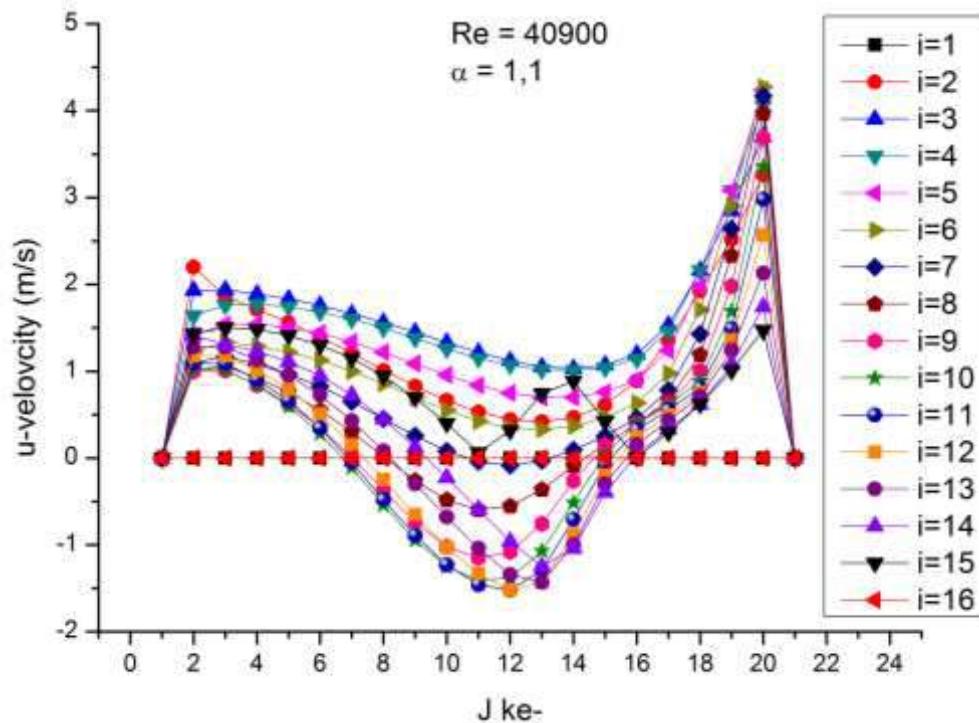


Gambar 4.22. Irisan kecepatan arah-u pada K=317

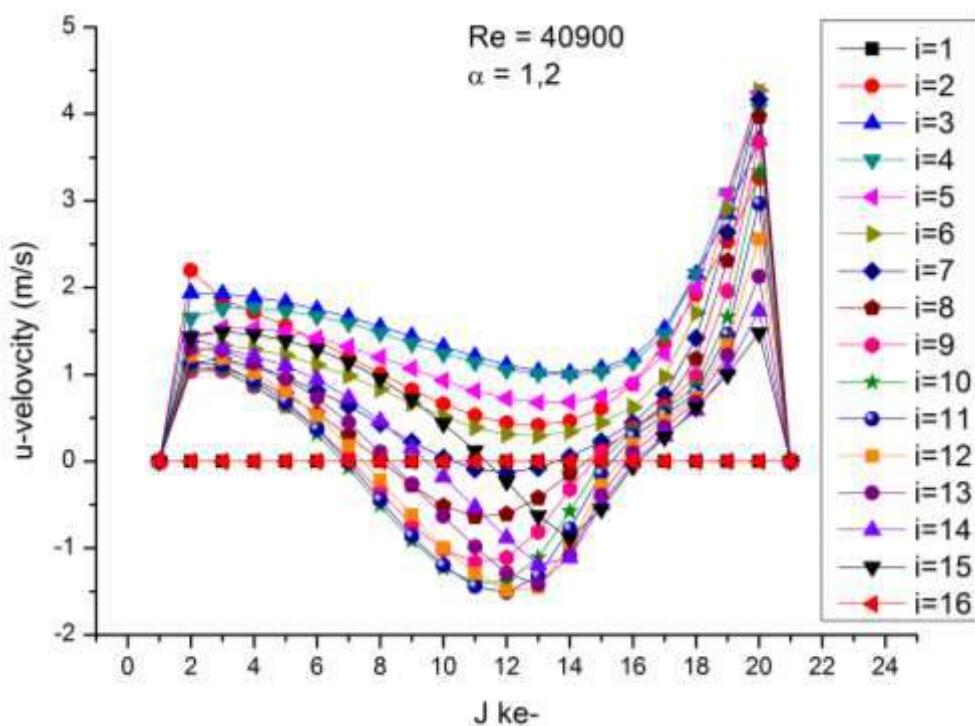
Gambar 4.21 menunjukkan kontur besar kecepatan dan Gambar 4.22 menunjukkan kontur kecepatan arah-u. Variasi nilai α 1; 1,1; 1,2; 1,3 menunjukkan terjadinya aliran sekunder. Hasil simulasi menunjukkan bahwa pada nilai α yang semakin besar, vorteks aliran ke sisi dalam belokan semakin kuat. Namun untuk hasil yang lebih spesifik, plot data kecepatan arah-u dilakukan pada irisan tersebut. Dengan jumlah grid 15x20x414, plot dilakukan pada $k = 317$, dan $i = 1$ sampai dengan $i = 16$, untuk seluruh variasi α . Grafik-grafik tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.23 hingga Gambar 4.26. Arah-i menunjukkan arah horizontal dan arah-j menunjukkan arah vertikal. Seluruh plot grafik, sesuai dengan kontur kecepatan, menunjukkan adanya aliran sekunder. Aliran sekunder tersebut ditunjukkan oleh kecepatan arah-u yang bernilai negatif, yang menunjukkan perbedaan arah vektor kecepatan. Secara umum, aliran sekunder terjadi pada sapuan $j = 7$ hingga $j = 16$ dan pada $i = 9$ hingga $i = 14$. Pada sel komputasi yang ditunjukkan oleh Gambar 4.19, rentang ini terjadi pada bagian tengah irisan. Selanjutnya, efektivitas variasi nilai α dianalisis berdasarkan intensitas aliran sekunder yang terjadi pada setiap variasi nilai α , sehingga plot dilakukan secara lebih detil pada masing-masing arah-i.



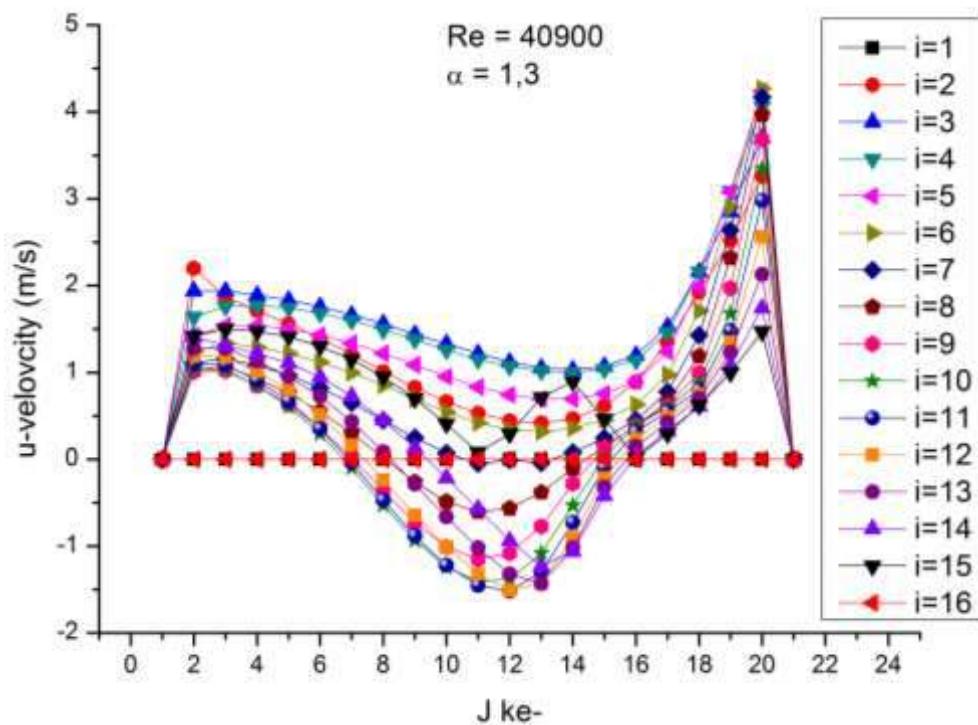
Gambar 4.23. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1$



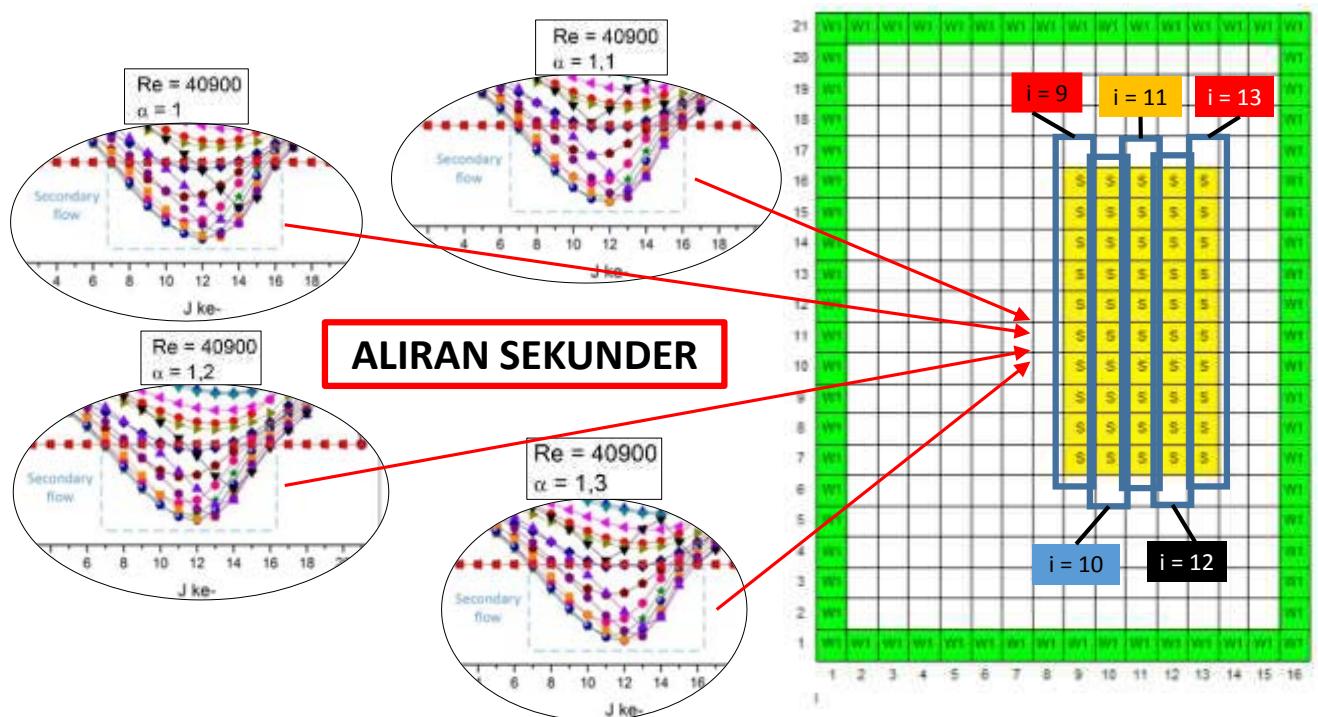
Gambar 4. 24. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1,1$



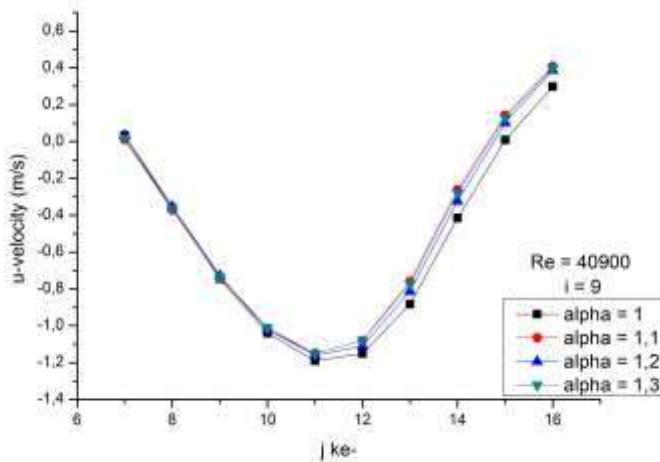
Gambar 4.25. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1,2$



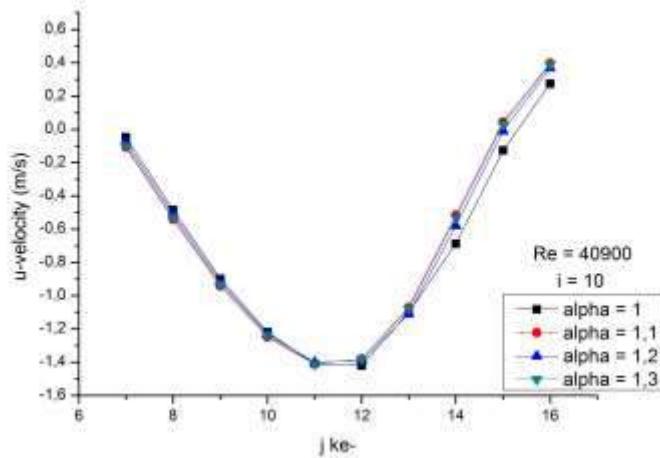
Gambar 4.26. Plot grafik kecepatan-u, arah-j, pada pipa berbelok, $\alpha = 1,3$



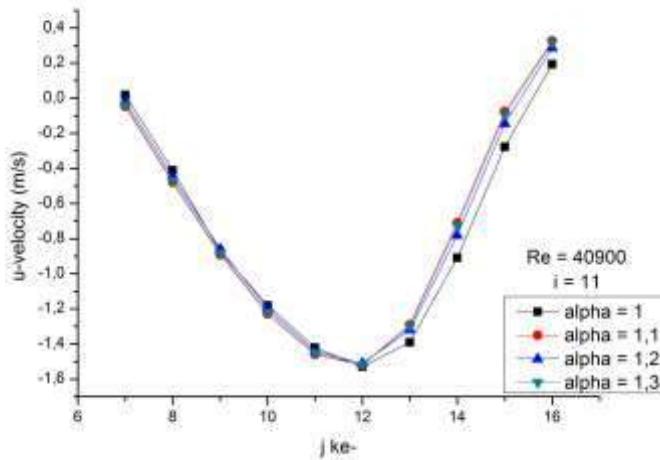
Gambar 4.27. Cell komputasi dan prediksi daerah dengan aliran sekunder



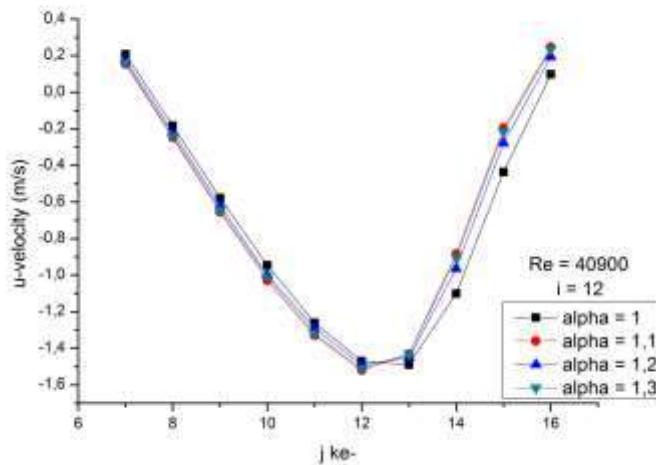
Gambar 4.28. Grafik kecepatan-u, $i=9$, $j=7-16$, pada pipa berbelok, variasi α



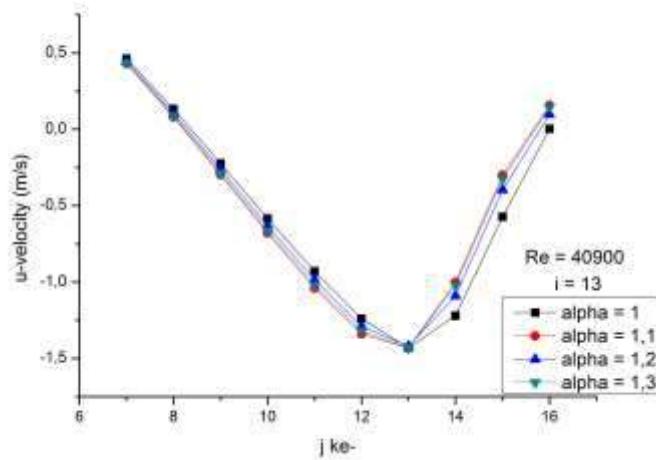
Gambar 4.29. Grafik kecepatan-u, $i=10$, $j=7-16$, pada pipa berbelok, variasi α



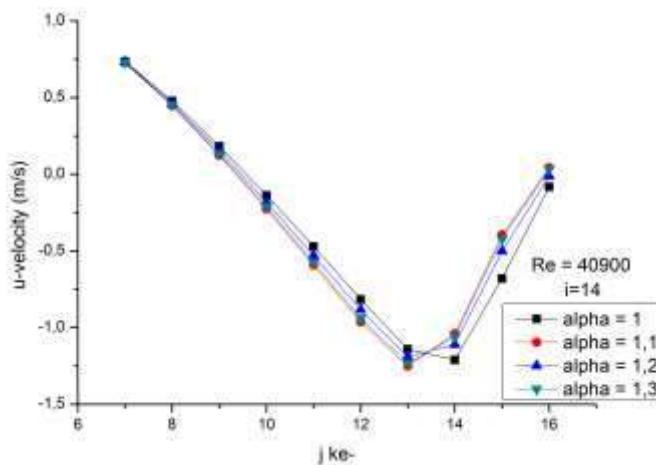
Gambar 4.30. Grafik kecepatan-u, $i=11$, $j=7-16$, pada pipa berbelok, variasi α



Gambar 4.31. Grafik kecepatan-u, $i=12$, $j=7-16$, pada pipa berbelok, variasi α



Gambar 4.32. Grafik kecepatan-u, $i=13$, $j=7-16$, pada pipa berbelok, variasi α



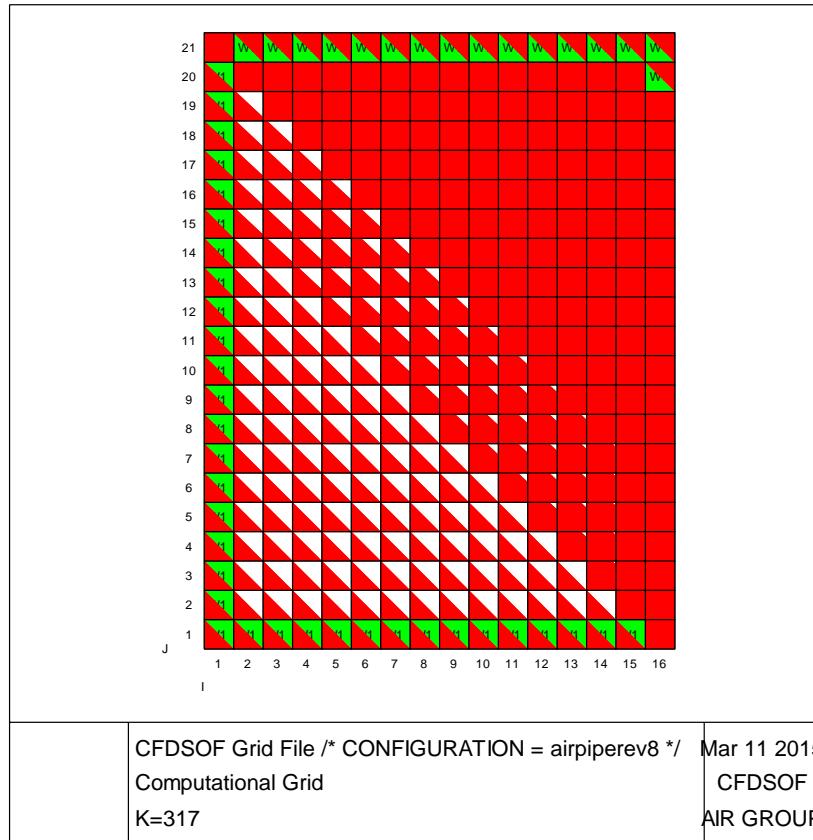
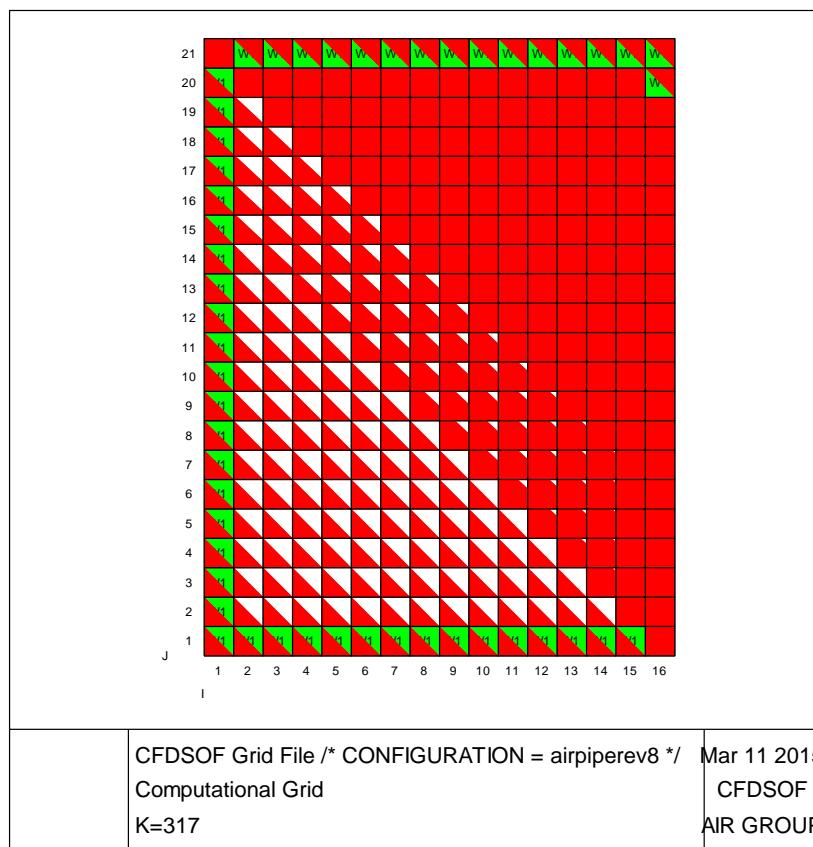
Gambar 4.33. Grafik kecepatan-u, $i=14$, $j=7-16$, pada pipa berbelok, variasi α

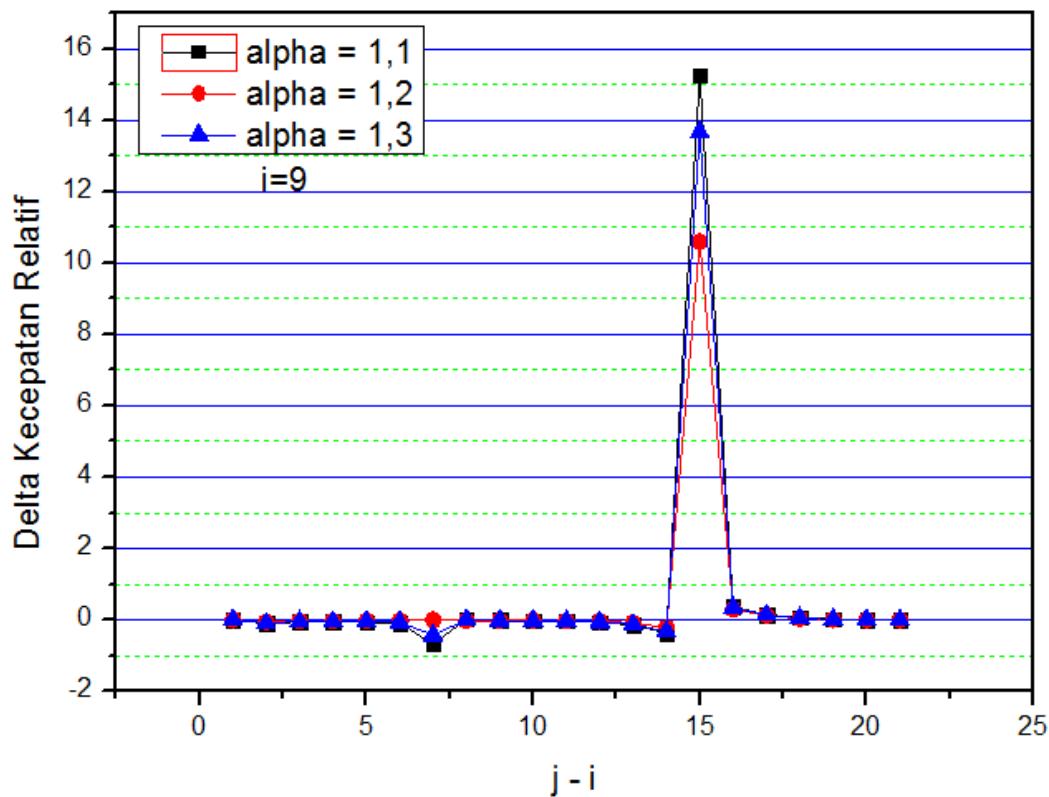
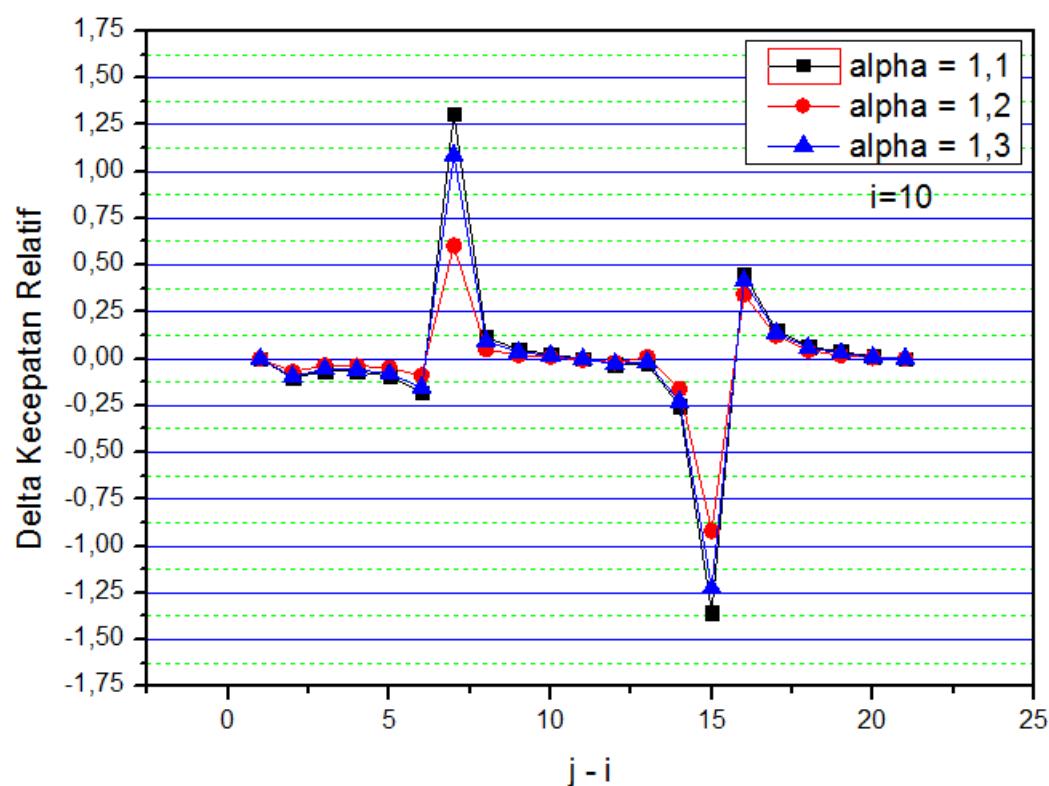
Gambar 4.27 menunjukkan lokasi dimana terjadinya aliran sekunder (sel berwarna kuning). Berdasarkan tersebut, plot grafik kecepatan arah-u dilakukan pada masing-masing koordinat-i, untuk j ke-7 hingga j ke-16. Gambar 4.28 hingga Gambar 4.33 secara berturut-turut menunjukkan nilai kecepatan arah-u tersebut untuk seluruh variasi α . Analisis lebih detil dilakukan pada koordinat dimana terjadi perbedaan nilai kecepatan paling besar antara penggunaan variasi α dengan penggunaan $\alpha = 1$. Signifikansi variasi nilai α juga dilakukan terhadap parameter global, yaitu beda tekanan masuk dan keluar pipa, yang mengindikasikan perbedaan hasil yang cukup kecil, yang ditunjukkan oleh Tabel 4.4.

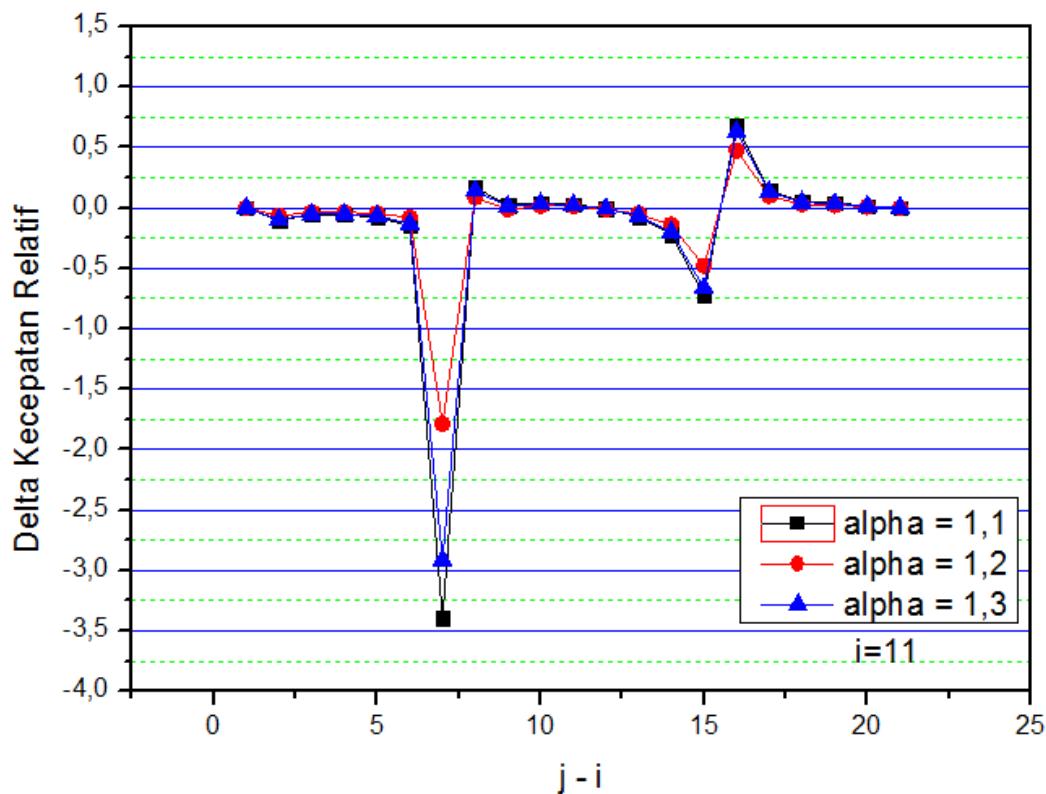
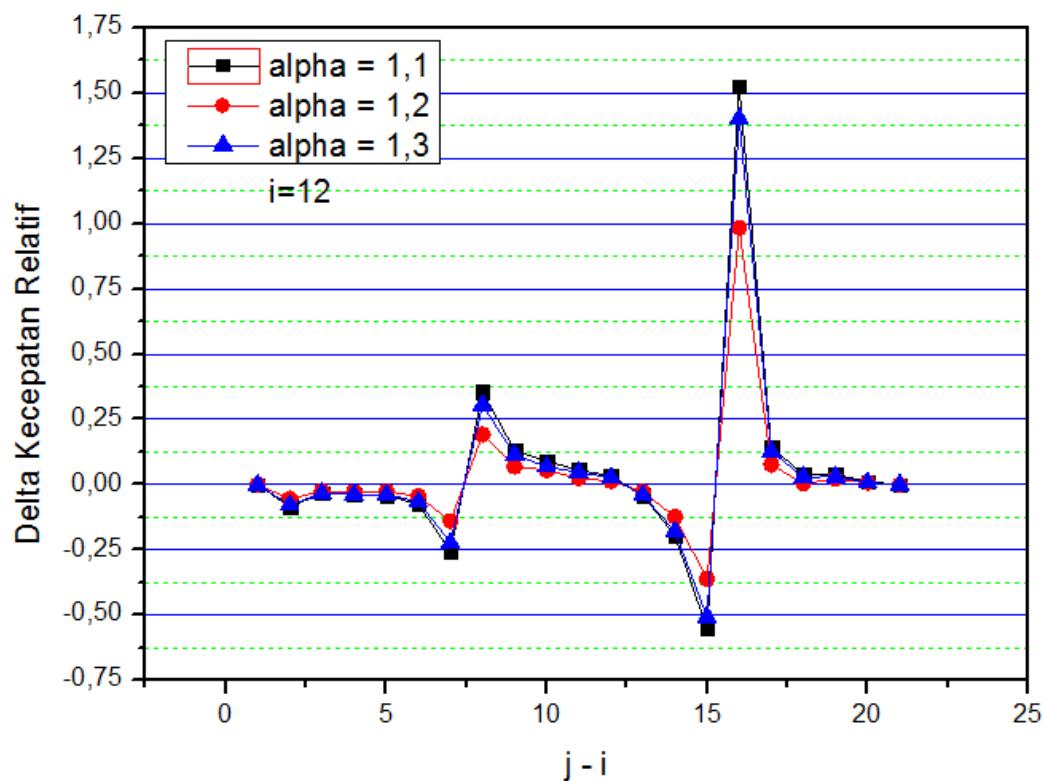
Tabel 4.4. Prediksi jatuh-tekan pada pipa berbelok

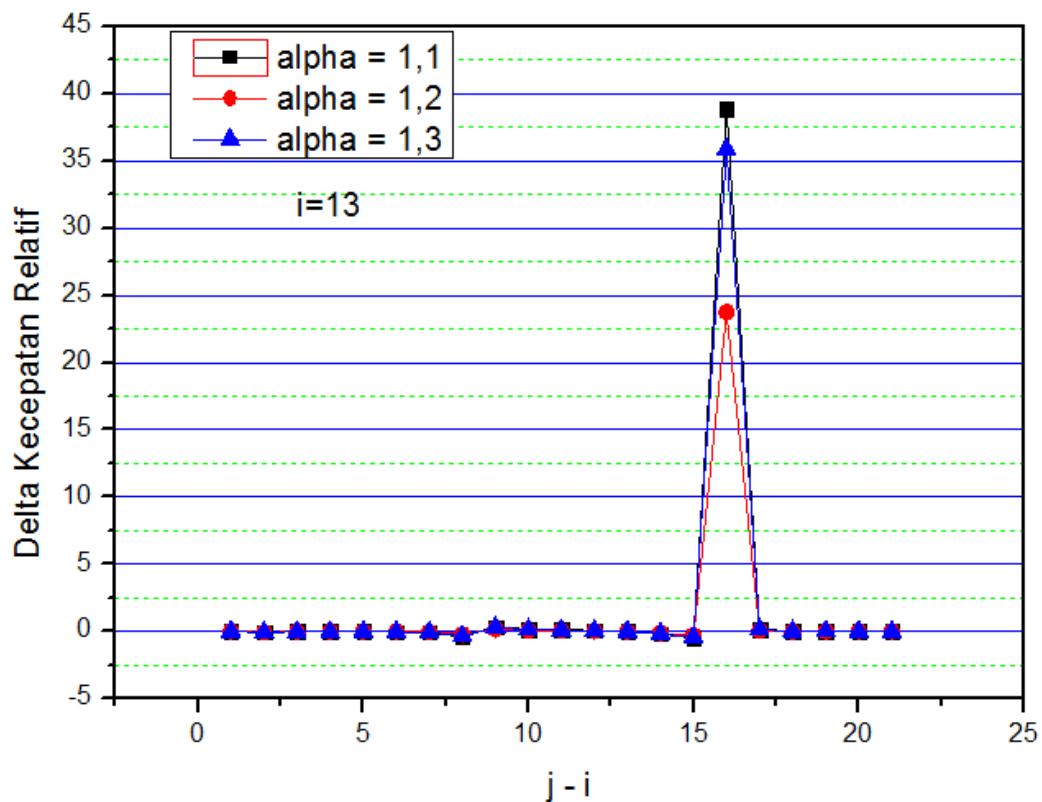
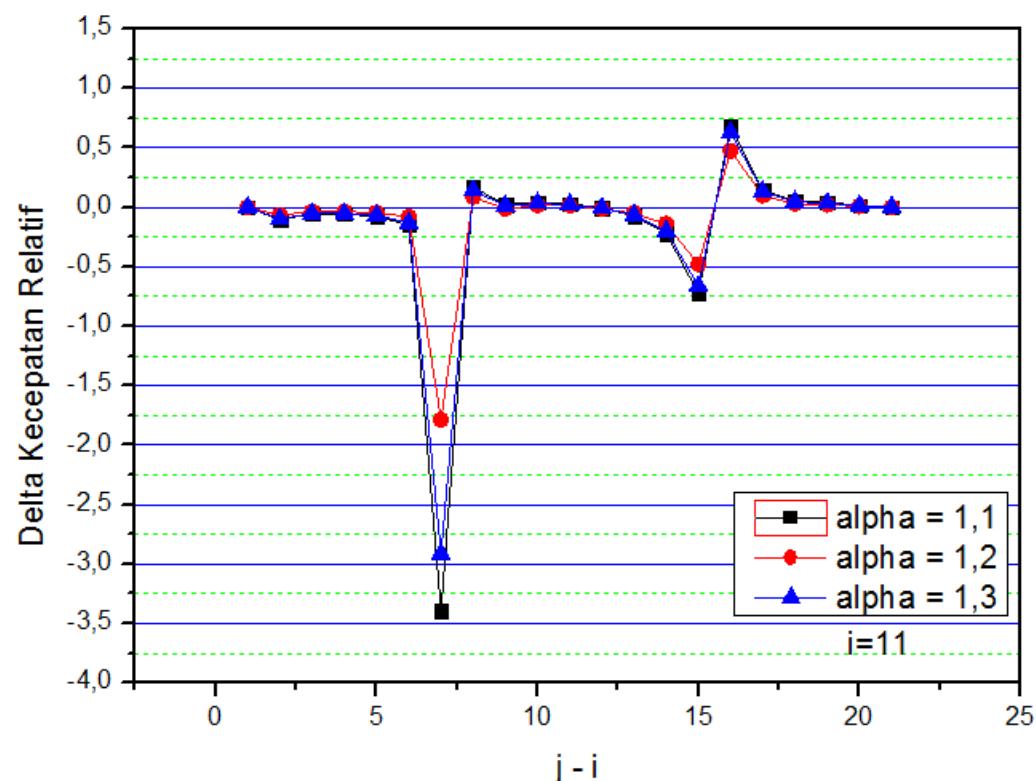
Model	mass flow in (kg/s)	Tekanan Inlet (MPa)	Tekanan Outlet (MPa)	ΔP (MPa)
STD k- ε	2,0968E+4	0,080211	0,080216	5 E-6
RNG k- ε Alfa 1	2,0968E+4	0,08022	0,08215	7 E-6
RNG k- ε Alfa 1,1	2,0968E+4	0,080219	0,080215	4 E-6
RNG k- ε Alfa 1,2	2,0968E+4	0,080215	0,080215	1 E-5
RNG k- ε Alfa 1,3	2,0968E+4	0,080219	0,080215	4 E-4

Karena perbedaan tersebut relatif kecil, untuk menunjukkan signifikansi variasi nilai bilangan Prandtl turbulen inverse α yang lebih detil, plot grafik kembali pada gradien kecepatan (antara kecepatan pada tiap-tiap variasi α dengan kecepatan pada $\alpha = 1$) untuk titik dari i ke-9 hingga i ke-14 (koordinat paling signifikan ditunjukkan pada cell komputasi pada Gambar 4.34 dan Gambar 4.35). Hal ini dilakukan karena penggunaan nilai $\alpha = 1$ merupakan nilai *default* yang digunakan pada model turbulen RNG k- ε .

Gambar 4.34. Lokasi dominan secondary flow untuk $i=9$ hingga $i=11$ Gambar 4.35. Lokasi dominan secondary flow untuk $i=12$ hingga $i=12$

Gambar 4.36. Delta kecepatan realtif, $i=9$ Gambar 4.37. Delta kecepatan realtif, $i=10$

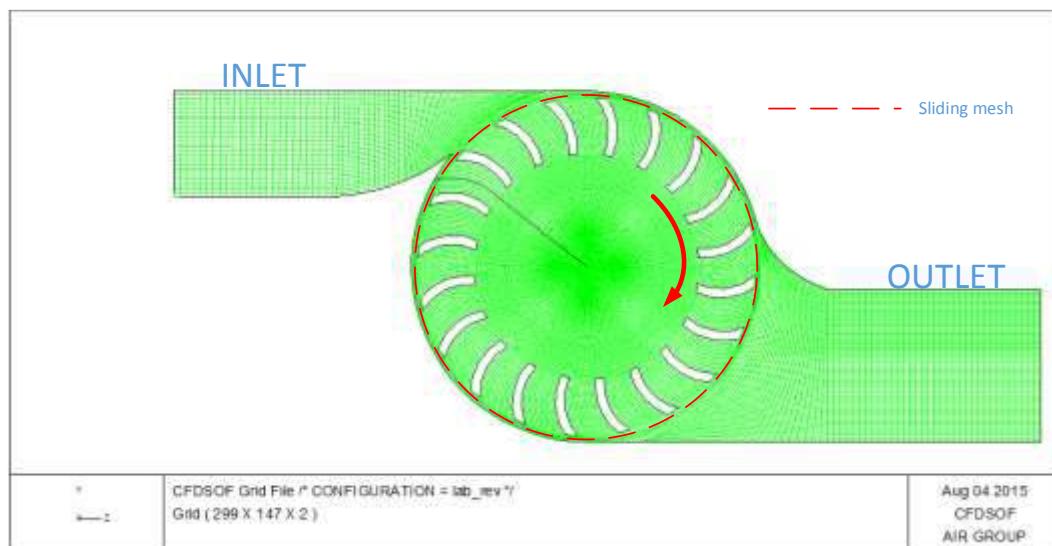
Gambar 4.38. Delta kecepatan realtif, $i=11$ Gambar 4.39. Delta kecepatan realtif, $i=12$

Gambar 4.40. Delta kecepatan realtif, $i=13$ Gambar 4.41. Delta kecepatan realtif, $i=14$

Signifikansi variasi nilai α yang ditunjukkan oleh Gambar 4.36 hingga Gambar 4.41 menunjukkan bahwa variasi yang paling signifikan terjadi koordinat i,j (13,16) yang ditunjukkan oleh Gambar 4.40. Gradien kecepatan terbesar ditunjukkan pada penggunaan $\alpha = 1,1$ dengan delta kecepatan-u relatif hingga 39. Mengingat koordinat tersebut merupakan salah satu titik terluar pada belokan, cukup rasioanl apabila bilangan Prandtl turbulen cukup berpengaruh. Pada keadaan tersebut, aliran cukup banyak dipengaruhi oleh faktor dinding yang menyebabkan difusivitas turbulen yang terjadi juga semakin dominan, sebelum kecepatan aliran terdisipasi oleh dinding. Dengan demikian, variasi penggunaan bilangan Prandtl turbulen inverse α memberikan pengaruh yang cukup signifikan pada prediksi kecepatan sekunder dengan pola resirkulasi pada pipa silindris berbelok.

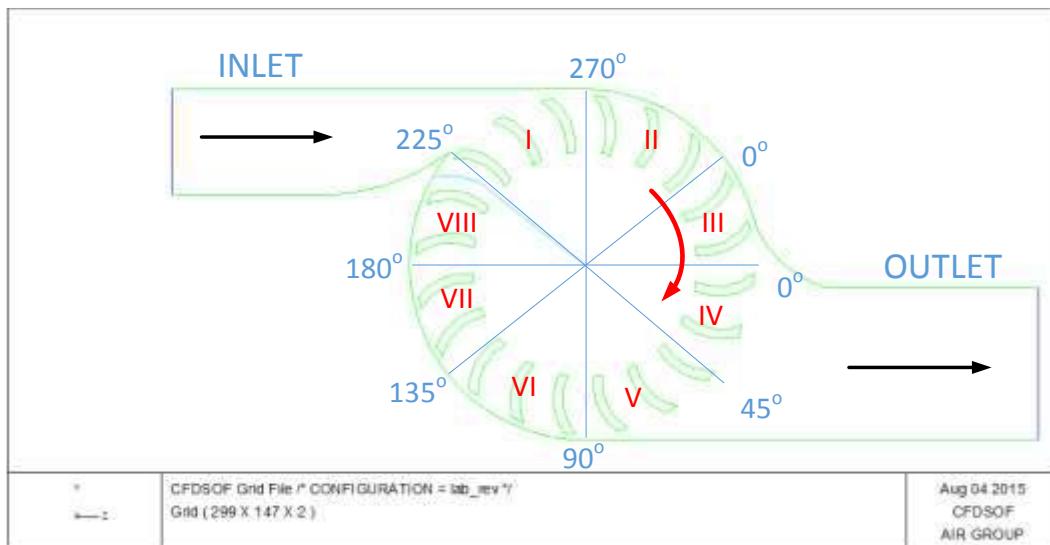
4.3 Model CFD *Runner cross-flow*

Model CFD dari *runner cross-flow* merupakan model 3D, jenis *mesh cartesian*, dengan jumlah *mesh* dari *medium mesh* variasi 2 sesuai uji *mesh* pada sub-bab 3.7 dengan total jumlah sel $299 \times 147 \times 2$, total keseluruhan $300 \times 148 \times 3 = 133200$ *cells*. Model CFD dari *runner* tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.42. Jarak dari sudu jalan ke dinding = 0,961mm.



Gambar 4.42. Model CFD *runner cross-flow*

Untuk mempermudah analisis aliran terjadi pada bagian dalam *runner* dibagi menjadi 8 zona. Zona *throughflow* diprediksi terjadi pada zona I hingga IV, sedangkan zona resirkulasi diprediksi terjadi pada zona VI hingga VIII seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.43.



Gambar 4.43. Konfigurasi zona aliran pada bagian dalam *runner cross-flow*

4.4 Hasil Simulasi CFD Terhadap *Runner Cross-Flow*

Simulasi CFD pada *runner cross-flow* dilakukan dengan menggunakan data-data *runner* sebagaimana yang terdapat pada tabel 12. Kondisi operasi *runner* pada eksperimen yang dipengaruhi oleh berbagai parameter beban (*load*) seperti yang telah dijelaskan pada sub-bab 4.1 menghasilkan perbedaan kecepatan dan perbedaan temperatur. Masing-masing kecepatan uji disimulasikan dengan tiga variasi bilangan turbulent Prandtl – inverse α ; 1; 1,1; 1,2 dan 1,3 dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$. Sehingga total simulasi yang dilakukan adalah 12 kali. Penurunan temperatur pada sisi masuk dan keluar *runner* yang lebih besar dan menghasilkan kerja yang lebih besar mempengaruhi pola aliran pada bagian dalam *runner*. Data hasil eksperimen ini juga turut mendukung pentingnya analisis bilangan Prandtl turbulen yang optimum untuk dapat mengembangkan sistem. Namun, sensitivitas pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$ terhadap mesh menjadikan simulasi CFD dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ untuk menentukan bilangan Prandtl turbulen optimum dilakukan pada keadaan stationer.

Simulasi CFD untuk keadaan berputar dilakukan dengan menggunakan model turbulen STD $k-\varepsilon$ dengan menggunakan data nomor 3 pada Tabel 4.5 . Hasil simulasi CFD direpresentasikan oleh beberapa parameter turbulen yaitu kecepatan, temperatur, disipasi turbulen, disipasi turbulen, viskositas turbulen dan energi kinetik turbulen.

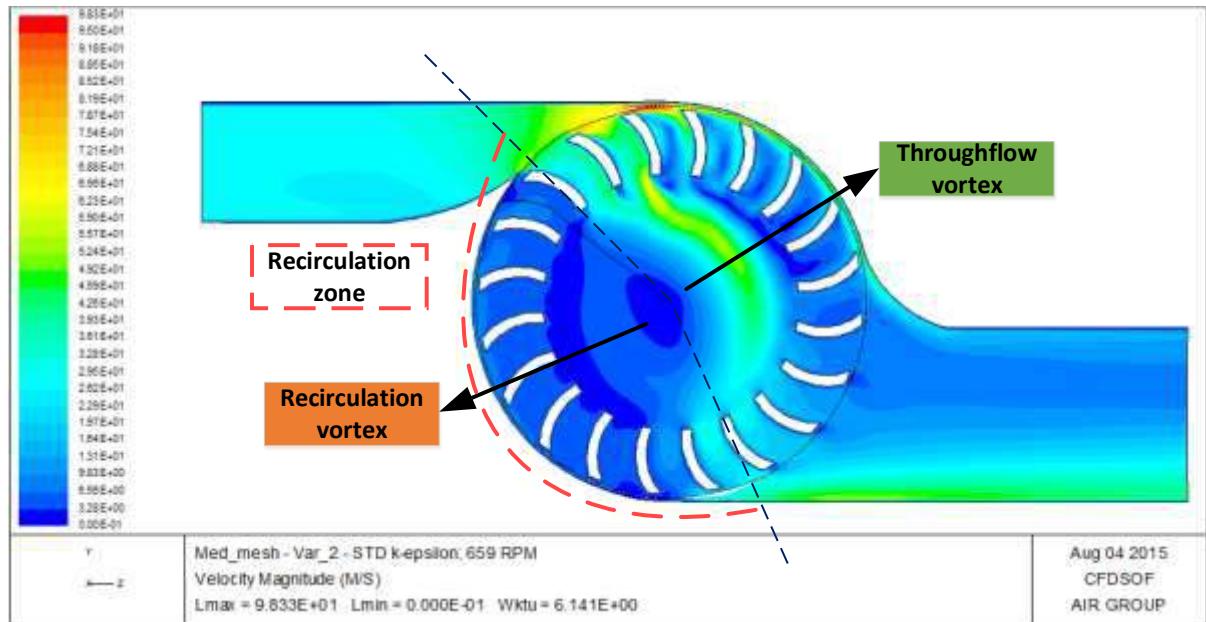
Tabel 4.5. Data input simulasi CFD pada *runner cross-flow*

No.	N3	Laju udara	T_{CR1}	T_{CR2}	ΔT_{CR}	H_{CR1}	H_{CR2}	W_{CFR}
	[rpm]	[g/s]	[°C]	[°C]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[W]
Data_1	1330	211,7	25,902	25,478	0,4	299,09	298,65	89
Data_2	604	196,6	26,622	25,748	0,8	299,81	298,93	172
Data_3	659	204,1	30,416	29,48	0,9	303,62	302,69	230

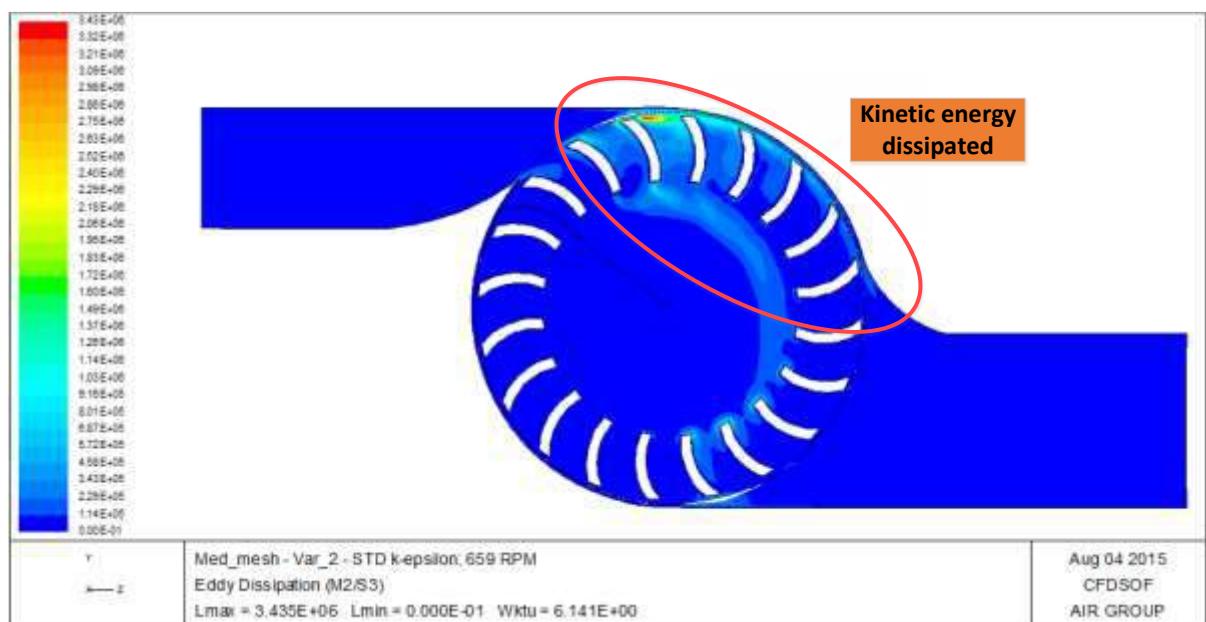
4.4.1. Kondisi berputar (*rotating*)

Simulasi dilakukan dengan menggunakan model turbulen STD $k-\varepsilon$. Hal ini dilakukan untuk mengkonfirmasi fenomena aliran dalam *runner cross-flow* yang digunakan pada eksperimen. Aliran direpresentasikan oleh parameter kecepatan, disipasi turbulen, viskositas turbulen dan energi kinetik turbulen. *Runner cross-flow* berputar dengan kecepatan 659 rpm, dengan laju massa udara 204,1 g/s.

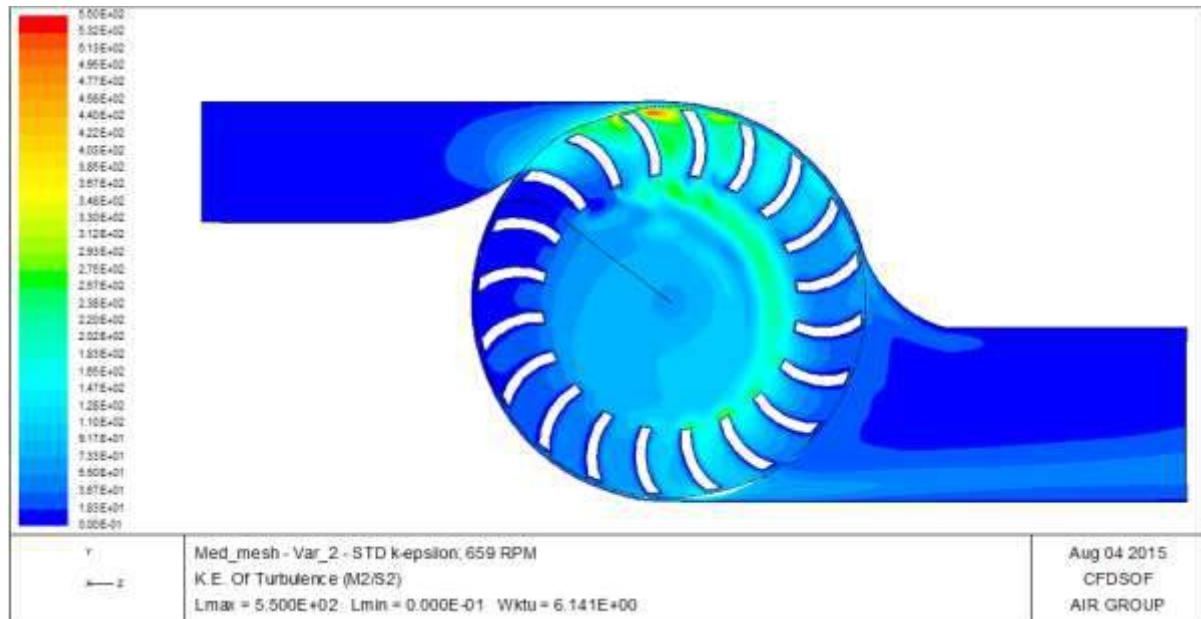
Besar kecepatan yang ditunjukkan oleh Gambar 4.44 mengkonfirmasi terjadinya dua vorteks dominan pada *runner*. Vorteks resirkulasi terjadi pada zona resirkulasi, pada zona VI – zona VIII sesuai konfigurasi zona aliran pada Gambar 4.43. Vorteks resirkulasi secara dominan terjadi pada bagian tengah *runner* dan area dekat sudu. Zona *throughflow* terjadi pada zona I – zona IV. Pada Gambar 4.45 ditunjukkan bahwa vorteks pada zona *throughflow* yang merupakan vorteks paksa menuju sudu tingkat ke dua, turbulensi terdisipasi. Hal ini juga terlihat pada Gambar 4.46 yang menunjukkan kontur energi kinetik turbulen. Pada zona tersebut, sebagian besar energi kinetik turbulen terdisipasi.



Gambar 4.44. Besar kecepatan – STD $k-\varepsilon$ – 659 RPM



Gambar 4.45. Disipasi turbulen – STD $k-\varepsilon$ – 659 RPM



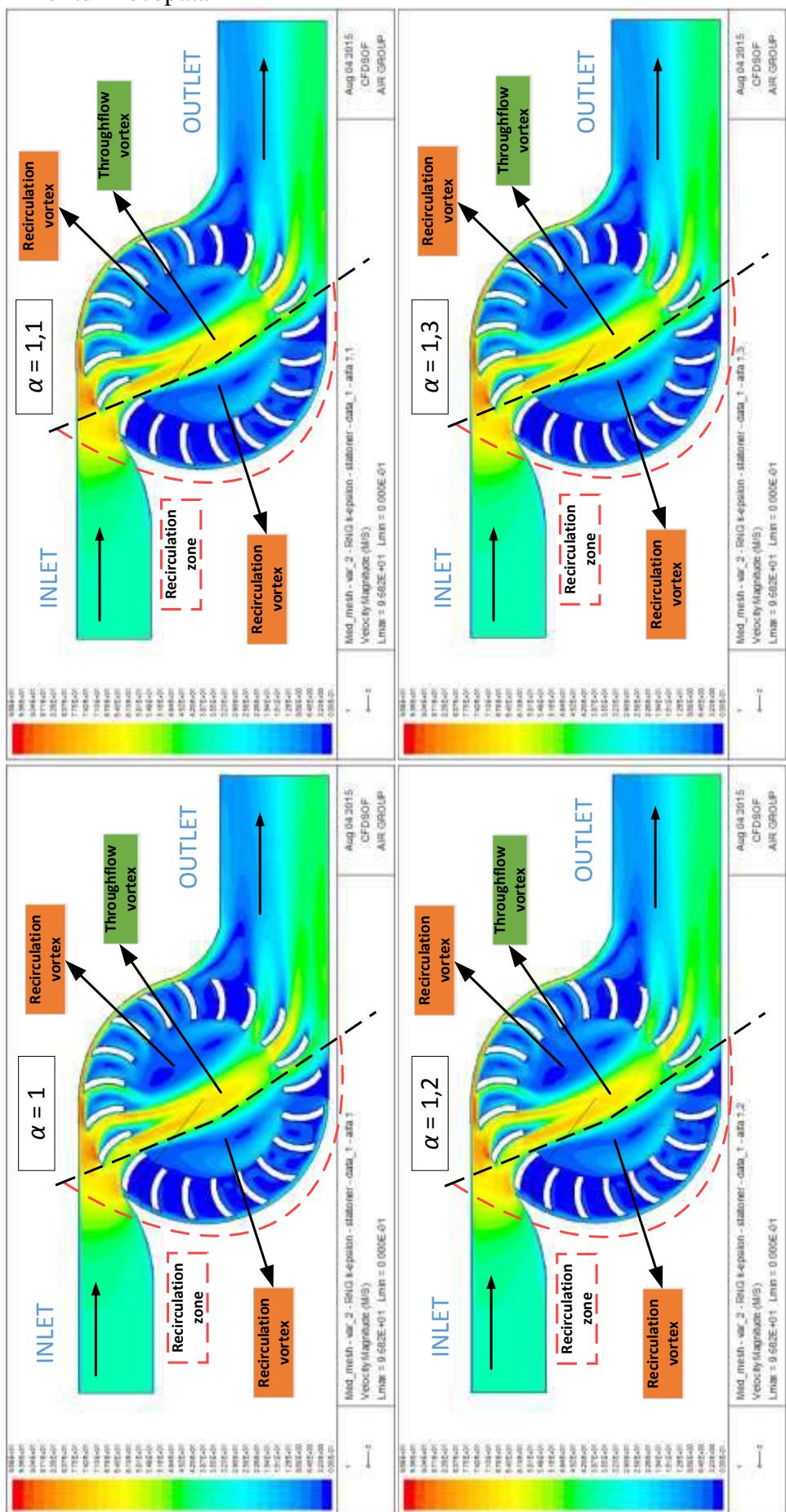
Gambar 4.46. Energi kinetik turbulen – STD $k-\varepsilon$ – 659 RPM

4.4.2. Kondisi stationer menggunakan model RNG $k-\varepsilon$ dengan variasi bilangan Prandtl turbulen – inverse (α)

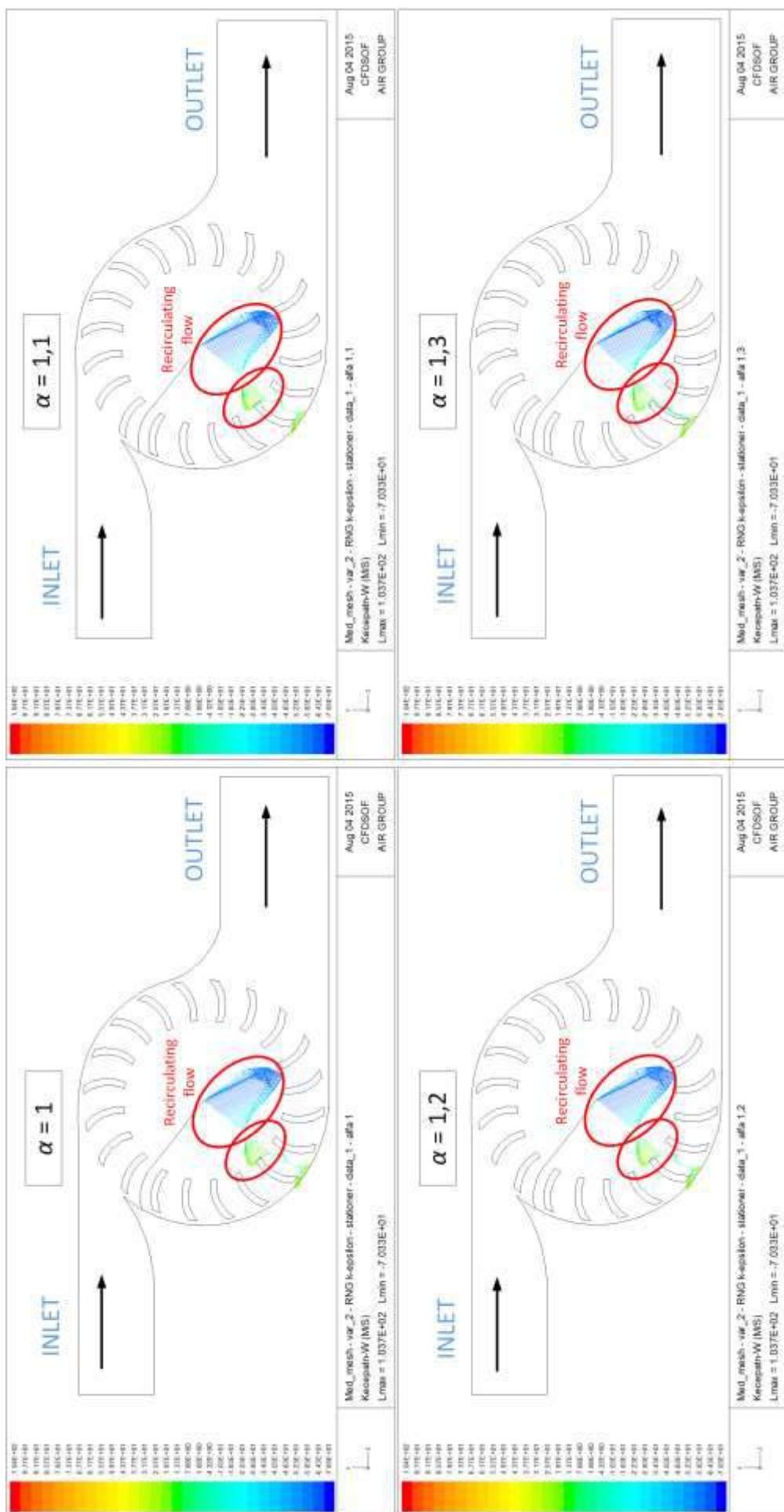
Simulasi CFD terhadap *runner cross-flow* dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dilakukan dalam keadaan statik (tidak berputar) dengan menggunakan data-data input (kecuali kecepatan) sesuai Tabel 4.5. Variasi nilai bilangan Prandtl turbulen – inverse α ; $\alpha = 1, \alpha = 1,1; \alpha = 1,12$ dan $\alpha = 1,3$ dilakukan pada setiap titik uji. Simulasi dilakukan dengan menggunakan mesh hasil pengujian pada sub-bab 3.7, yaitu pada *Medium mesh_2* dengan jumlah $299 \times 147 \times 2$ cells. Hasil simulasi CFD dirpresentasikan oleh parameter-parameter turbulen; kecepatan, vektor kecepatan, disipasi turbulen, viskositas efektif turbulen dan energi kinetik turbulen. Analisis dikonsentrasikan pada resirkulasi aliran yang terjadi pada bagian dalam dari *runner cross-flow*.

4.4.2.1. Data_1

a. Kontur Kecepatan

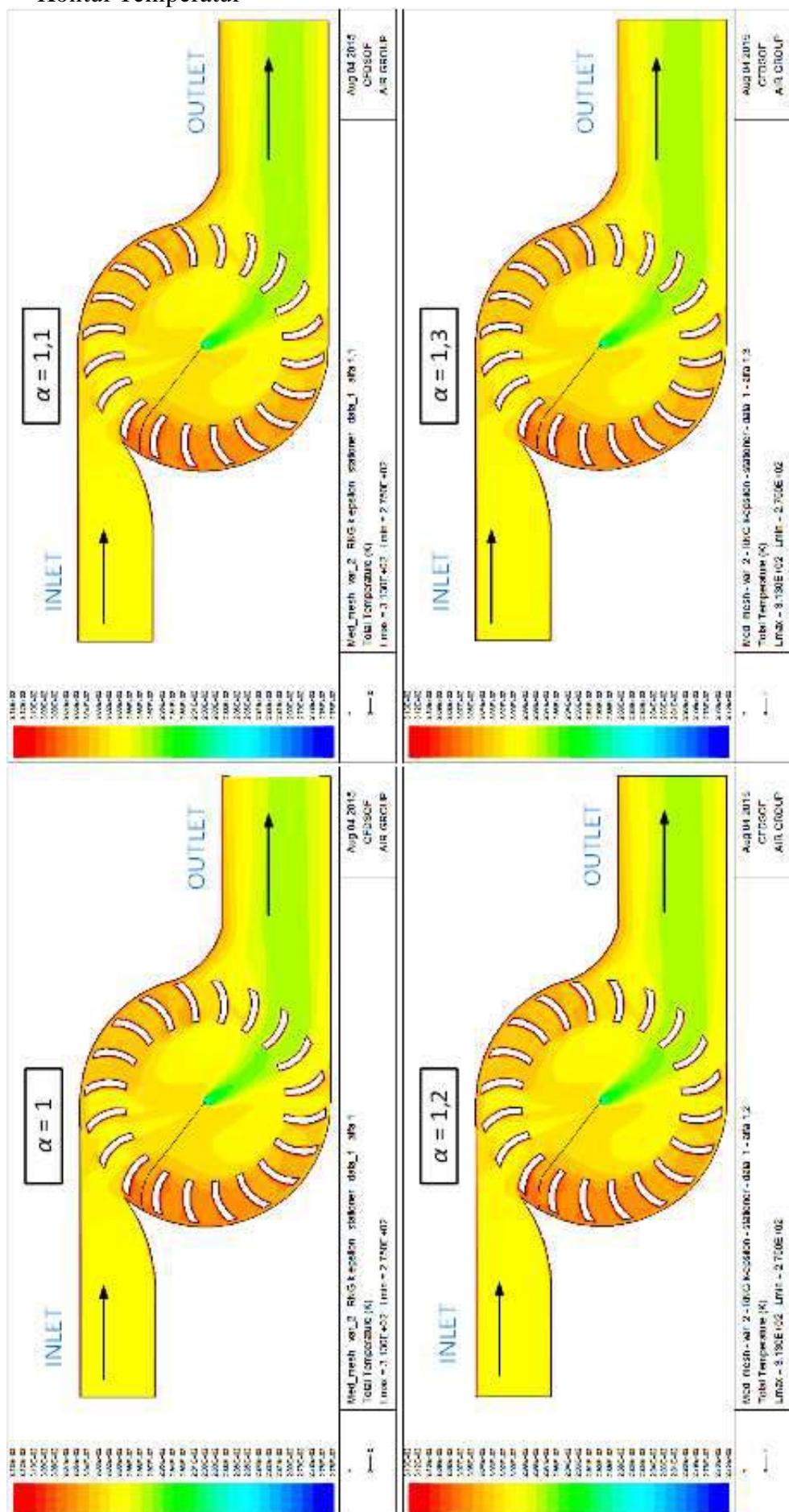


Gambar 4.47. Profil Kecepatan – Data_1



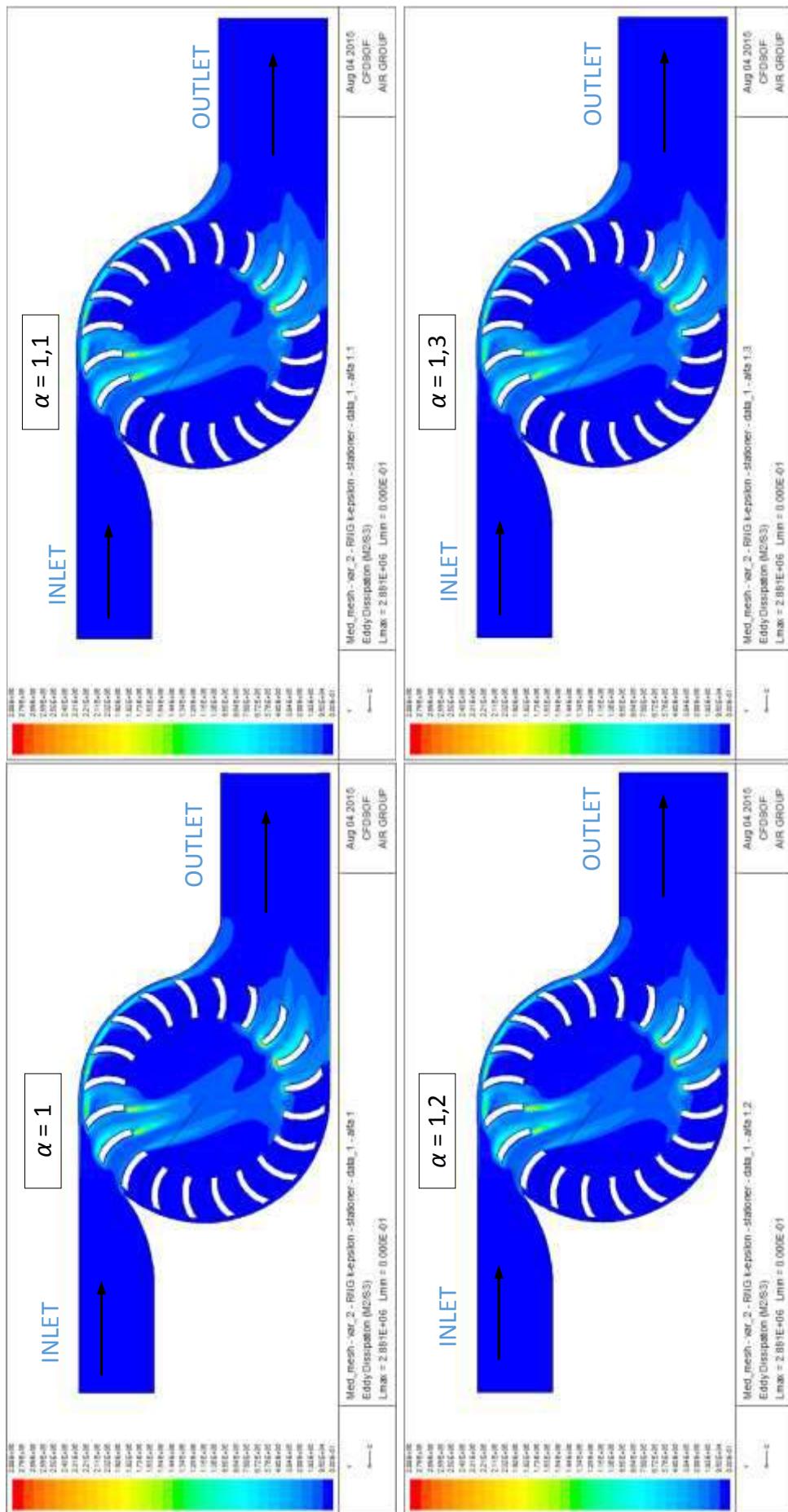
Gambar 4.48. Vektor kecepatan-w – data_1

b. Kontur Temperatur



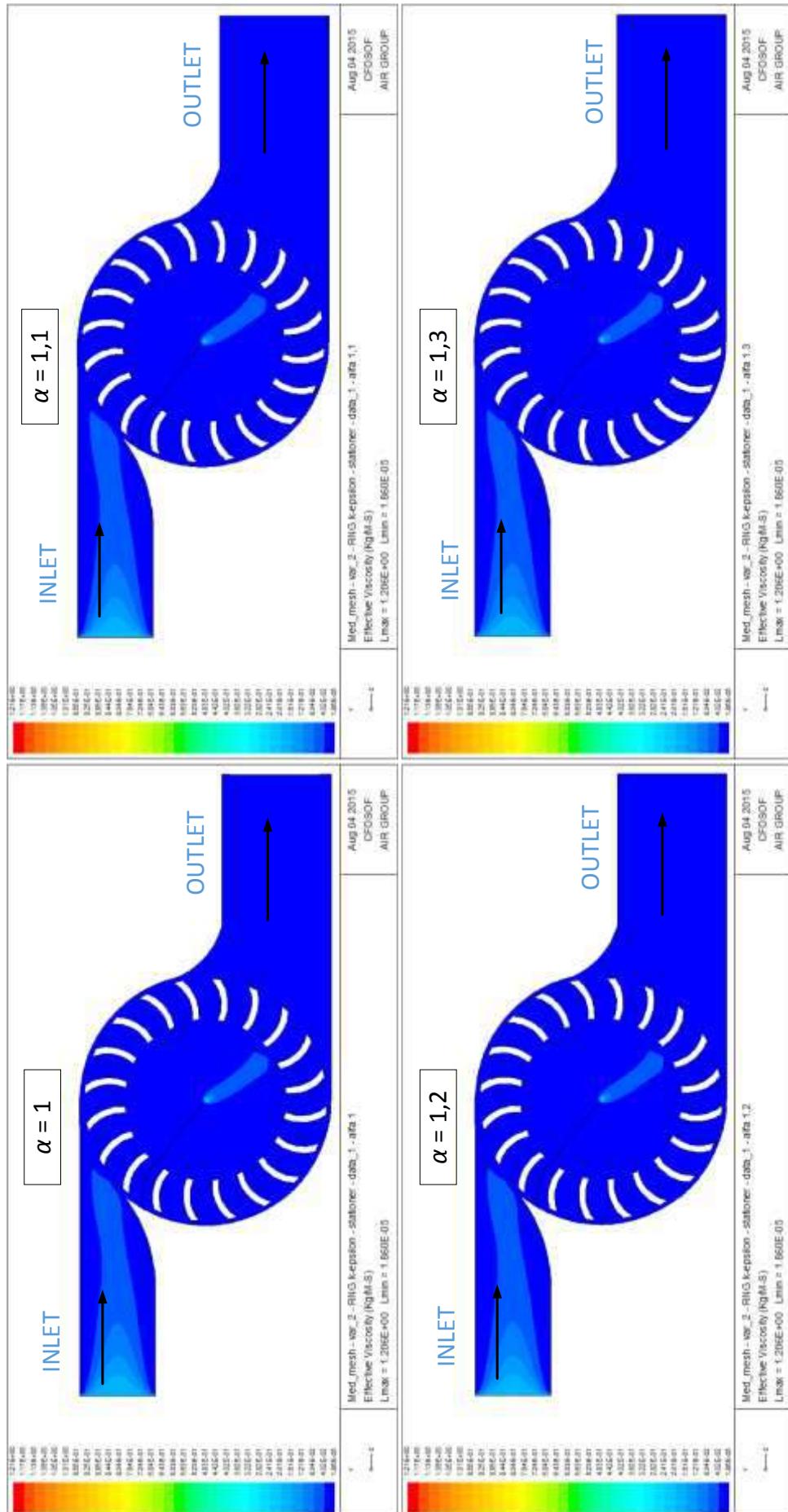
Gambar 4.49. Kontur temperatur – data_1

c. Kontur Disipasi Turbulen



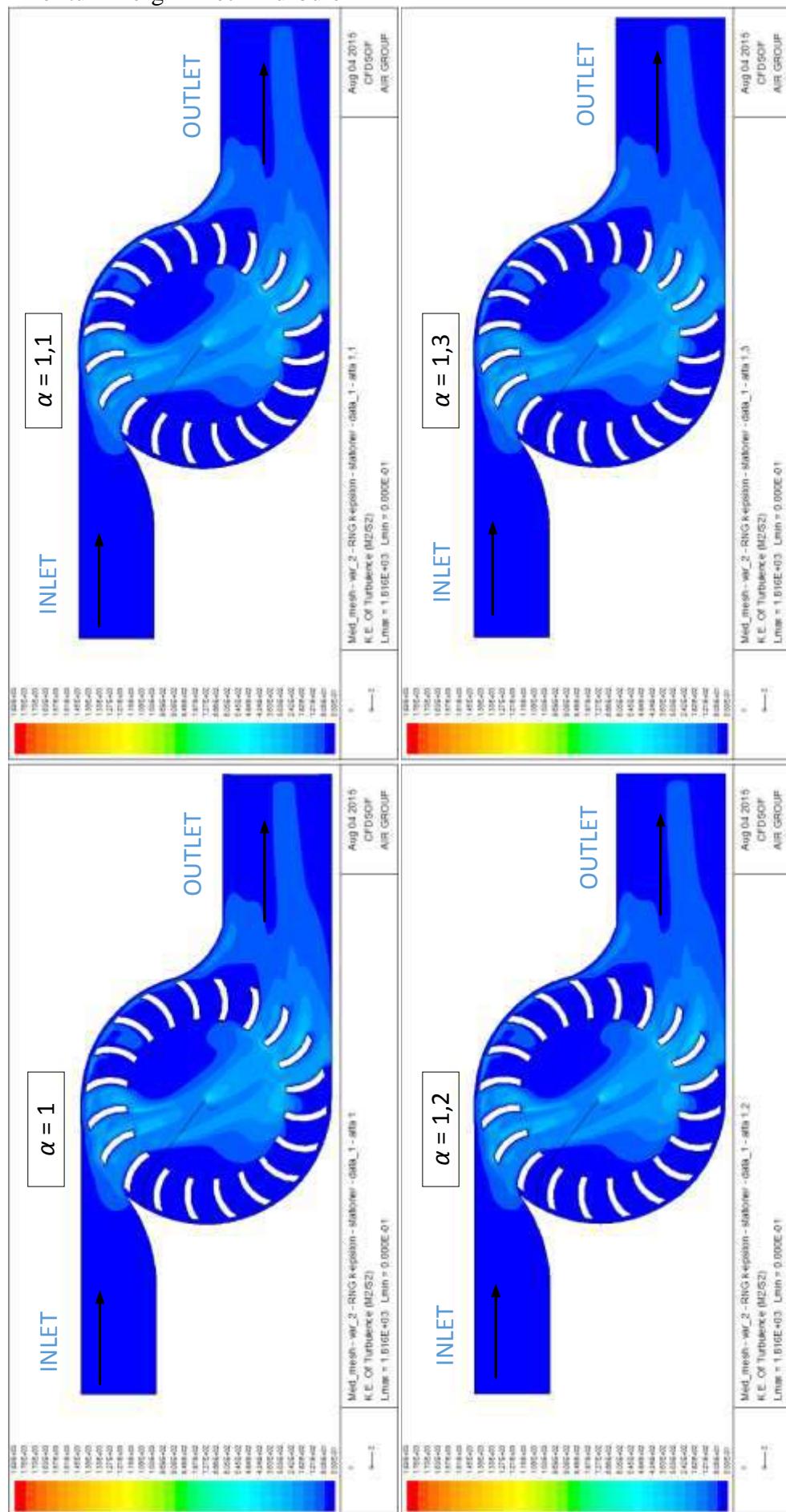
Gambar 4.50. Kontur disipasi turbulen – data_1

d. Kontur Viskositas Efektif Turbulen



Gambar 4.51. Kontur viskositas efektif – data_1

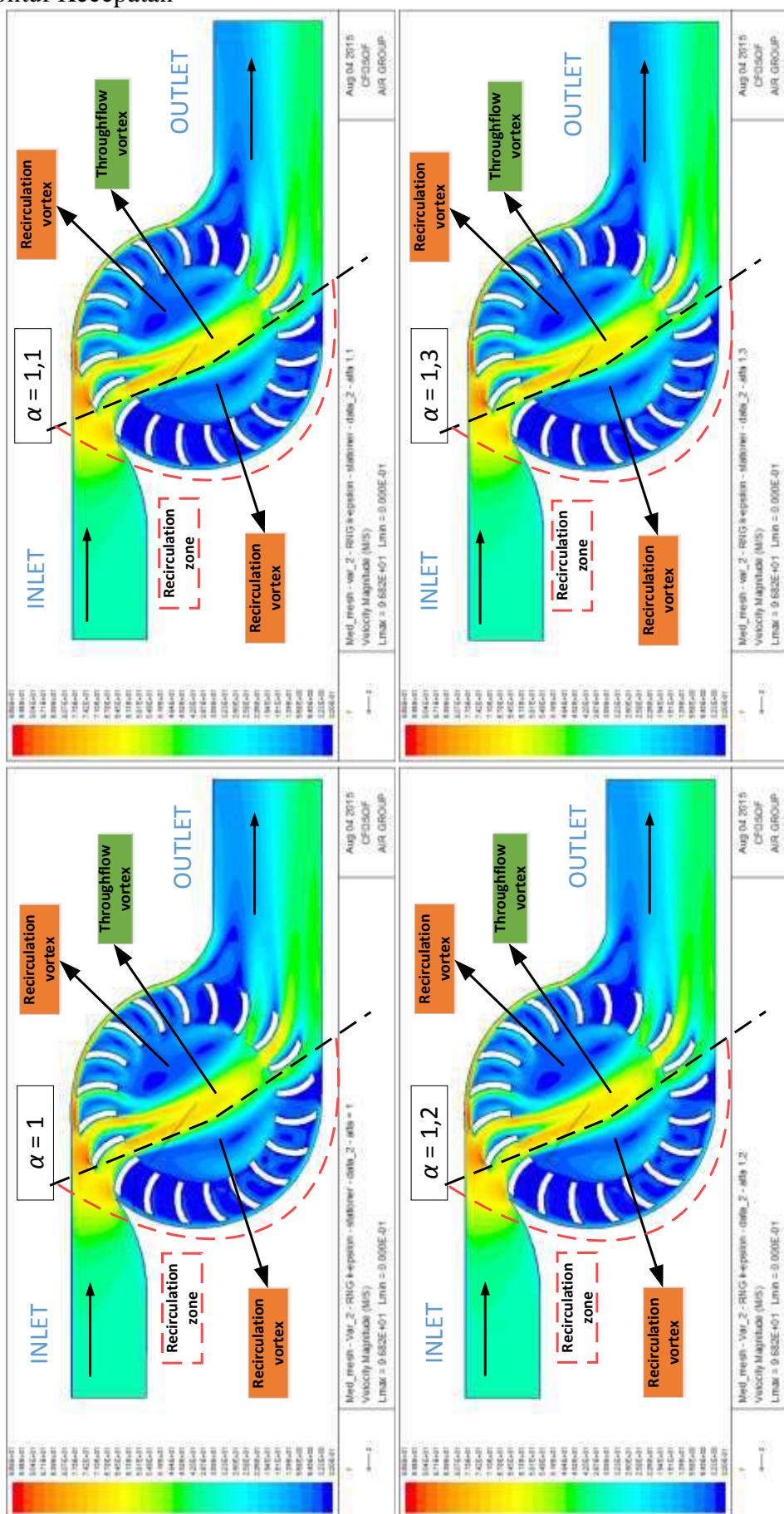
e. Kontur Energi Kinetik Turbulen



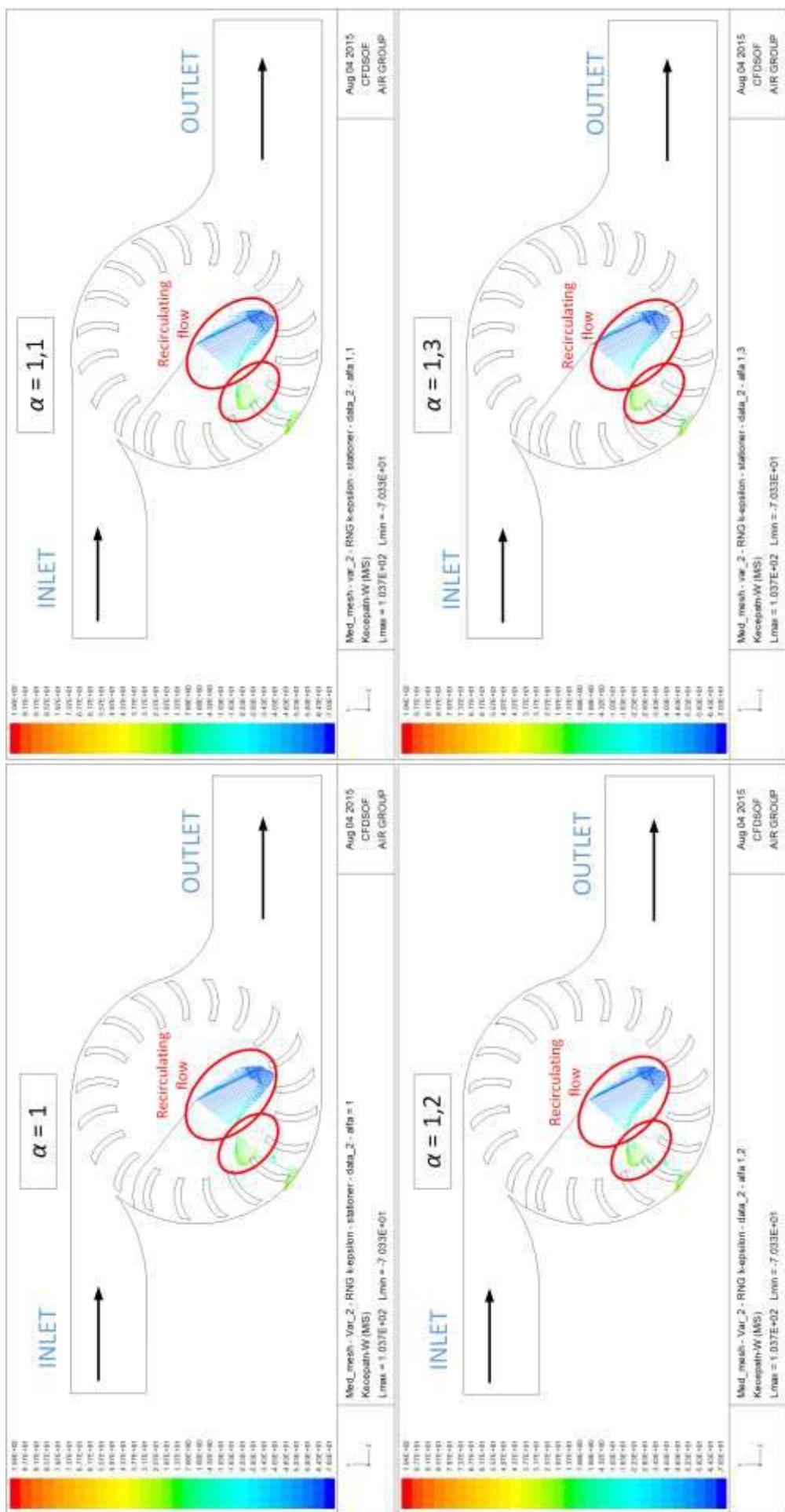
Gambar 4.52. Kontur energi kinetik turbulen – data_1

4.4.2.2. Data_2

a. Kontur Kecepatan

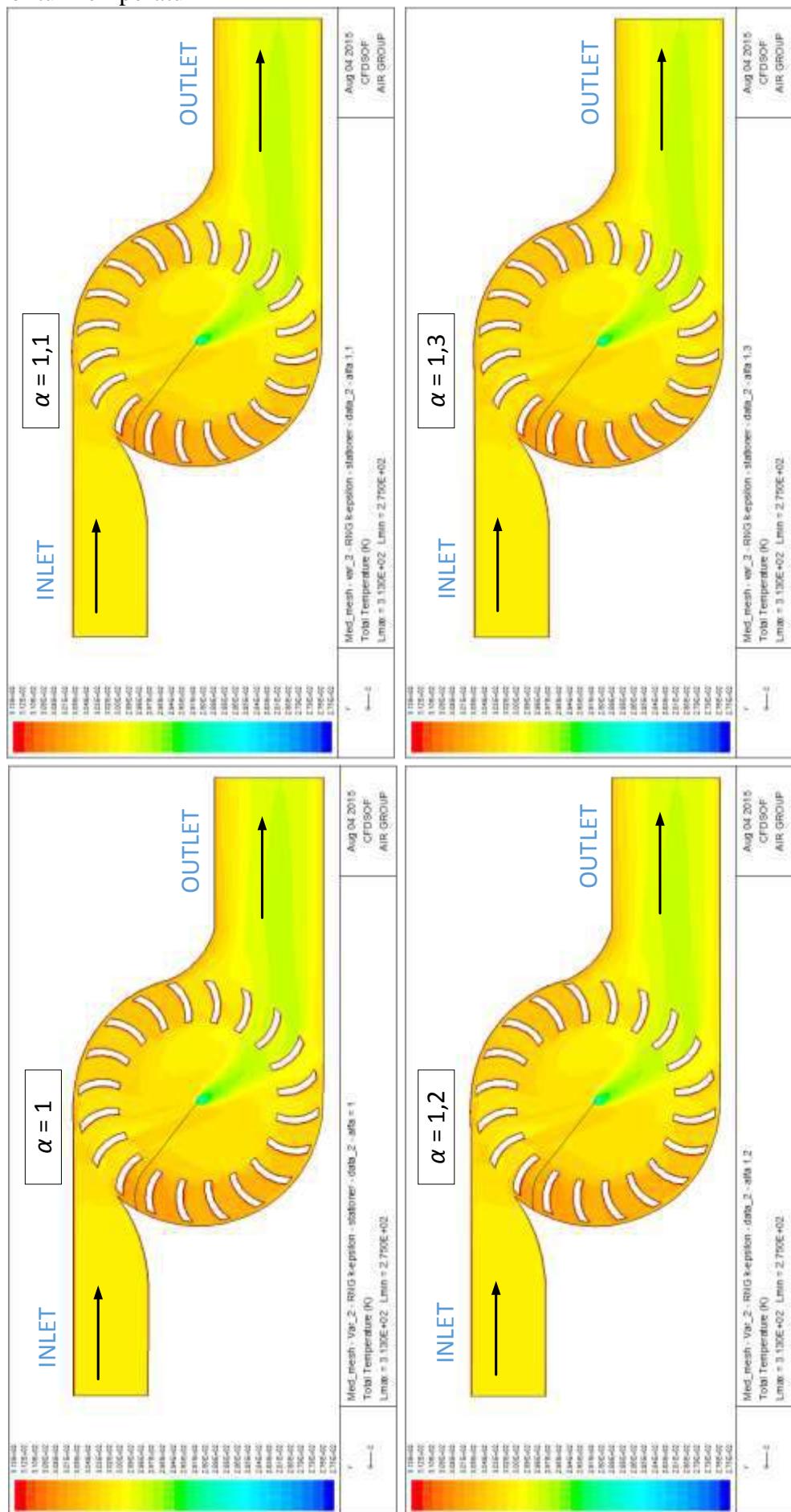


Gambar 4.53. Kontur kecepatan – data_2



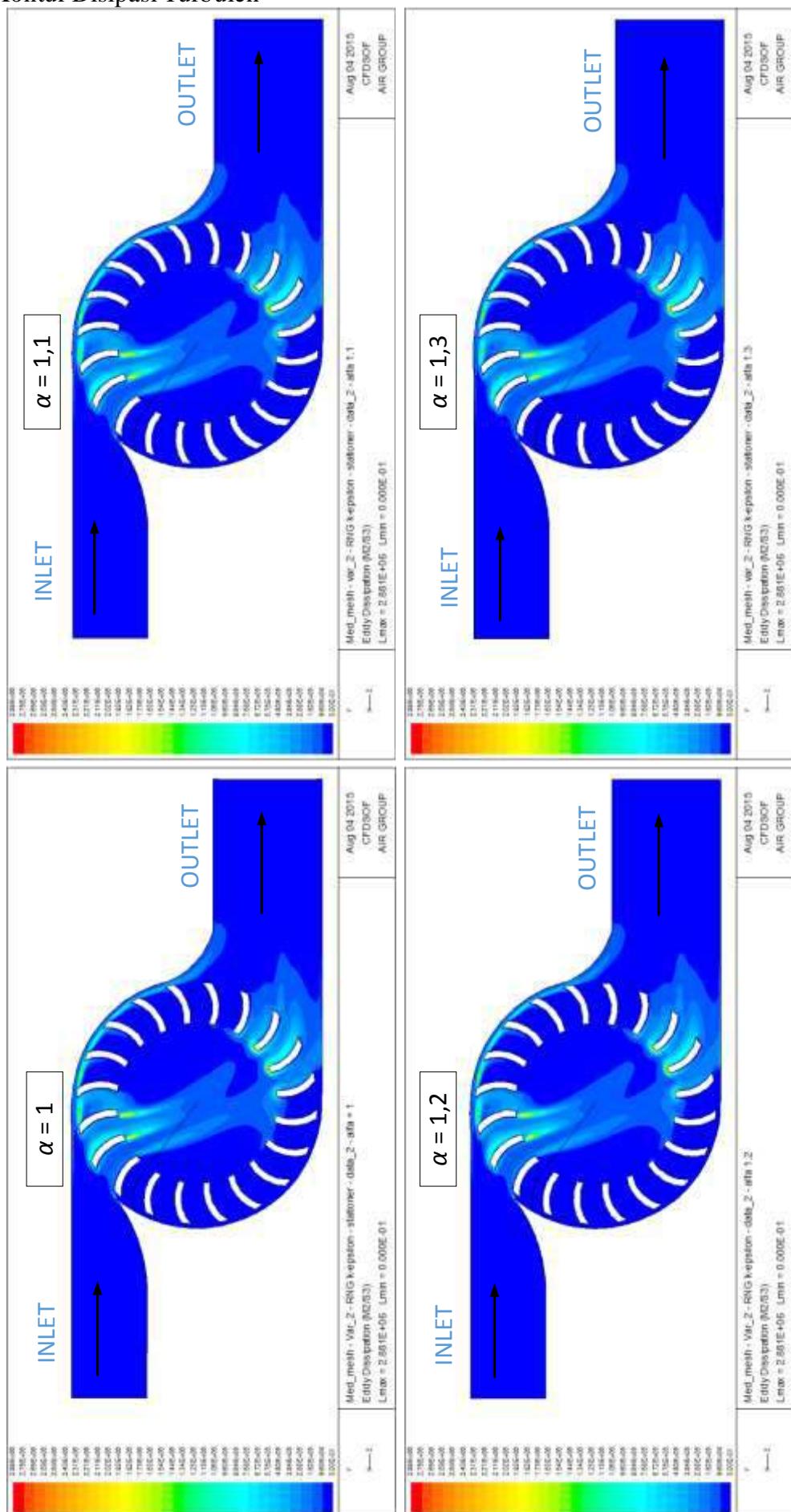
Gambar 4.54. Vektor kecepatan-w – data_2

b. Kontur Temperatur



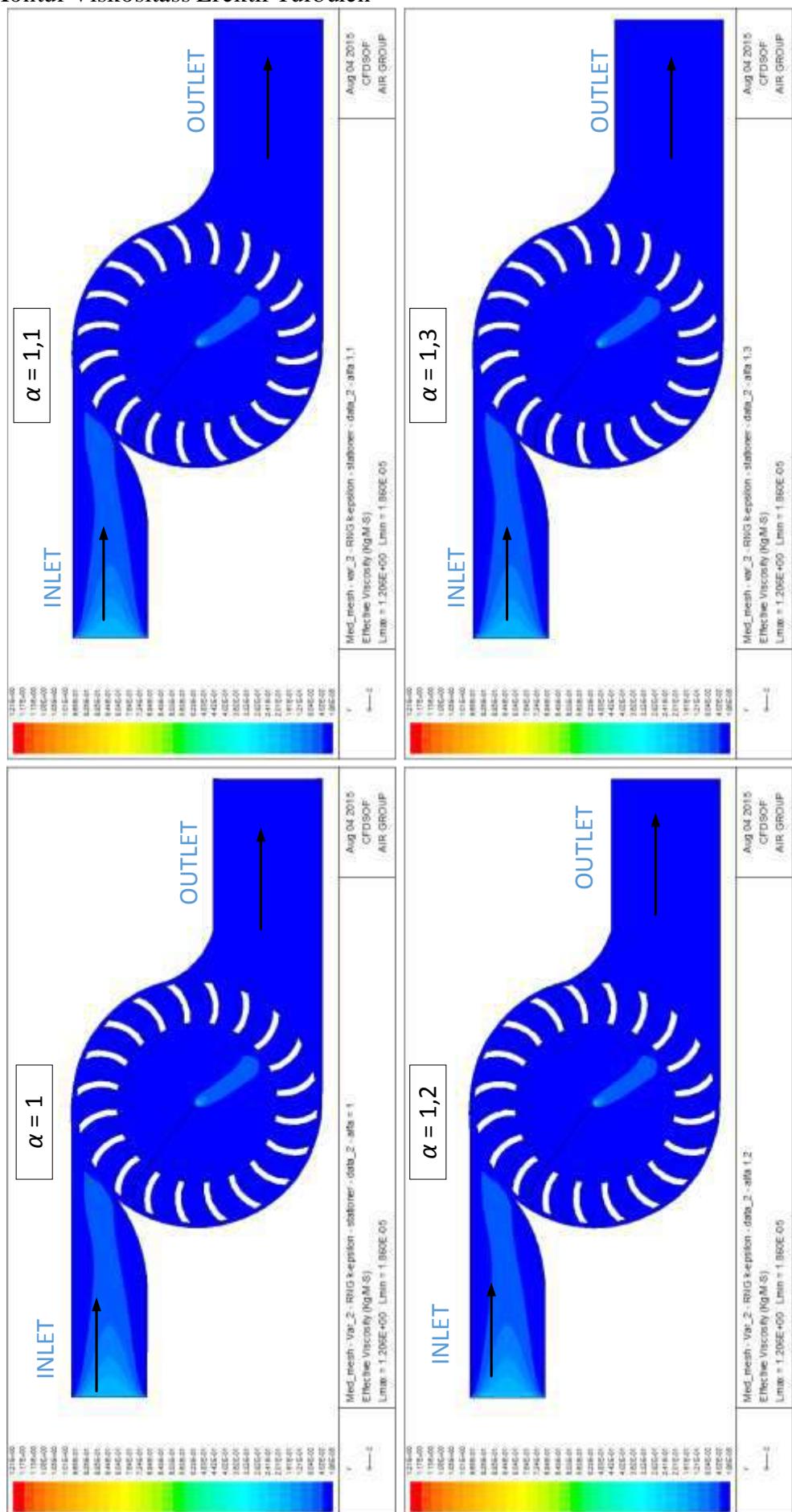
Gambar 4.55. Kontur temperatur – data_2

c. Kontur Disipasi Turbulen



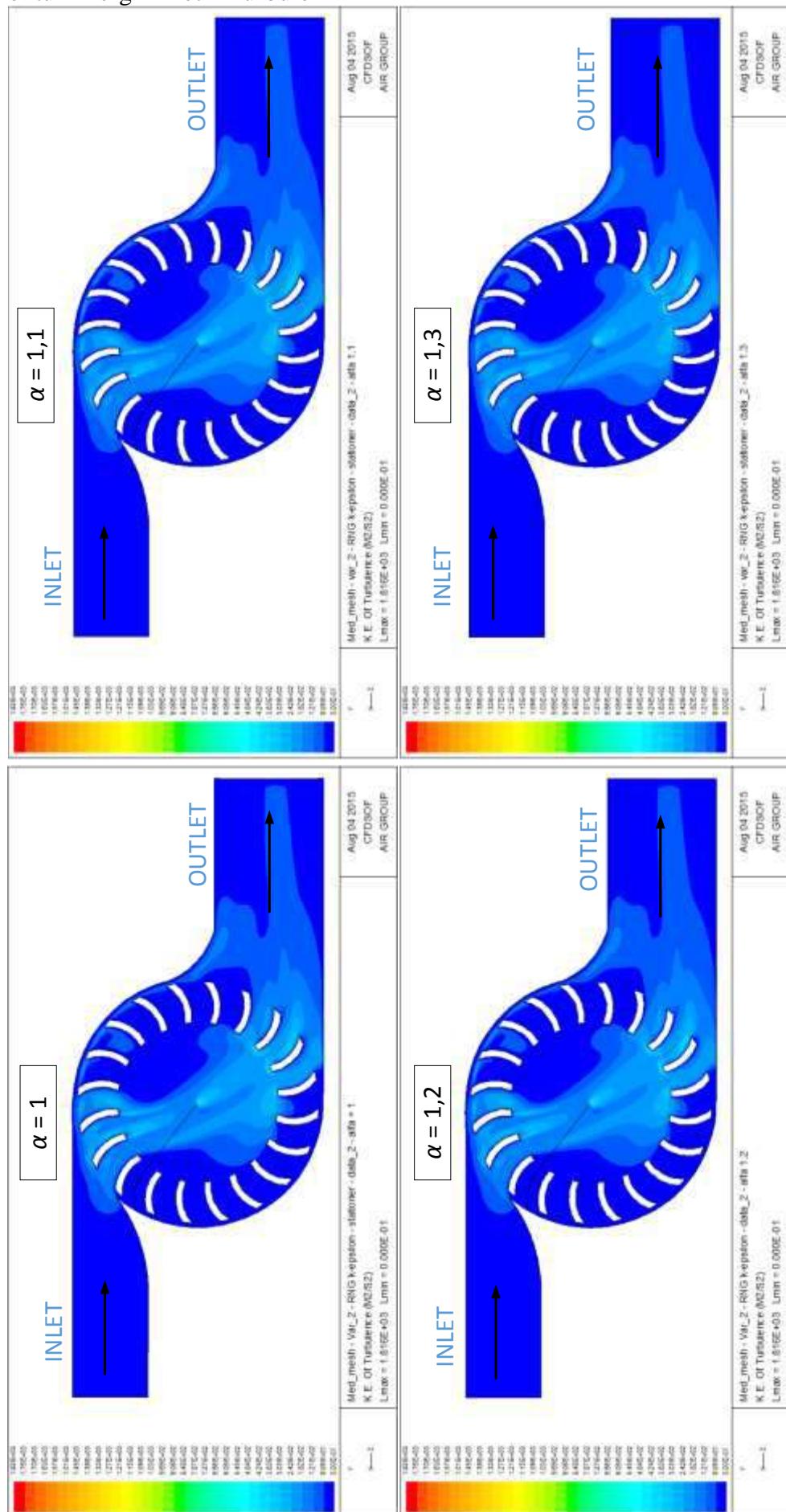
Gambar 4.56. Kontur disipasi turbulen – data_2

d. Kontur Viskositass Efektif Turbulen



Gambar 4.57. Kontur viskositas efektif – data_2

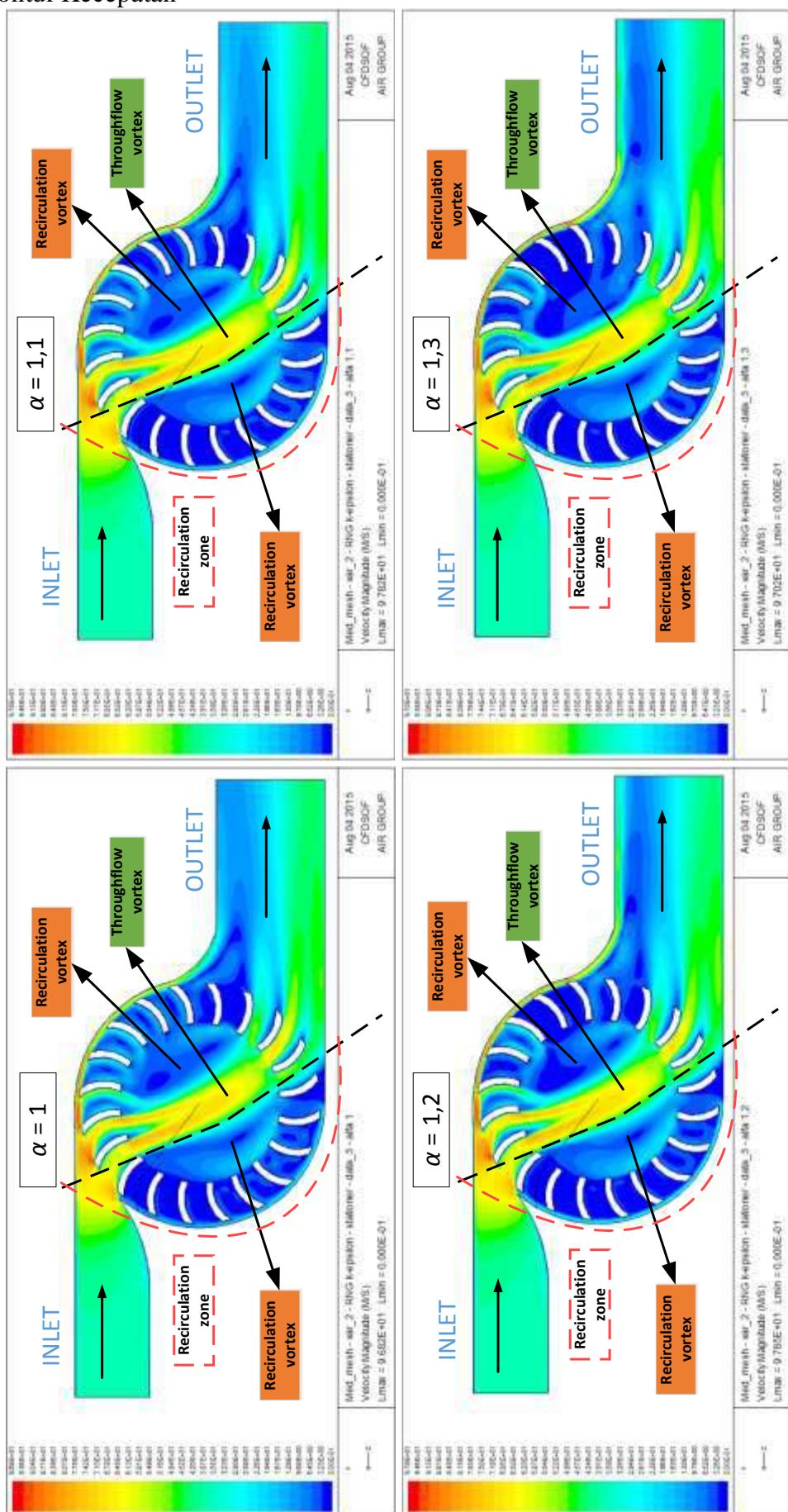
e. Kontur Energi Kinetik Turbulen



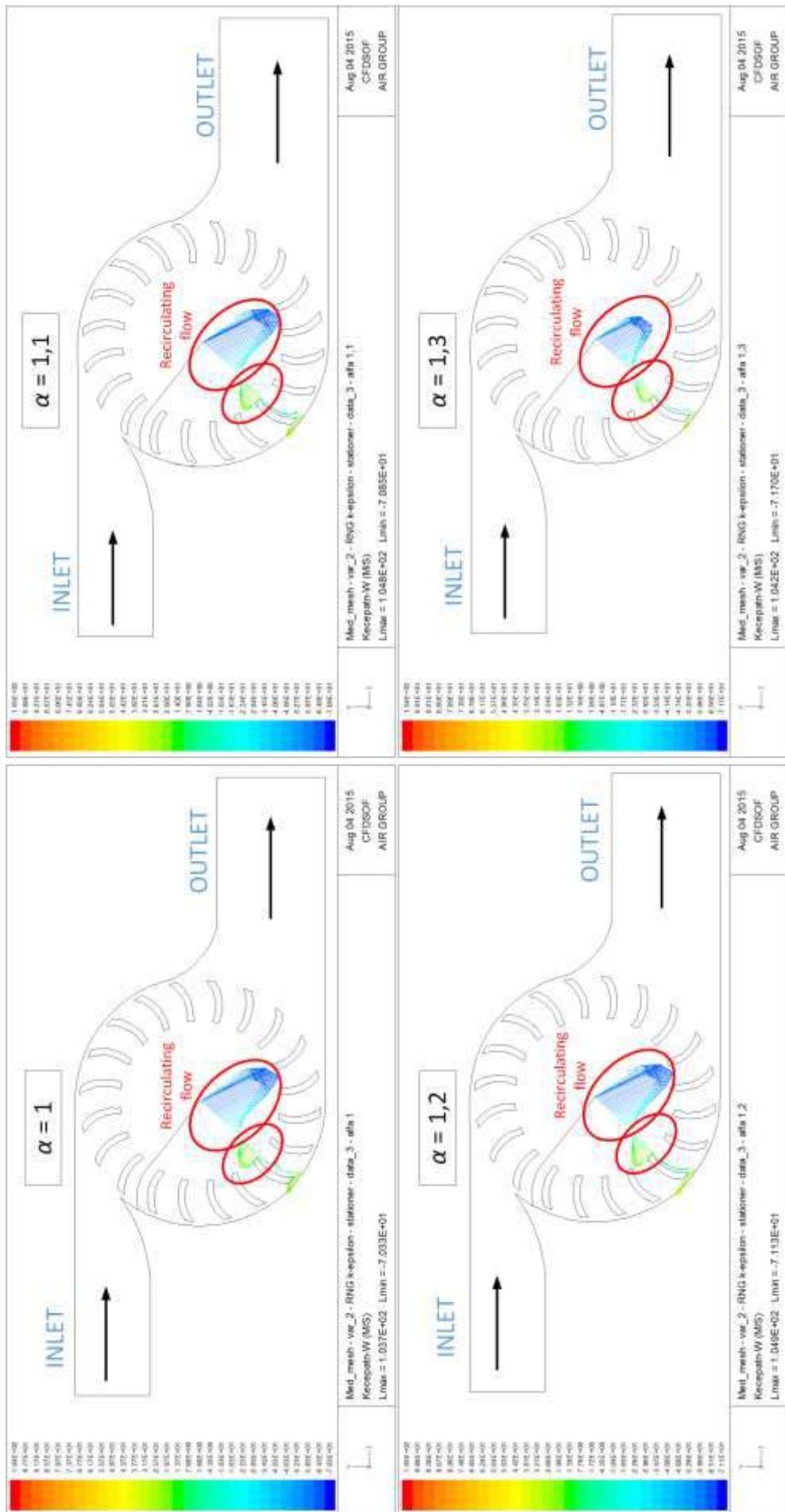
Gambar 4.58. Kontur energi kinetik turbulen – data_2

4.4.2.3. Data_3

a. Kontur Kecepatan

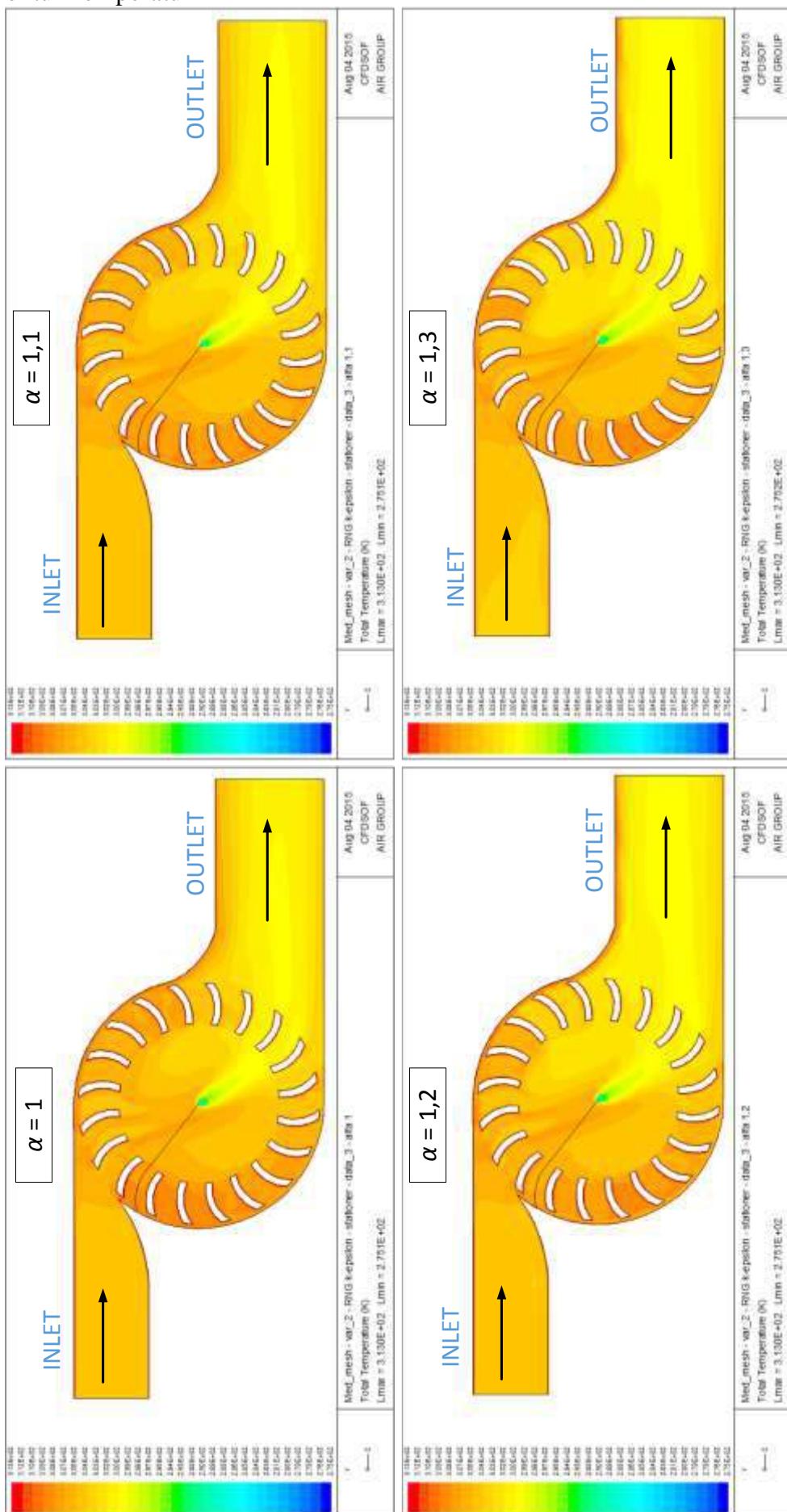


Gambar 4.59. Kontur kecepatan – data_3



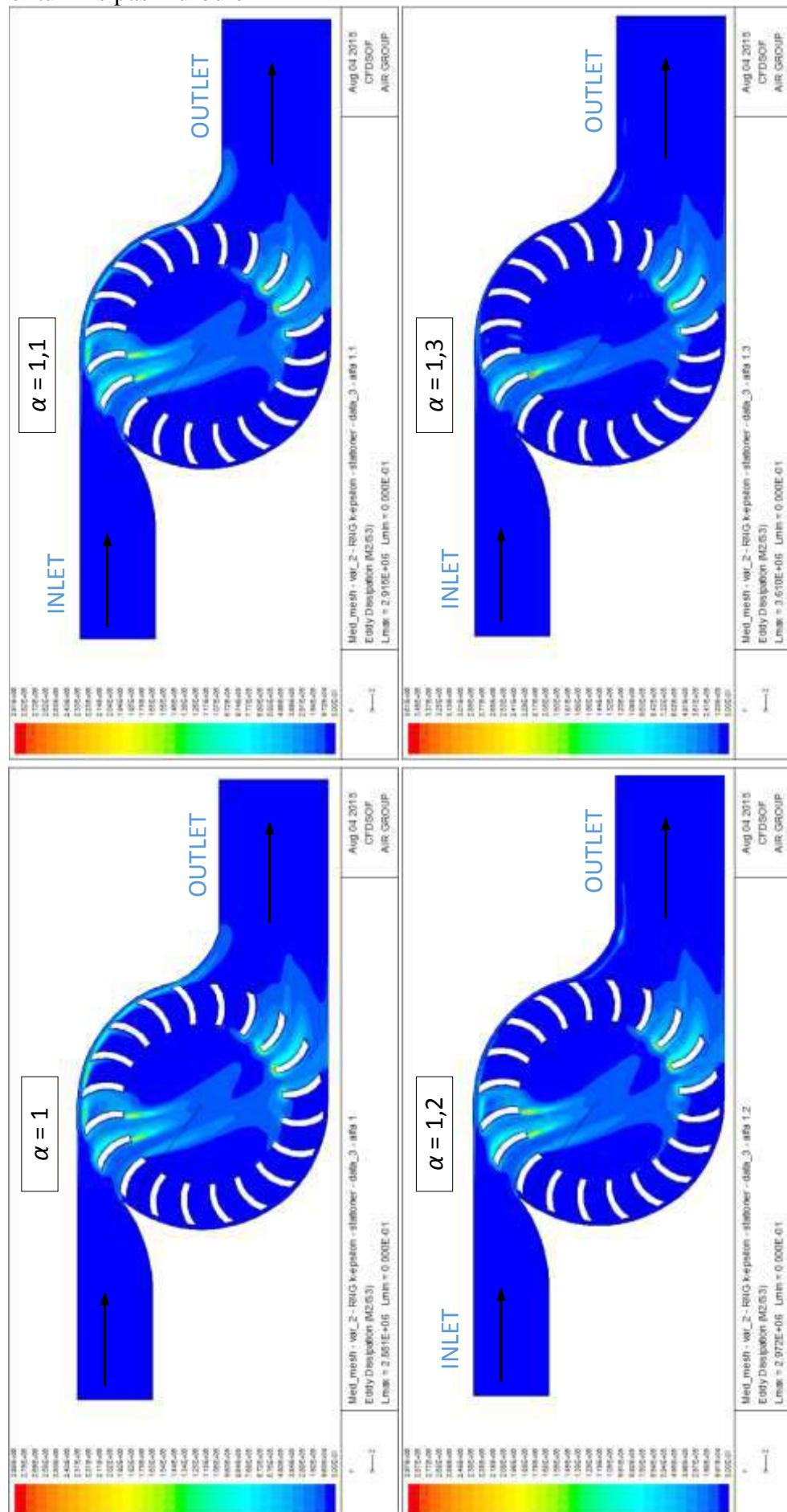
Gambar 4.60. Vektor kecepatan-w – data_3

b. Kontur Temperatur



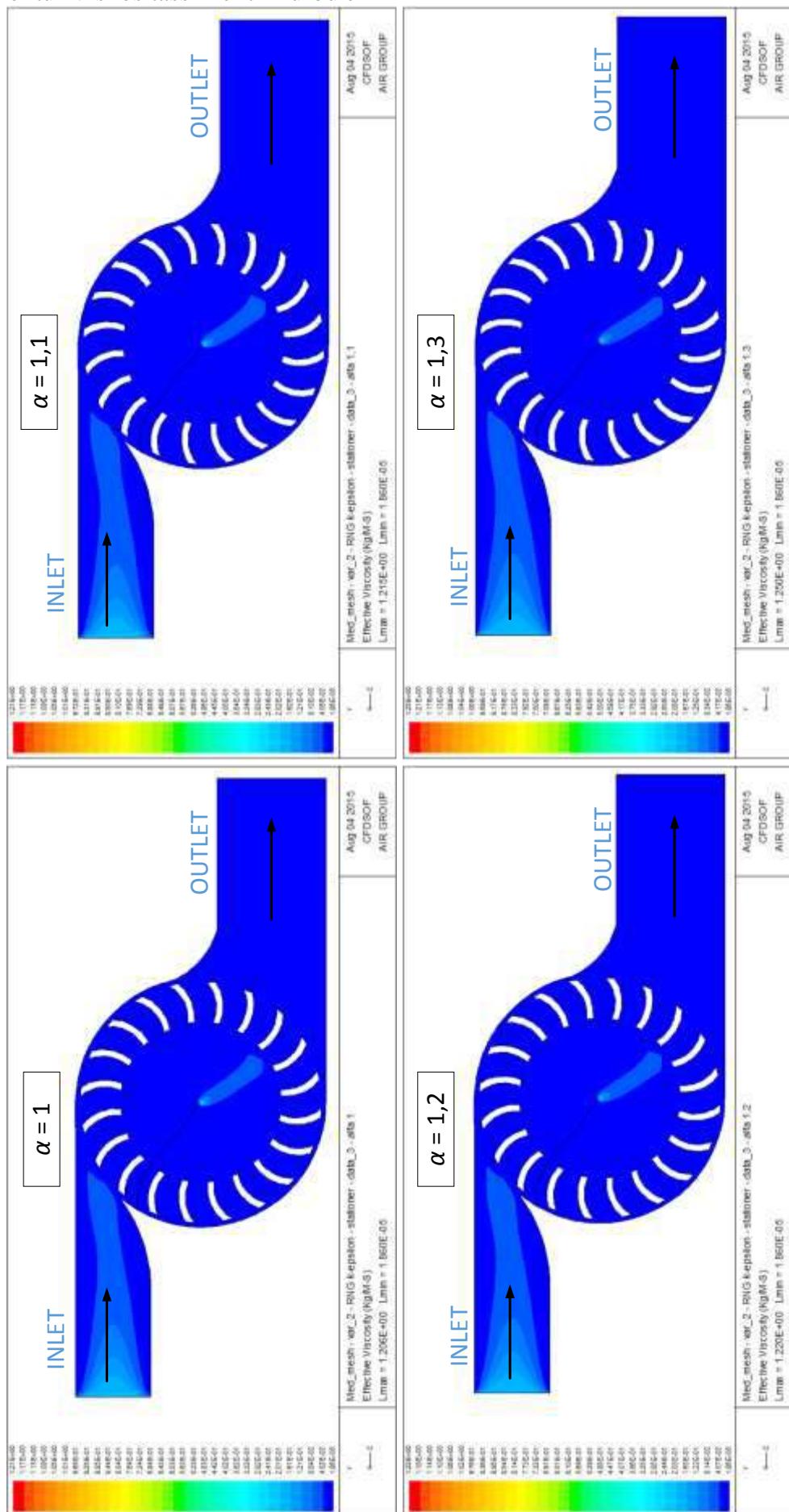
Gambar 4.61. Kontur temperatur – data_3

c. Kontur Disipasi Turbulen



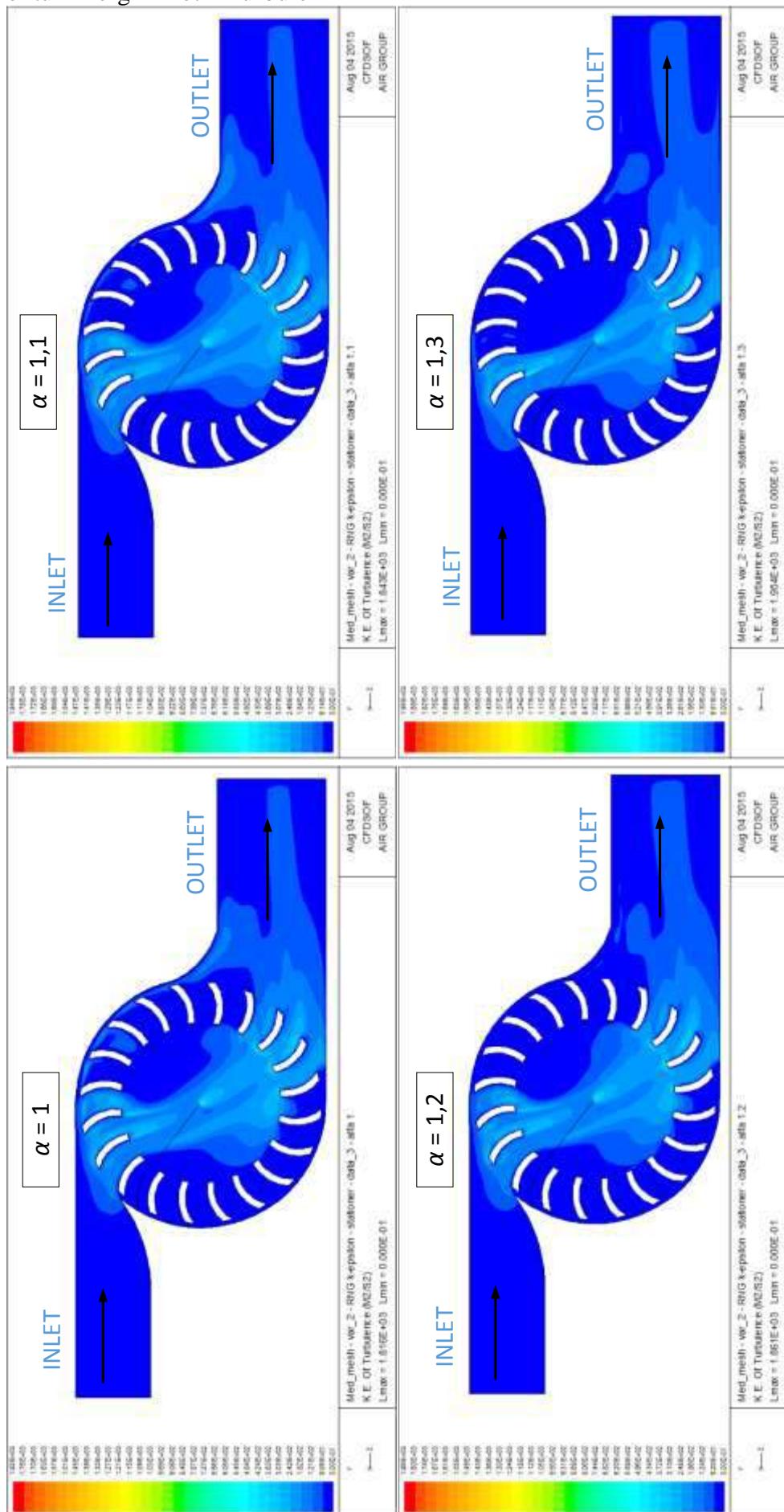
Gambar 4.62. Kontur disipasi turbulen – data_3

d. Kontur Viskositass Efektif Turbulen



Gambar 4.63. Kontur viskositas efektif – data_3

e. Kontur Energi Kinetik Turbulen



Gambar 4.64. Kontur energi kinetik turbulen – data_3

Tabel 4.6. Hasil simulasi laju massa, volume dan torsi pada *runner cross-flow*

Jenis data	variasi α	Laju volume	Laju massa	Torsi	Laju massa eksperimen	Perbedaan laju massa
		m ³ /s	kg/s	Nm	kg/s	%
Data_1	$\alpha = 1$	0,194	0,226	1,529	0,2117	6,708
	$\alpha = 1,1$	0,194	0,226	1,529		6,708
	$\alpha = 1,2$	0,194	0,226	1,529		6,708
	$\alpha = 1,3$	0,194	0,226	1,529		6,708
Data_2	$\alpha = 1$	0,194	0,226	1,529	0,1966	14,903
	$\alpha = 1,1$	0,194	0,226	1,529		14,903
	$\alpha = 1,2$	0,194	0,226	1,529		14,903
	$\alpha = 1,3$	0,194	0,226	1,529		14,903
Data_3	$\alpha = 1$	0,194	0,226	1,529	0,2041	10,681
	$\alpha = 1,1$	0,195	0,228	1,525		11,465
	$\alpha = 1,2$	0,195	0,227	1,512		11,416
	$\alpha = 1,3$	0,194	0,226	1,529		10,877

Hasil simulasi pada *runner cross-flow* dengan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dan variasi bilangan Prandtl turbulen α ditunjukkan oleh Gambar 4.47 hingga Gambar 4.64 secara berturut-turut untuk data_1 hingga data_3 sesuai Tabel 4.6. Berdasarkan hasil prediksi CFD untuk parameter laju massa, penyimpangan prediksi terhadap hasil eksperimen paling kecil dihasilkan pada variasi data_1. Pada kondisi aktual, varisi data_1 merujuk pada operasi *runner* dengan kecepatan 659 rpm, yang pada simulasi CFD diasumsikan dalam keadaan diam. Dibandingkan dengan kedua data lainnya, pada variasi data_1, *runner* sudah mampu untuk menghasilkan daya listrik seperti penjelasan pada sub-bab 4.1 sehingga prediksi laju massa yang lebih besar dibandingkan dengan variasi data lainnya menjadi cukup rasional.

Gambar 4.47 hingga Gambar 4.64 menunjukkan kontur hasil simulasi CFD untuk parameter kecepatan, temperatur, disipasi turbulen, viskositas efektif dan energi kinetik turbulen. Berdasarkan kontur kecepatan untuk data_1 yang ditunjukkan oleh Gambar 4.47, seluruh variasi α menunjukkan adanya aliran

resirkulasi. Operasi *runner* dalam keadaan diam (stasioner) menimbulkan dua area vorteks resirkulasi (vorteks paksa), yaitu pada bagian dalam *runner* dan bagian luar *runner*. Vorteks throughflow hanya terjadi pada bagian tengah *runner* yang melintas langsung dari tingkat pertama menuju tingkat ke dua dan menuju sisi keluar. Menurut konfigurasi zona aliran pada Gambar 4.43, aliran resirkulasi terjadi pada zona II – III dan zona VI – VIII. Hasil ini sejalan dengan hasil eksperimen yang dilakukan oleh Tuckey pada Gambar 2.28.

Secara umum, hal ini terjadi pada seluruh variasi data untuk seluruh variasi bilangan Prandtl turbulen – inverse (α). Ditinjau dari sisi kontur kecepatan, perbedaan paling signifikan dengan adanya variasi α terjadi pada variasi data_3. Kecepatan maksimum yang terjadi pada daerah dekat sudu pada sisi inlet, terus bertambah pada variasi nilai α , dari 96,8 m/s ($\alpha = 1$), 97,8 m/s ($\alpha = 1,1$), 97,9 m/s ($\alpha = 1,2$), dan turun menjadi 9,7 m/s ($\alpha = 1,3$). Pada variasi $\alpha = 1,3$ tersebut, vorteks resirkulasi yang juga terjadi pada sisi sebelah luar dari interior *runner* tidak terjadi, yang mengakibatkan zona resirkulasi rendah yang biasanya terjadi pada sisi outlet, terjadi pada bagian dalam *runner*. Dominasi aliran resirkulasi yang terjadi pada zona VI - VIII pada data_3 ini juga lebih rendah dibandingkan dengan variasi data lainnya.

Fenomena ini sesuai dengan vektor kecepatan-w pada zona VI dan VII seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.48, Gambar 4.54 dan Gambar 4.60, dimana vektor kecepatan data_3 yang ditunjukkan oleh Gambar 4.60 bernilai lebih kecil dibandingkan dengan varisi data lainnya, pada lokasi yang sama. Hal ini sesuai dengan data aktual yang diperoleh dari eksperimen, dimana pada data_3 dimana *runner* dalam keadaan terbeban sehingga mengalami penurunan kecepatan serta teori dari vorteks rotasional dimana pada kecepatan yang semakin besar menghasilkan vorteks resirkulasi yang semakin besar. Namun, simulasi yang dilakukan dalam keadaan stationer menjadikan besar zona resirkulasi yang diprediksi dapat menurunkan unjuk kerja dari *runner cross-flow* oleh beberapa peneliti tidak dapat dianalisis lebih jauh [37], [129].

Perubahan nilai temperatur pada saat operasi juga ditunjukkan oleh Tabel 4.5 dengan kontur temperatur yang ditunjukkan oleh Gambar 4.49, Gambar 4.55 dan Gambar 4.61 untuk data_1 hingga data_3 berturut-turut. Kontur temperatur pada

variasi data_3 Penurunan temperatur terbesar pada variasi data_3 menunjukkan gradien temperatur yang lebih besar dibandingkan dengan variasi data lain, dengan konsentrasi pusat vorteks pada zona VI – zona VII berada semakin dekat dengan sumbu *runner*. Hal ini sesuai dengan data eksperimen, dimana variasi data_3 mengalami perubahan temperatur antara sisi masuk dan keluar paling besar, yaitu sebesar $0,9^{\circ}\text{C}$. Perbedaan temperatur ini selanjutnya memberikan pengaruh terhadap ukuran dari zona resirkulasi yang lebih kecil dibandingkan dengan data_2, dimana perbedaan temperatur masuk dan keluar sebesar $0,8^{\circ}\text{C}$. Besarnya beda temperatur pada variasi data_3 juga mengindikasikan pengaruh variasi nilai α lebih dominan. Bilangan α yang semakin besar mengindikasikan difusivitas turbulen semakin dominan terhadap viskositas turbulen. Pengaruh temperatur tersebut juga mengindikasikan bahwa difusivitas karena transport panas ε_H lebih dominan daripada difusivitas oleh transport momentum ε_M . Namun, Gambar 4.62 juga menunjukkan bahwa variasi $\alpha = 1,3$ terlalu difusif, yang ditunjukkan dengan gradien temperatur pada sisi keluar *runner* yang lebih seragam dibandingkan dengan pilihan lain.

Prediksi nilai temperatur tersebut sesuai dengan pola disipasi turbulen pada seluruh variasi data yang ditunjukkan oleh Gambar 4.50, Gambar 4.56 dan Gambar 4.62. Seluruh kontur disipasi menunjukkan bahwa disipasi terjadi dominan pada daerah dimana terjadi vorteks *throughflow* yang dominan. Hal ini juga sejalan dengan kontur energi kinetik turbulen yang ditunjukkan oleh Gambar 4.52, Gambar 4.58 dan Gambar 4.64, bahwa olakan skala kecil yang dominan pada vorteks *throughflow* dengan energi kinetik yang tinggi terdisipasi menjadi kalor (temperatur), sebagai konsekuensi dari terjadinya *cascade energy* sesuai persamaan (2.15). Kontur energi kinetik tersebut, dengan nilai energi kinetik pada zona resirkulasi pada zona VI dan VII, juga merekonformasi hasil penelitian Tuckey [25] bahwa zona resirkulasi merupakan zona dengan energi kinetik rendah. Selanjutnya, Gambar 4.50 menunjukkan bahwa pada variasi data_1, dengan kcepatan paling tinggi (1330) rpm dan beda temperatur paling rendah, variasi bilangan α tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap disipasi turbulen. Hasil yang serupa juga ditunjukkan oleh variasi data_2. Hasil dimana variasi bilangan α mempengaruhi disipasi turbulen ditunjukkan pada variasi data_3. Variasi bilangan

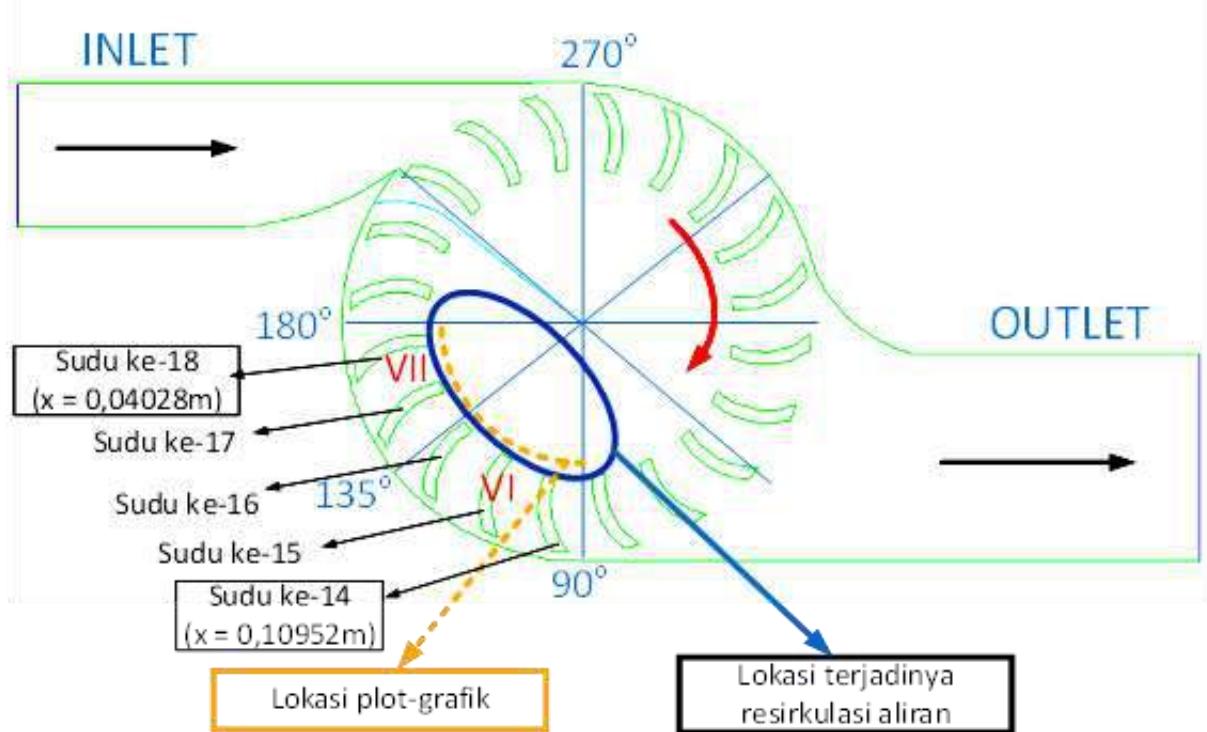
α yang semakin tinggi menghasilkan laju disipasi yang semakin tinggi hingga menghasilkan perbedaan sebesar 25,3% (dari 2,88E+06 m²/s³ menjadi 3,61E+06 m²/s³). Variasi nilai $\alpha = 1,1$ dan $1,2$ menjadi lebih rasional dengan kenaikan disipasi turbulen masing-masing sebesar 1% dan 3,2%. Disipasi yang terlalu besar yang dihasilkan oleh bilangan α kemungkinan disebabkan karena faktor bertambahnya bilangan α menyebabkan rasio viskositas antara viskositas molekuler yang terlalu kecil menyebabkan aliran menuju ke aliran berkembang penuh. Parameter-parameter turbulen tersebut secara umum menunjukkan bahwa, tinjauan aliran resirkulasi pada skala mikro menunjukkan bahwa pada aliran ini pencampuran (*mixing*) terjadi secara dominan, ditandai dengan terjadinya *cascade energy*.

Fenomena serupa juga terjadi pada prediksi viskositas efektif, yang merupakan viskositas total dan viskositas molekular yang ditunjukkan oleh Gambar 4.51, Gambar 4.57 dan Gambar 4.63. Berdasarkan definisi dari bilangan Prandtl turbulen, prediksi viskositas turbulen yang semakin dominan dapat dicapai dengan penggunaan bilangan α yang semakin besar $v_T = \chi/\alpha$. Variasi data_1 dan data_2 menghasilkan prediksi yang sama pada seluruh variasi bilangan α . Penggunaan bilangan $\alpha = 1,1$ menghasilkan viskositas efektif maksimum yang sama dengan penggunaan bilangan $\alpha = 1$, yaitu sebesar 1,21 kg/m.s. Penggunaan bilangan $\alpha = 1,2$ dan $1,3$ masing-masing meningkatkan prediksi viskositas efektif sebesar 0,8% dan 3,3%. Namun, berdasarkan prediksi pada parameter-parameter turbulen lain, penggunaan bilangan α lebih rasional untuk digunakan, karena penggunaan bilangan α diprediksi akan cenderung mempercepat terjadinya peluruhan turbulen.

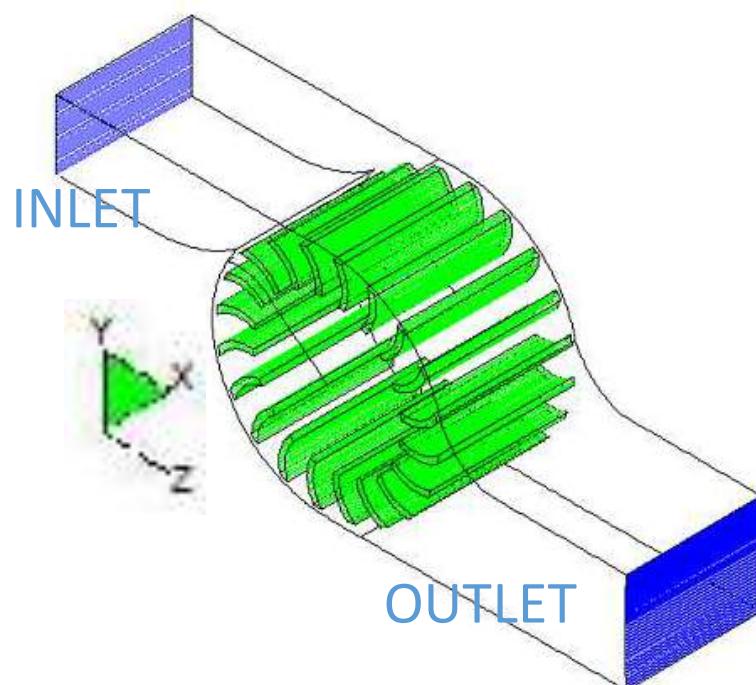
Penelitian tahap selanjutnya pada analisis CFD pada *runner cross-flow* perlu memperhartikan titik pusat vorteks resirkulasi secara lebih detail, karena pada laju alir volume fluida yang semakin rendah, titik pusat dari vorteks resirkulasi akan semakin bergeser ke titik pusat *runner*, sesuai dengan eksperimen pola alir yang dihasilkan oleh Tuckey dan Murata et.al [25], [32].

Berdasarkan analisis pada sub-bab 4.4.1 hingga sub-bab 4.4.2, vorteks resirkulasi terjadi pada zona VI dan zona VII menurut zona konfigurasi aliran pada Gambar 4.43, analisis bilangan α dilakukan secara lebih komprehensif pada sub-bab 4.4.3 dan sub-bab 4.4.4, yaitu pada profil kecepatan dan pada profil temperatur dekat sudu pada zona VI dan VII yang dapat merepresentasikan pengaruh variasi

nilai α pada aliran resirkulasi, yaitu pada koordinat $(i; j; k) = (37-100; 57; 2)$. Lokasi analisis ini dilakukan menurut Gambar 4.65 dan Gambar 4.66 dengan jarak antara lokasi plot dan dinding sudu sebesar 1,806mm.



Gambar 4.65. Lokasi resirkulasi aliran.

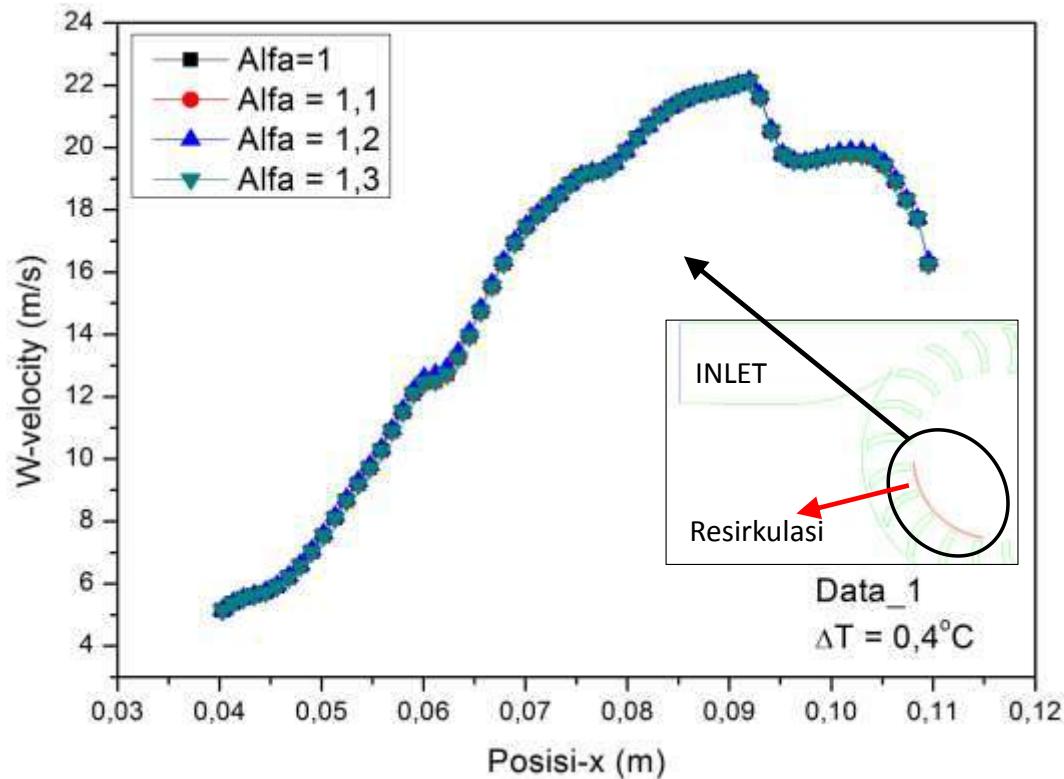


Gambar 4.66. Sistem koordinat *runner cross-flow*

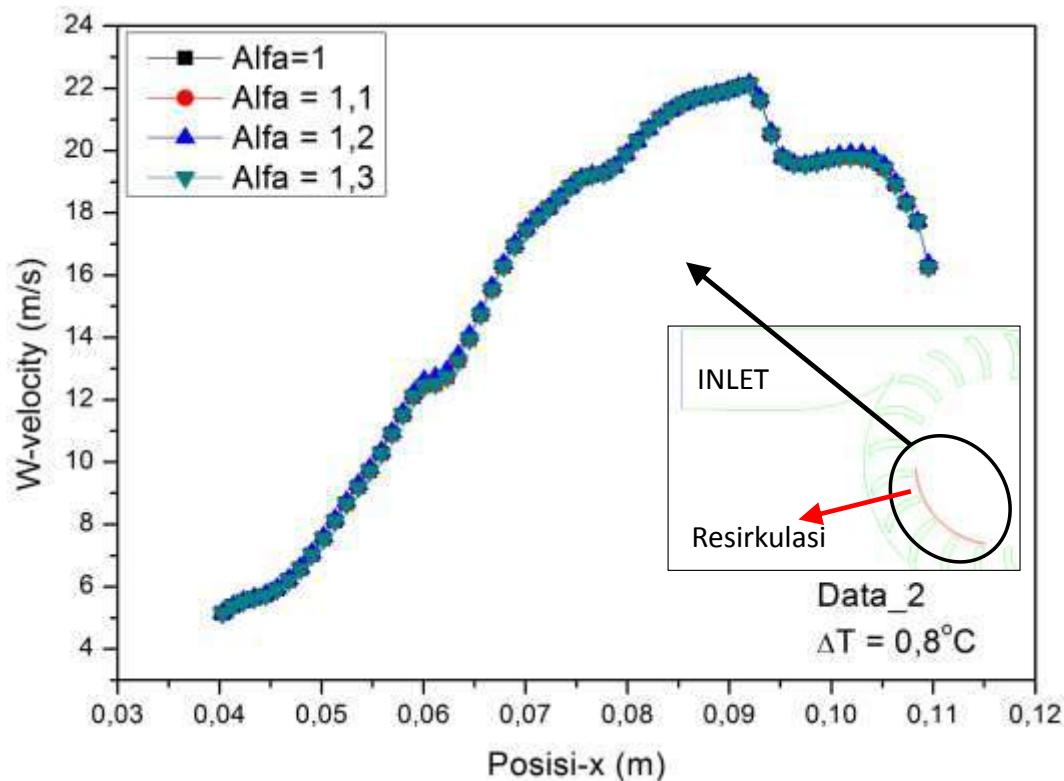
4.4.3. Profil kecepatan-w detail pada zona resirkulasi

Berdasarkan sistem koordinat *runner*, analisis kecepatan dilakukan pada kecepatan-w yang dapat merepresentasikan intensitas aliran resirkulasi, yaitu pada sudu ke 14 hingga sudu ke-18 seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.65 dan Gambar 4.66. Selanjutnya, Gambar 4.67 hingga Gambar 4.69 menunjukkan variasi nilai α (1; 1,1; 1,2; 1,3) untuk data_1 hingga data_3 secara berturut-turut. Pada data_1, dengan beda temperatur masuk dan keluar *runner* $\Delta T = 0,4^\circ\text{C}$, variasi nilai α tidak memberikan perbedaan yang signifikan terhadap resirkulasi. Gambar 4.67 yang menunjukkan perbandingan kecepatan-w untuk seluruh variasi α menunjukkan hasil yang berhimpit. Hasil yang serupa juga ditunjukkan pada variasi data_2 dengan $\Delta T = 0,8^\circ\text{C}$ pada Gambar 4.68 dimana variasi nilai α tidak memberikan pengaruh terhadap kecepatan pada zona resirkulasi. Namun, fenomena lain ditunjukkan pada variasi data_3 dengan ΔT yang paling besar = $0,9^\circ\text{C}$ oleh Gambar 4.69. Pada kasus ini, variasi α memberikan pengaruh yang cukup signifikan pada prediksi aliran resirkulasi. Secara berturut-turut, penggunaan $\alpha = 1,1; 1,2; 1,3$ menghasilkan perbedaan (kenaikan) prediksi dengan penggunaan $\alpha = 1$ sebesar 9,5%, 34% dan 34,1%. Gambar 4.69 juga menunjukkan bahwa pada koordinat (37-100; 57; 2), atau pada sudu ke-14 hingga sudu ke-18 dimana terjadi aliran resirkulasi, sebelum arah kecepatan kembali berubah. Variasi nilai α 1,1 hingga 1,3 paling dominan terjadi pada sudu ke-18 dimana intensitas aliran resirkulasi sudah mulai berkurang.

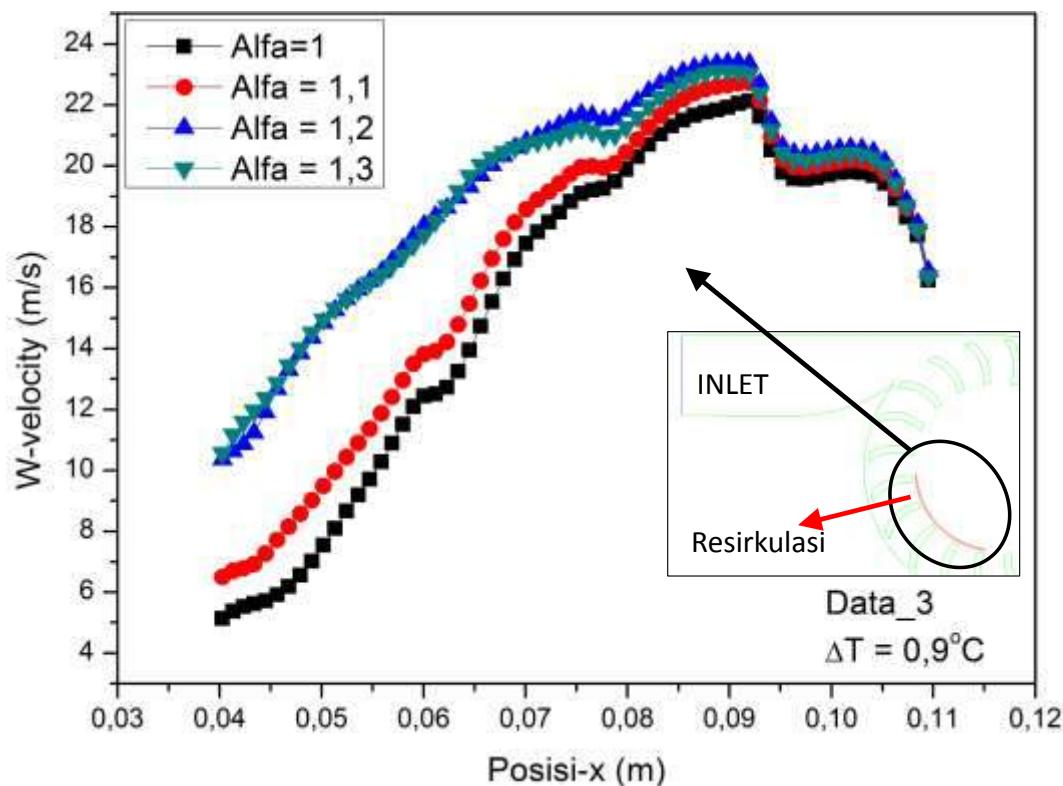
Hasil tersebut menunjukkan bahwa perbedaan temperatur antara sisi masuk dan keluar *runner* (ΔT_{CR}) yang semakin besar semakin mempengaruhi profil aliran resirkulasi pada bagian dalam *runner*. Akibatnya, pemilihan nilai α yang tepat sangat berpengaruh terhadap prediksi aliran resirkulasi. Analisis yang lebih detil untuk menunjukkan efektivitas variasi α dilakukan dengan mengelompokkan satu variasi α (1,1; 1,2 dan 1,3) pada ketiga data uji (data_1, $\Delta T_{CR} = 0,4^\circ\text{C}$; data_2, $\Delta T_{CR} = 0,8^\circ\text{C}$ dan data_3, $\Delta T_{CR} = 0,9^\circ\text{C}$) untuk parameter kecepatan resirkulasi (kec-w), yang ditunjukkan oleh Gambar 4.70 hingga Gambar 4.73.



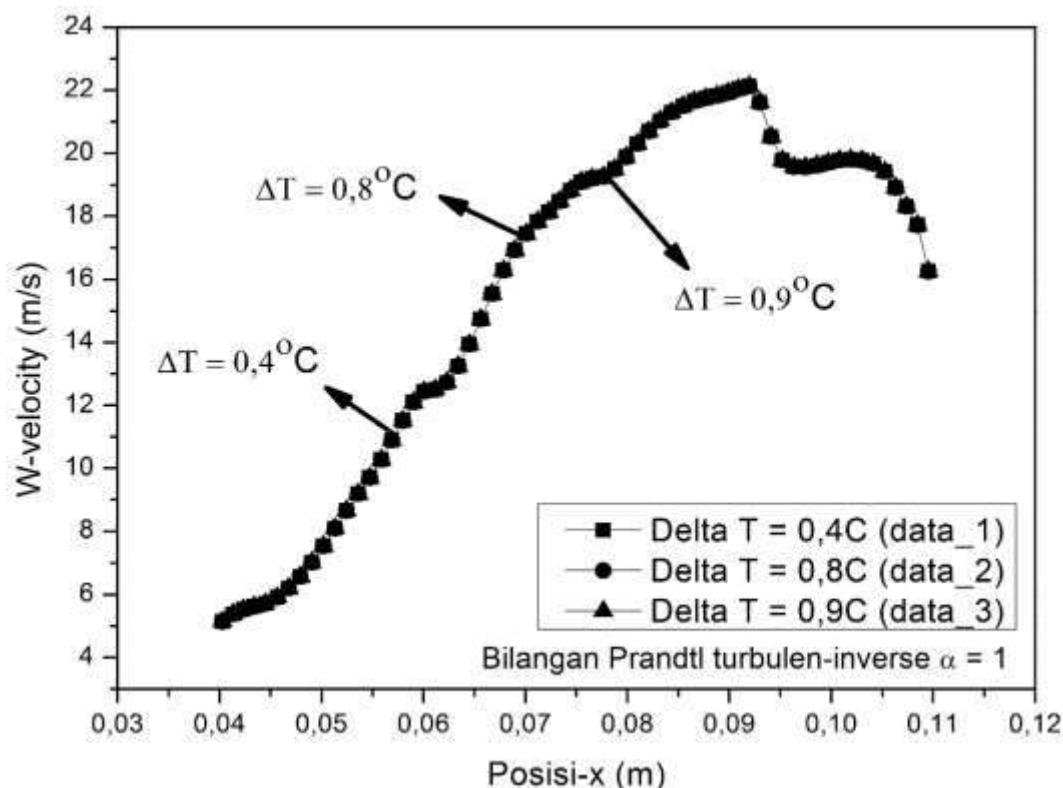
Gambar 4.67. Perbandingan kecepatan-w pada lokasi resirkulasi; Data_1



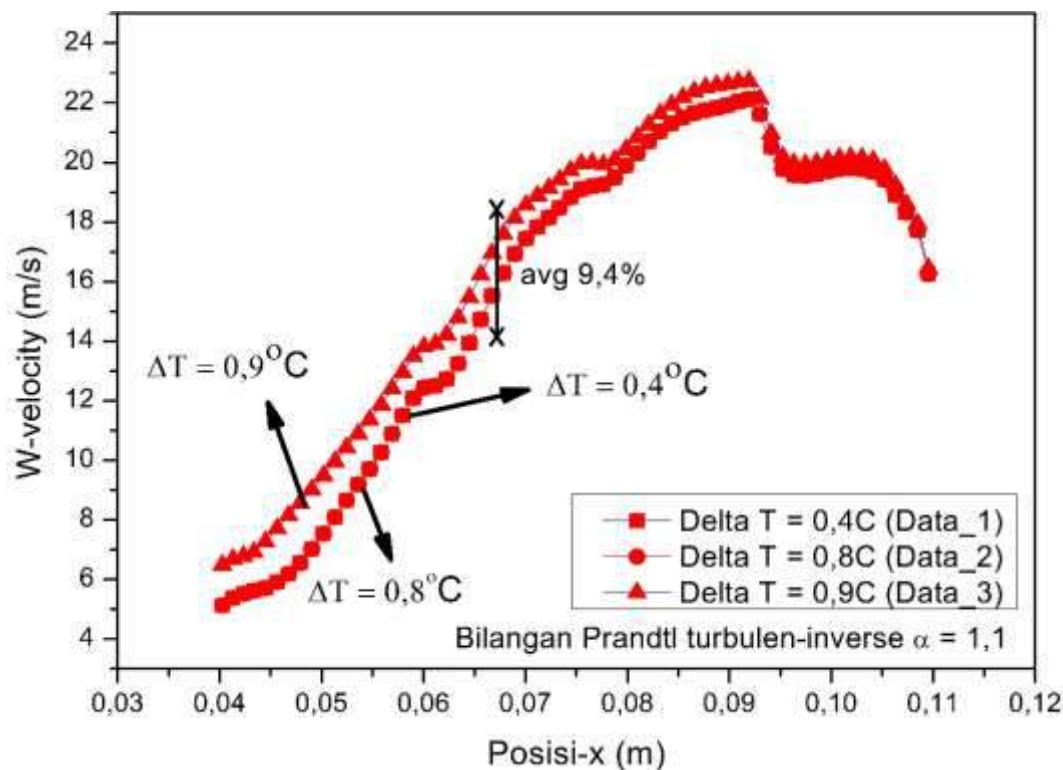
Gambar 4.68. Perbandingan kecepatan-w pada lokasi resirkulasi; Data_2



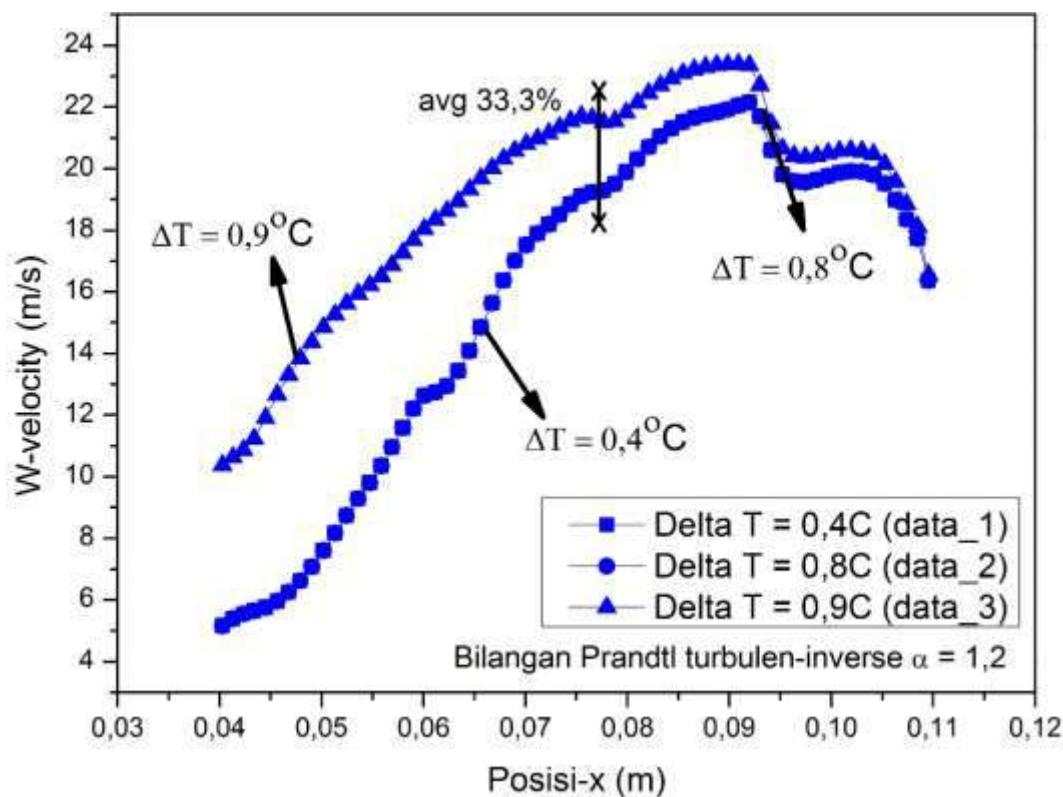
Gambar 4.69. Perbandingan kecepatan-w pada lokasi resirkulasi; Data_3



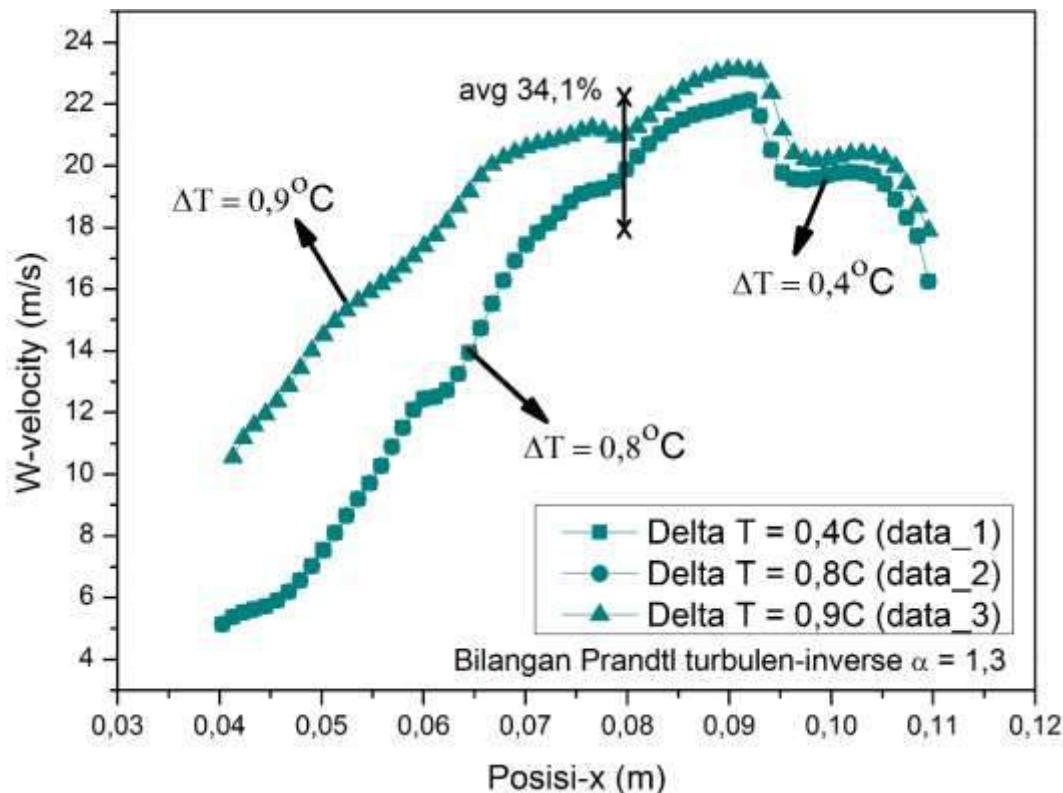
Gambar 4.70. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1$) pada lokasi resirkulasi



Gambar 4.71. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1,1$) pada lokasi resirkulasi



Gambar 4.72. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1,2$) pada lokasi resirkulasi

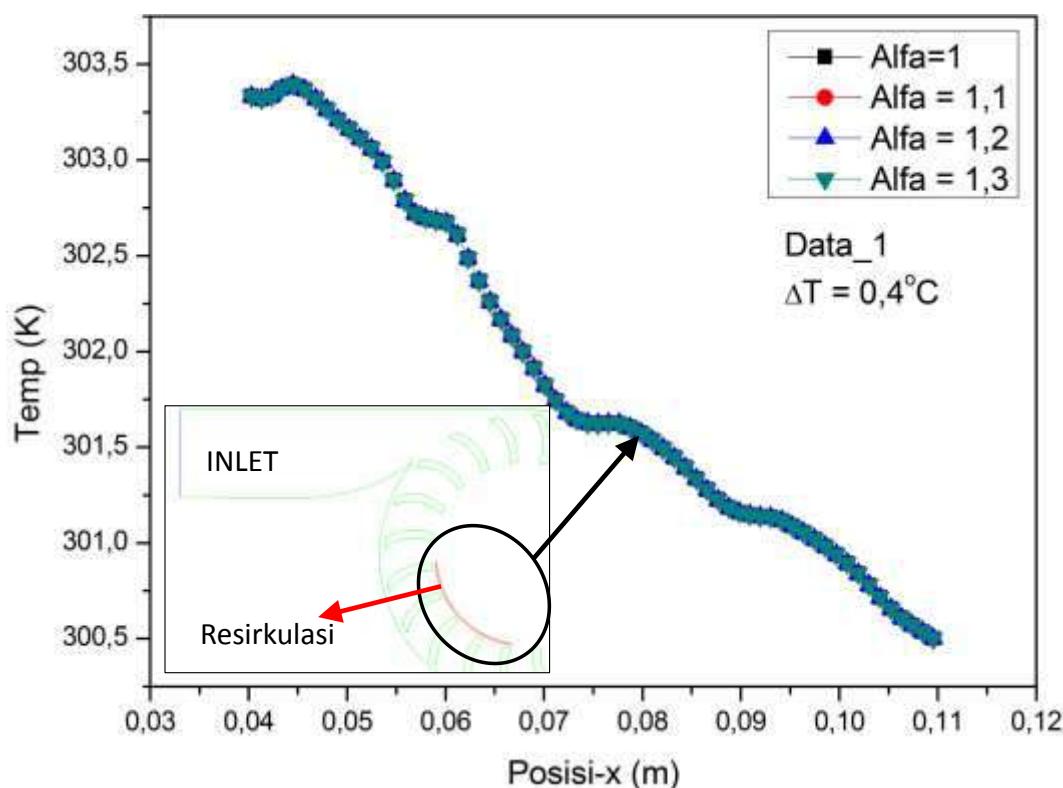


Gambar 4.73. Perbandingan kec-w ($\alpha = 1,1$) pada lokasi resirkulasi

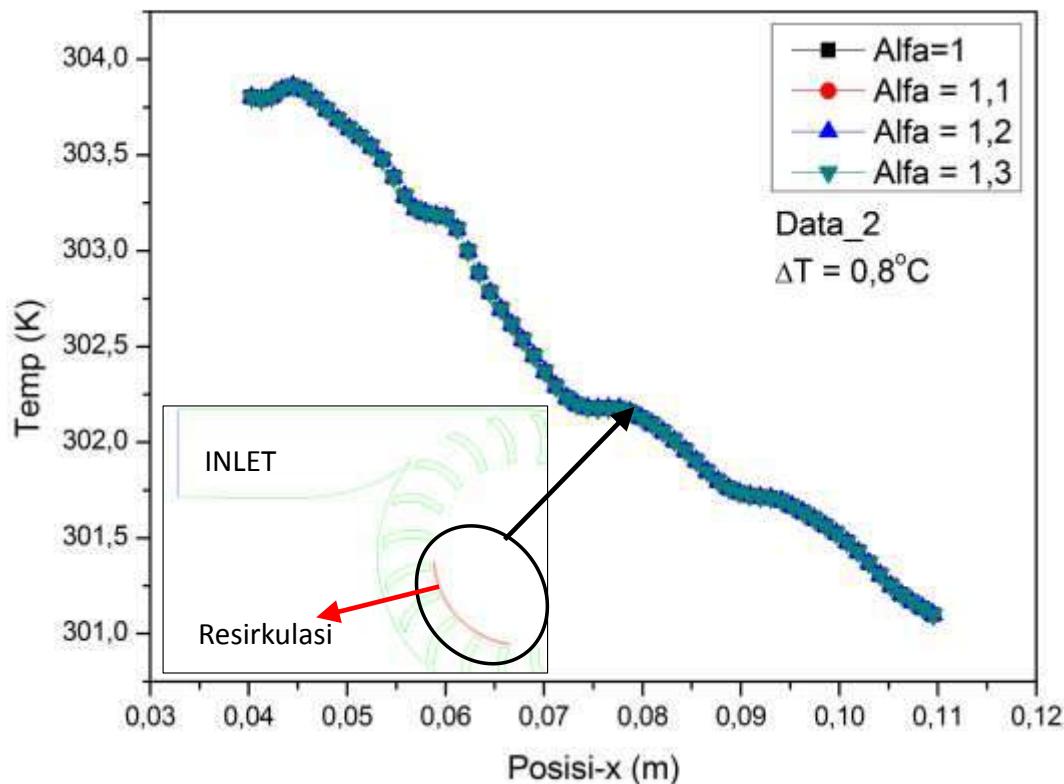
Gambar 4.70 hingga Gambar 4.73 menunjukkan pengaruh variasi bilangan α terhadap kecepatan resirkulasi pada ketiga data uji, dengan beda temperatur ΔT_{CR} ; data_1, data_2 dan data_3: menurut Tabel 4.5. Selanjutnya penggunaan α dianalisis berdasarkan pengaruhnya pada beda temperatur uji ΔT 0,4°C (data_2 dan data_1) dan ΔT 0,5°C (data_3 dan data_1) pada area resirkulasi aliran. Penggunaan $\alpha = 1$ menghasilkan prediksi kecepatan yang berhimpit untuk seluruh variasi ΔT_{CR} . Penggunaan $\alpha = 1,1$ menunjukkan perbedaan prediksi secara rata-rata yang berhimpit pada beda temperatur 0,4°C dan 9,4% lebih tinggi pada beda temperatur 0,5°C. Selanjutnya, penggunaan $\alpha = 1,2$ dan $\alpha = 1,3$ juga menunjukkan perbedaan prediksi secara rata-rata yang berhimpit pada ΔT 0,4°C, namun menunjukkan perbedaan 33,3% dan 34,1% pada ΔT 0,5°C. Perbedaan tersebut terutama terjadi pada sudut ke-18. Meskipun efek paling besar (dibandingkan dengan $\alpha = 1$) terhadap aliran resirkulasi dicapai pada variasi $\alpha = 1,2$ dan 1,3, namun berdasarkan persamaan 2.92 dan Gambar 2.34, dimana batas atas nilai $\alpha = 1,3$, prediksi kecepatan-w pada kedua variasi α tersebut cenderung berlebih.

4.4.4. Profil Temperatur Statik Detail Pada Zona Resirkulasi

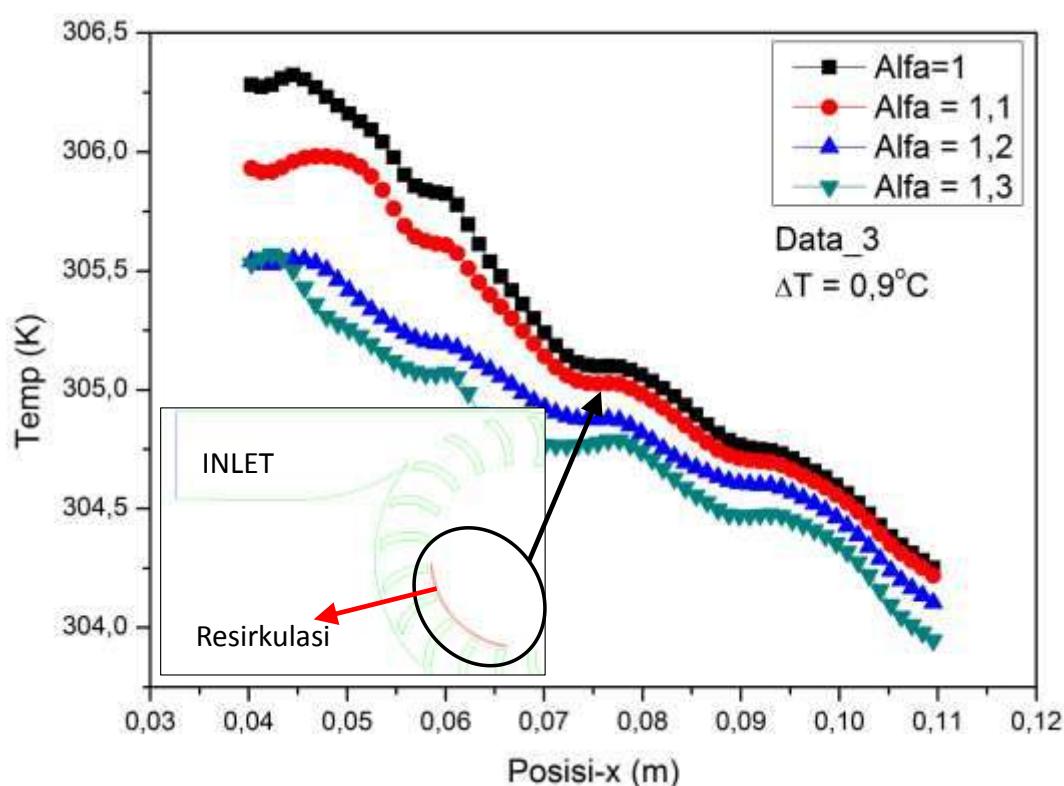
Analisis detail juga dilakukan terhadap profil temperatur dilakukan pada koordinat yang sama dengan analisis pada kecepatan-w, yaitu pada (37-100; 57; 2), atau pada sudu ke-14 hingga sudu ke-18. Properti temperatur statik menjadi penting untuk dianalisis lebih lanjut karena pada aliran resirkulasi diiringi dengan terjadinya proses difusi termal yang cukup dominan. Hasil prediksi temperatur pada lokasi tersebut pada data_1 hingga data_3 pada seluruh variasi α ditunjukkan oleh Gambar 4.74 hingga Gambar 4.76. Tren temperatur yang dihasilkan serupa dengan prediksi pada kecepatan-w pada sub-bab 4.4.3. Variasi α tidak memberikan pengaruh pada data_1 dan data_2 dengan beda temperatur pada sisi masuk dan keluar runner $\Delta T_{CR} = 0,4^{\circ}\text{C}$ dan $0,8^{\circ}\text{C}$, sesuai grafik pada Gambar 4.74 dan Gambar 4.75. Efektivitas nilai α optimum ditunjukkan pada perbedaan temperatur masuk dan keluar runner paling besar $\Delta T_{CR} = 0,9^{\circ}\text{C}$ pada data_3 yang ditunjukkan oleh Gambar 4.76. Penggunaan $\alpha = 1,1$ hingga $1,3$ secara berturut-turut menghasilkan perbedaan prediksi terhadap temperatur statik sebesar $0,1\%$ dan $0,2\%$ pada lokasi resirkulasi.



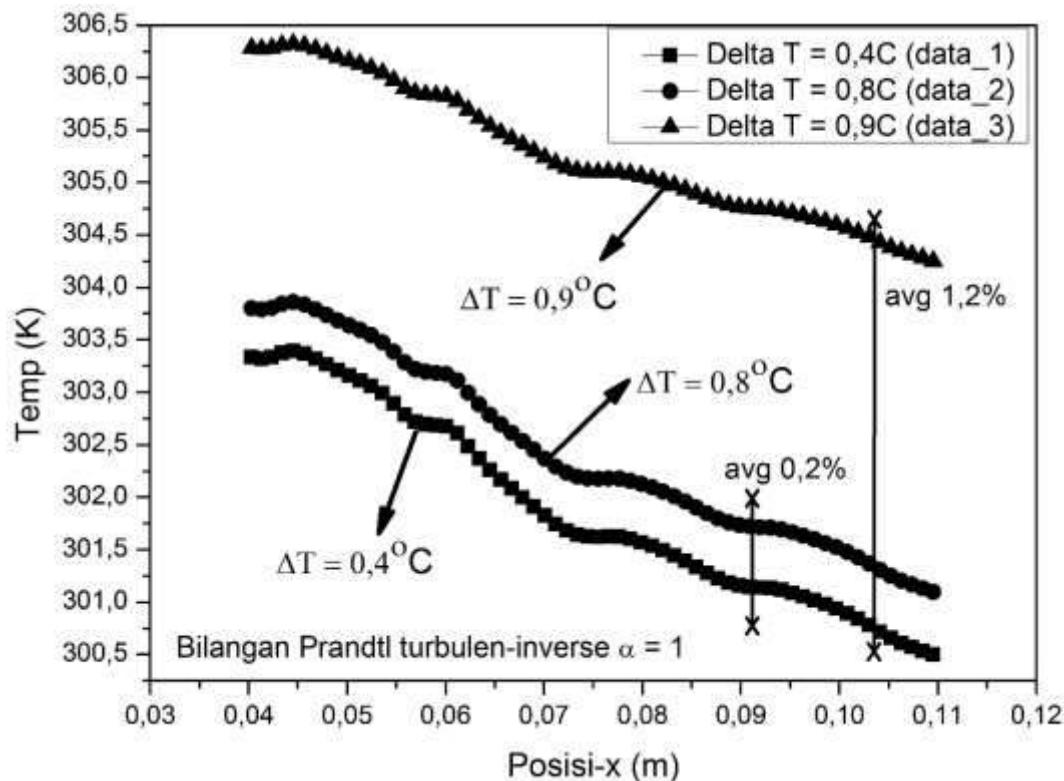
Gambar 4.74. Perbandingan temperatur statik pada lokasi resirkulasi; Data_1



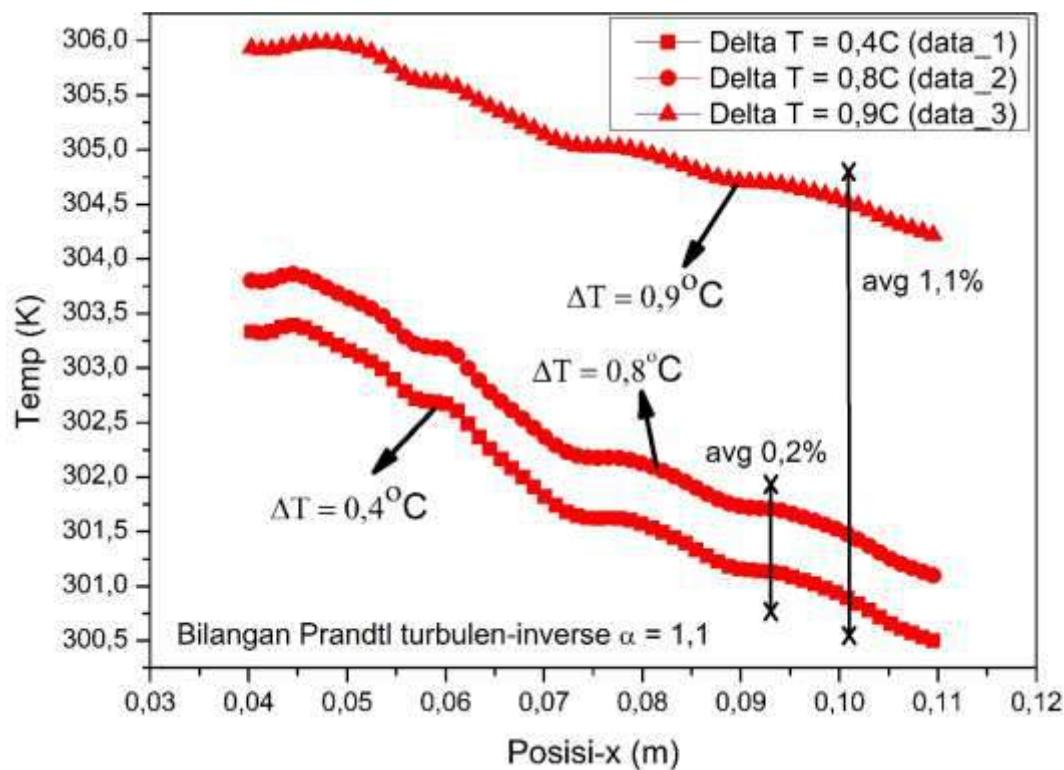
Gambar 4.75. Perbandingan temperatur statik pada lokasi resirkulasi; Data_2



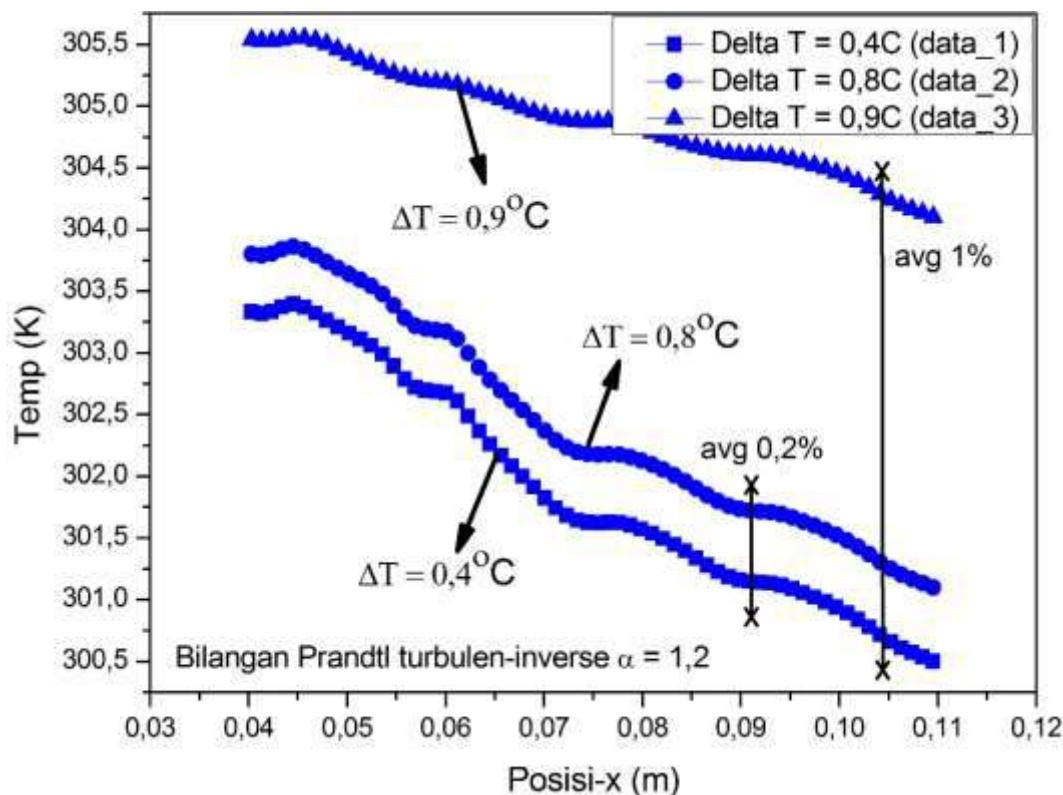
Gambar 4.76. Perbandingan temperatur statik pada lokasi resirkulasi; Data_3



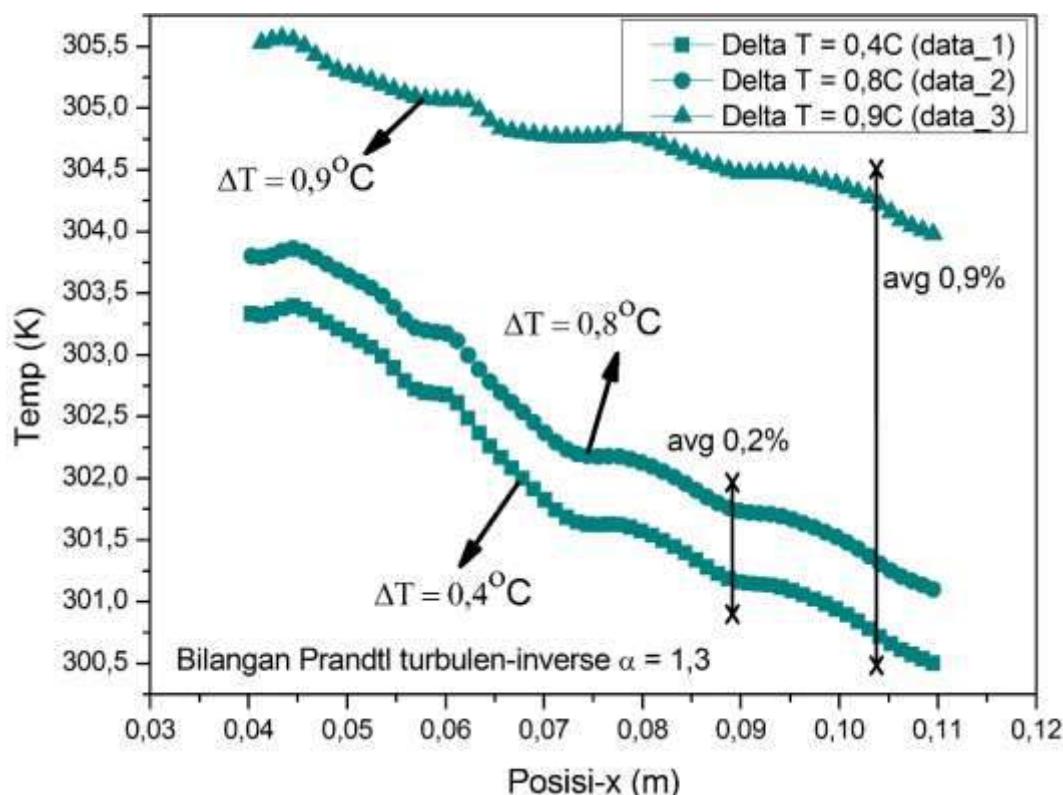
Gambar 4.77. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1$) lokasi resirkulasi



Gambar 4.78. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1,1$) lokasi resirkulasi



Gambar 4.79. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1,2$) lokasi resirkulasi



Gambar 4.80. Perbandingan temp-statik ($\alpha = 1,3$) lokasi resirkulasi

Selanjutnya, analisis juga dilakukan pada profil temperatur pada area resirkulasi tersebut. Seperti pada sub-bab 4.4.3, analisis yang lebih detil untuk menunjukkan efektivitas variasi α pada properti temperatur statik juga dilakukan dengan mengelompokkan satu variasi α (1,1; 1,2 dan 1,3) pada ketiga data uji (data_1, $\Delta T_{CR} = 0,4^{\circ}\text{C}$; data_2, $\Delta T_{CR} = 0,8^{\circ}\text{C}$ dan data_3, $\Delta T_{CR} = 0,9^{\circ}\text{C}$), yang ditunjukkan oleh Gambar 4.77 hingga Gambar 4.80. Efektivitas tersebut selanjutnya ditentukan dengan membandingkan perbedaan hasil prediksi antara (data_2 dan data_1; $\Delta T = 0,4^{\circ}\text{C}$) serta antara (data_3 dan data_1; $\Delta T = 0,5^{\circ}\text{C}$).

Penggunaan $\alpha = 1$ secara berturut-turut menunjukkan perbedaan prediksi temperatur pada sepanjang area resirkulasi, masing-masing sebesar 0,2% dan 1,2% pada beda temperatur uji $0,4^{\circ}\text{C}$ dan $0,5^{\circ}\text{C}$. Penggunaan $\alpha = 1,1$ secara berturut-turut menunjukkan perbedaan prediksi temperatur masing-masing sebesar 0,2% dan 1,1% pada beda temperatur uji $0,4^{\circ}\text{C}$ dan $0,5^{\circ}\text{C}$. Selanjutnya, penggunaan $\alpha = 1,2$ dan $\alpha = 1,3$ juga menunjukkan perbedaan prediksi secara rata-rata sebesar 0,2% pada beda $\Delta T 0,4^{\circ}\text{C}$, dan 1% dan 0,9% pada $\Delta T 0,5^{\circ}\text{C}$.

4.4.5. Efektivitas α pada zona resirkulasi

Analisis efektivitas variasi $\alpha = 1$ hingga 1,3 terhadap properti kecepatan reisrkulasi dan temperatur statik pada zona resirkulasi untuk variasi data uji; data_1 hingga data_3 pada sub-bab 4.4.3 dan 4.4.4 mampu menunjukkan beberapa fenomena. Simulasi CFD dengan menggunakan data_1 dan data_2 (dengan $\Delta T_{CR} = 0,4^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{CR} = 0,8^{\circ}\text{C}$) tidak menunjukkan hasil yang signifikan (berhimpit) pada variasi $\alpha = 1$ hingga 1,3 terhadap kedua properti. Data_3 dengan $\Delta T_{CR} = 0,4^{\circ}\text{C}$ menghasilkan perbedaan prediksi pada variasi $\alpha = 1,1$ (9,5%), $\alpha = 1,2$ (34%) dan $\alpha = 1,3$ (34,1%) dibandingkan dengan hasil prediksi $\alpha = 1$ untuk properti kecepatan resirkulasi. Pada properti temperatur, variasi α menghasilkan perbedaan; $\alpha = 1,1$ (0,05%), $\alpha = 1,2$ (0,1%) dan $\alpha = 1,3$ (0,2%).

Penggunaan $\alpha = 1$ tidak memberikan pengaruh terhadap prediksi aliran turbulen, yang secara lebih detail ditunjukkan oleh properti kecepatan resirkulasi (kec-w) dan temperatur statik, yang tidak sejalan dengan konsep difusivitas turbulen serta bahwa pada aliran resirkulasi diiringi dengan perubahan viskositas – yang disebabkan karena terjadinya beda temperatur pada saat terjadinya *vortex*

strecthing sesuai persamaan 2.17. Hal ini menyebabkan $\alpha = 1$ tidak sesuai untuk digunakan pada prediksi aliran resirkulasi (analogi Reynolds tidak dapat diterapkan). Lebih jauh, perbedaan presentase yang cukup besar dan nilai antara properti temperatur statik dan kecepatan untuk variasi $\alpha = 1,1$ dan $1,2$ menunjukkan fenomena yang kurang realistik karena prediksi kecepatan yang semakin tinggi seharusnya memberikan laju perpindahan panas yang semakin kecil pada zona resirkulasi. Apabila dibandingkan dengan Gambar 4.70 hingga Gambar 4.73 serta Gambar 4.77 hingga Gambar 4.80 yang hanya menunjukkan perbedaan hasil maksimal 1% pada variasi α tetap, perbedaan hasil prediksi yang ditunjukkan oleh variasi $\alpha = 1,2$ dan $1,3$ tersebut menjadi tidak proporsional dan tidak sesuai dengan rasio antara kecepatan alir dan difusivitas menurut persamaan (2.13). Hasil yang lebih baik ditunjukkan pada penggunaan $\alpha = 1,1$.

Fenoena-fenomena tersebut menunjukkan bahwa berdasarkan prediksi kecepatan dan temperatur pada area resirkulasi, penggunaan $\alpha = 1,1$ menunjukkan hasil prediksi yang paling konsisten dibandingkan dengan variasi α lainnya. Hasil analisis ini juga didukung oleh hasil eksperimen bahwa pada data_3, dengan beda temperatur masuk dan keluar *runner cross-flow* yang paling besar ($\Delta T_{CR} = 0,9^\circ\text{C}$), sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a menghasilkan unjuk kerja yang paling baik, sesuai dengan Tabel 4.5.

Dengan demikian, berdasarkan hasil validasi aliran dan analisis pada seluruh variasi nilai α pada *runner cross-flow*, penggunaan nilai $\alpha = 1,1$ mampu merepresentasikan kondisi aliran pada zona resirkulasi pada *runner cross-flow*. Hasil ini secara konsisten direpresentasikan oleh parameter-parameter turbulen, yaitu profil kecepatan, disipasi turbulen, viskositas efektif dan energi kinetik turbulen. Secara lebih detail, timbulnya vorteks resirkulasi yang menyebabkan terjadinya proses perpindahan panas juga menunjukkan hasil yang konsisten pada zona resirkulasi sesuai kompilasi $\alpha = 1,1$ pada Gambar 4.71 dan Gambar 4.78.

Dengan penggunaan nilai $\alpha = 1,1$, maka rasio antara viskositas molekular dan turbulen sesuai persamaan 2.94 dapat ditentukan sebagai:

$$\frac{\nu_0}{\nu_T} = 0,8394 \quad (4.2)$$

Sehingga persamaan transport model turbulen RNG $k-\varepsilon$ pada persamaan (2.68) dan persamaan (2.71) menjadi:

Persamaan transpor k

$$\frac{\partial K}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla) K = P - \bar{\varepsilon} + \frac{\partial}{\partial x_i} 1,1 \nu_T \frac{\partial K}{\partial x_i} \quad (4.3)$$

Persamaan transpor ε

$$\frac{D\bar{\varepsilon}}{Dt} = -C_{\varepsilon 1} \frac{\bar{\varepsilon}}{K} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{K} + \frac{\partial}{\partial x_i} 1,1 \nu \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_i} \quad (4.4)$$

Rasio viskositas sesuai persamaan (4.2) tersebut cukup rasional, mengingat bahwa pada data_3 tersebut, perbedaan kecepatan-w dan temperatur yang optimum dibandingkan dengan penggunaan $\alpha = 1$, terjadi pada suku ke-18. Pada lokasi ini, intensitas resirkulasi semakin berkurang, sehingga pengaruh transport konvektif berkurang. Pada tahap ini, pengaruh transport molekular menjadi lebih dominan, ΔT_{CR} paling besar memberikan pengaruh pada zona resirkulasi aliran. Temperatur statik fluida pada dekat suku ke-18 tersebut juga paling besar dibandingkan dengan temperatur pada suku ke-14 hingga suku ke-17. Persamaan 4.1 juga menunjukkan bahwa pada resirkulasi aliran, viskositas turbulen terjadi dengan lebih dominan dibandingkan dengan viskositas molekular, dengan nilai rasio yang tidak terpaut jauh dari 1 (satu), sejalan dengan [70], [72], [91].

V. KESIMPULAN DAN REKOMENDASI UNTUK PENELITIAN SELANJUTNYA

5.1 Kesimpulan

Runner cross-flow merupakan komponen penting pada sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a karena mengkonversi daya mekanis yang dihasilkan sistem menjadi daya listrik. Berdasarkan analisis CFD yang dilakukan terhadap *runner cross-flow*, model turbulen RNG $k-\epsilon$ sesuai untuk digunakan pada analisis aliran pada *runner cross-flow*, terutama pada vorteks resirkulasi yang timbul selama operasi *runner cross-flow*. Simulasi CFD terhadap *runner cross-flow* dengan asumsi keadaan stasioner menghasilkan vorteks resirkulasi dominan pada zona konfigurasi aliran; (zona VI – VII) dan satu buah vorteks *throughflow* yang berada dibagian tengah.

Pada operasinya, terjadi penurunan temperatur pada sisi masuk dan keluar *casing runner cross-flow*. Perubahan temperatur tersebut mempengaruhi aliran resirkulasi yang terjadi secara molekular, selain secara konvektif. Pada kondisi ini, analogi Reynolds tidak lagi sesuai untuk digunakan Oleh karena itu, pemilihan bilangan turbulen Prandtl turbulen – inverse (α) yang mampu merepresentasikan fenomena aliran tersebut menjadi penting.

Data hasil eksperimen (data_1, data_2 dan data_3) secara berturut-turut menghasilkan kecepatan poros *runner* (N_3) dan beda temperatur pada sisi masuk dan keluar (ΔT_{CR}) sebesar 1330 rpm ($\Delta T_{CRI} = 0,4^\circ\text{C}$), 604 rpm ($\Delta T_{CR2} = 0,8^\circ\text{C}$) dan 659 rpm ($\Delta T_{CR3} = 0,9^\circ\text{C}$). Hasil eksperimen dengan data_3 dengan ΔT_{CR} paling besar menunjukkan bahwa pada kondisi tersebut *runner* sudah terbebani oleh generator listrik, sistim turbin gas mikro sudah mulai menghasilkan daya listrik 0,54 kW. Kondisi ini dicapai pada kecepatan kompresor (N1) 78.890 rpm dengan rasio tekanan 1,4 pada efisiensi kompresor 67% dan laju bahan bakar 2,314 g/s, dengan daya termal yang dihasilkan *runner cross-flow* sebesar 230 Watt. Data_3 hasil eksperimen tersebut menghasilkan kecepatan *runner* $N_3 = 659$ rpm yang menaikkan efisiensi termal sistem η_{syst} sebesar 1,11% menjadi 21,51%.

Variasi nilai α yang divariasikan menjadi 1; 1,1; 1,2 dan 1,3 paling efektif terjadi pada beda temperatur *runner* ΔT_{CR} yang paling besar ($\Delta T_{CR3} = 0,9^\circ\text{C}$) dengan

parameter hasil simulasi kecepatan-w dan temperatur statik pada zona resirkulasi (zona VI – VIII) ($i,j,k = 37-100; 57; 2$), pada sudu ke-14 hingga sudu ke-18.

Dari berbagai analisis yang telah dilakukan pada *runner cross-flow*, terutama pada aliran resirkulasi, besaran bilangan Prandtl turbulen - inverse (α) dapat direkomendasikan bahwa nilai $\alpha = 1,1$ merupakan nilai yang paling realistik, berbagai efektivitas terhadap seluruh parameter aliran uji, dibandingkan dengan variasi nilai α lain. Nilai $\alpha = 1,1$ ini optimum untuk digunakan pada geomteri *runner cross-flow*; dengan parameter perancangan sesuai dengan Tabel 3.2 sebagai berikut dan kondisi operasi turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a, sesuai dengan Tabel 4.2 dan Tabel 4.5.

Tabel 3.2. Spesifikasi runner cross-flow

No.	Parameter	Satuan	Nilai
1.	Jumlah Sudu	Buah	20
2.	Sudut Serang masuk (α_1)	°	46,23
3.	Sudut serang keluar (α_2)	°	84,86
4.	Diameter Luar, D_1	mm	164
5.	Diameter Dalam, D_2	mm	109,46
6.	D_2/D_1	-	0.66
7.	Tinggi <i>runner</i> (L)	mm	87
8.	L/D_2	mm	0,79

Bilangan α tersebut menjadikan rasio viskositas molekular dan viskositas turbulen untuk digunakan pada model turbulen RNG $k-\varepsilon$; $\frac{\nu_0}{\nu_T} = 0,8394$, yang paling optimum dalam merepresentasikan aliran resirkulasi yang terjadi pada bagian dalam *runner cross-flow*.

5.2 Rekomendasi Untuk Penelitian Selanjutnya

Analisis CFD dengan varisi bilangan α menunjukkan bahwa aliran dominasi aliran resirkulasi mempengaruhi unjuk kerja *runner cross-flow* yang selanjutnya memperngaruhi unjuk kerja sistem turbin gas mikro bioenergi Proto X-2a. Metode CFD yang digunakan pada penelitian ini dapat lebih terus dikembangkan untuk

keperluan tersebut. Untuk memperoleh hasil analisis yang lebih detail, Simulasi CFD dengan menggunakan model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dapat keadaan berputar perlu dilakukan.

Sampai saat ini, diketahui bahwa beda temperatur minimum antara sisi masuk dan keluar *runner cross-flow* ΔT_{CR} yang efektif terhadap nilai α adalah $0,9^{\circ}\text{C}$. Nilai tersebut diperoleh pada geometri *runner cross-flow* yang ada. Rentang temperatur yang lebih luas serta pengaruh nilai α pada variasi geometri *runner cross-flow* perlu untuk diteliti lebih lanjut.

Perancangan dari *runner cross-flow* dapat terus ditingkatkan mengingat rugi-rugi yang terjadi antara kecepatan kompresor dan *runner* yang cukup besar. Untuk unjuk kerja *runner* yang lebih baik dengan fluida kerja udara, perancangan dengan $\alpha_1 = 22^{\circ} - 26^{\circ}$ merupakan salah satu alternatif yang direkomendasikan, selain memperbesar rasio L/D_2 .

DAFTAR PUSTAKA

- [1] D. E. N. -. R. Indonesia, "Outlook Energi Indonesia 2014," 2014.
- [2] W. E. Council, "2015 World Energy Issues Monitor," World Energy Council, London, 2015.
- [3] P. P. R. I. N. 7. T. 2. T. K. E. Nasional, "Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia," [Online]. Available: <http://prokum.esdm.go.id/pp/2014/PP%20Nomor%2079%202014.pdf>. [Accessed 19 August 2015].
- [4] J. J. Lee, J. E. Yoon, T. S. Kim and J. L. Sohn, "Performance Test and Component Characteristics Evaluation of a Micro Gas Turbine," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 12, no. 1, pp. 141-152, 2007.
- [5] W. A. f. D. E. (WADE), "More for Less: How Decentralized Energy Can Deliver Cleaner, Cheaper and More Efficient Energy in Nigeria," 2009.
- [6] W. Visser, S. Shakariyants and M. Ootsveen, "Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications," *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 133, 2011.
- [7] S. Darmawan, "Analisis Aliran Pada Sudu Kompresor Turbin Gas Mikro Proto X-1," Univeritas Indonesia, Depok, 2011.
- [8] D. Chiaramonti, A. M. Rizzo, A. Spadi, M. Prussi, G. Riccio and F. Martelli, "Exhaust emission from liquid fuel micro gas turbine fed with diesel oil, biodiesel and vegetable oil," *Applied Energy*, vol. 101, pp. 349-356, 2013.
- [9] K. Sim, B. Koo, C. H. Kim and T. H. Kim, "Development and performance measurement of micro-power pack using micro-gas turbine driven automotive alternators," *Applied Energy*, vol. 102, pp. 309-319, 2013.
- [10] M. Ehyaei and M. Bahadori, "Selection of micro turbines to meet electrical and thermal energy needs of residential buildings in Iran," *Energy and Buildings*, vol. 39, pp. 1227-1234, 2007.

- [11] M. Ehyaei and A. Mozafari, "Energy, economic and environmental (3E) analysis of a micro gas turbine employed for on-site combined heat and power production," *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 259-264, 2010.
- [12] A. Clay and G. Tansley, "Exploration of a simple, low cost, micro gas turbine recuperator solution for a domestic combined heat and power unit," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2676-2684, 2011.
- [13] A. J. Marszal and P. Heiselberg, "Zero Energy Building (ZEB) definition - A literature review," Aalborg University, Aalborg, 2008.
- [14] A. Rehman, D. R. Phalke and R. Pandey, "Alternative fuel for gas turbine: Esterified jatropha oil-diesel blend," *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 2635 - 2640, 2011.
- [15] M. C. Cameretti, R. Tuccillo and R. Piazzesi, "Study of an exhaust gas recirculation equipped micro gas turbine supplied with bio-fuels," *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, pp. 162-173, 2013.
- [16] Z. Habib, R. Partasarathy and S. Golahalli, "Performance and emission characteristics of biofuel in a small-scale gas turbine engine," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1701-1709, 2010.
- [17] I. Gokalp and E. Lebas, "Alternative fuels for industrial gas turbines (AFTUR)," *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 1655-1663, 2004.
- [18] D. Marhendra, "Analisis unjuk kerja turbin gas mikro bioenergi Proto X-2 dengan bahan bakar cair (solar, minyak jarak, dan minyak curah)," Universitas Indonesia, Depok, 2012.
- [19] E. Prasetya, "Analisis unjuk kerja turbin gas mikro bioenergi Proto X-2 dengan menggunakan bahan bakar solar," Universitas Indonesia, Depok, 2012.
- [20] A. Azis, "Analisis unjuk kerja turbin gas mikro bioenergi Proto X-2 dengan menggunakan bahan bakar solar-bioetanol," Universitas Indonesia, Depok, 2012.

- [21] A. I. Siswantara, S. Darmawan and O. Purba, "Combustion analysis of Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine with diesel-bioethanol blends," in *The 13th Quality in Research (QiR)*, Yogyakarta, 2013.
- [22] A. I. Siswantara and C. D. Widjyawati, *Shell-and-tube heat exchanger design and redesign with CFD method*, Jakarta: EBTKE Connex, 2012.
- [23] C. Mockmore and F. Merryfield, "The Banki Water Turbine," *Bulletin Series*, no. 25, February 1949.
- [24] C. Joshi, V. Seshadri and S. Singh, "Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine," *J. Energy Eng.*, vol. 121, pp. 28-45, 1995.
- [25] P. R. Tuckey, "The aerodynamics and performance of a cross flow fan," Durham University, Durham, 1983.
- [26] S. Khosrowpanah and A. Fiuzat, "Experimental Study of Cross-Flow Turbine," *J. Hydraulic Eng.*, vol. 114, pp. 299-314, 1988.
- [27] V. Sammartano, C. Arico, A. Carravetta and O. Fecarotta, "Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis," *Energies*, vol. 6, pp. 2362-2385, 2013.
- [28] M. G. Gebrehiwot, J. D. Baerdemaeker and M. Baelmans, "Numerical Analysis of a cross-flow fan with two outlets," in *5th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, South Africa, 2007.
- [29] A. I. Siswantara, Budiarto and S. Darmawan, "Investigation of Inverse-Turbulent-Prandtl number with Four RNG k- ϵ Turbulence Models on Compressor Discharge Pipe of Bioenergy Micro Gas Turbine," in *International Meeting in Advance Thermofluids (IMAT) 7 2014*, Kuala Lumpur, 2014.
- [30] A. I. Siswantara, "Turbin Multi-Fluida". Indonesia Patent P-00201402272 (Filing Date), April 2014.
- [31] S. Murata and K. Nishihara, "An experimental study of cross flow fan," *Bulletin of JSME*, vol. 19, no. 129, 1976.

- [32] S. Murata, T. Ogawa, I. Shimizu, K. Nisihara and K. Kinoshita, "A study of cross flow fan with inner guide apparatus," *JSME*, vol. 21, no. 154, 1978.
- [33] A. Toffolo, "On the theoretical link between design parameters and performance in cross-flow fans: a numerical and experimental study," *Computers & Fluids*, vol. 34, pp. 49-66, 2005.
- [34] T.-A. Kim, D.-W. Kim, S.-K. Park and Y. J.-Kim, "Performance of a cross-flow fan with various shapes of a rear guide and exit duct," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 22, pp. 1876-1882, 2008.
- [35] Y. J. Kim, "Flow Characteristics in a Cross-Flow Fan with Various Design Parameters," in *The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering*, Beijing, China, 2008.
- [36] L. Casarsa and P. Giannatasio, "Experimental study of the three-dimensional flow field in cross-flow fans," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 95, pp. 948-959, 2011.
- [37] K. Sun, H. Ouyang, J. Tian, Y. Wu and Z. Du, "Experimental and numerical investigations on the eccentric vortex of the cross flow fans," *International Journal of Refrigeration*, vol. 50, pp. 146-155, 2015.
- [38] M. Kaniecki, "Modernization of the outflow system of cross-flow turbines," *Task Quarterly*, vol. 6, no. 4, pp. 601-608, 2002.
- [39] W. T. Cheng, "Experimental and numerical analysis of a crossflow fan," Master Thesis - Naval Postgraduate School, California, 2003.
- [40] A. Sowa, "Flow Simulations in cross-flow fans using the finite element and finite volume methods," *Task Quarterly*, vol. 8, no. 1, pp. 41-49, 2004.
- [41] K. Hirata, Y. Iida, A. Takushima and J. Funaki, "Instantaneous pressure measurement on a rotating blade of a cross-flow impeller," *Journal of Environment and Engineering*, vol. 3, no. 2, 2008.
- [42] Y.-D. Choi, J.-I. Lim, Y.-T. Kim and Y.-H. Lee, "Performance and internal flow characteristics of a cross-flow hydro turbine by the shapes of

- nozzle and runner blade," *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 3, no. 3, pp. 398-409, 2008.
- [43] J. D. Andrade, C. Curlel, F. Kenyery, O. Aguillon, A. Vasquez and M. Asuaje, "Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2011, 2011.
- [44] E. C. Walseth, "Investigation of the flow through the runner of a cross-flow turbine," Throndheim, 2009.
- [45] I. Kim, J. Wata, M. R. Ahmed and Y. Lee, "CFD Study of a ducted cross flow turbine concept for high efficiency tidal current energy extraction," in *Asian Wave and Tidal Conference Series*, Jeju Island, 2012.
- [46] J. Haurissa, S. Wahyudi, Y. S. Irawan and R. Soenoko, "The cross flow turbine behavior towards the turbine rotation quality, efficiency, and generated power," *Journal of Applied Sciences Research*, vol. 8, no. 1, pp. 448-453, 2012.
- [47] I. Howitt, "Centrifugal and axial flow fan application and design criteria," in *Proceedings of The Sixth Turbomachinery Symposium*, 1977.
- [48] L. Qi-fei, Q. Hui, L. Ren-nian and J. dun-jun, "Influence of guide vanes airfoil on hydraulic turbine runner performance," *Procedia Engineering*, vol. 28, pp. 703-708, 2012.
- [49] B. Launder and D. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 3, pp. 269-289, 1974.
- [50] S. V. Patankar, V. Pratap and D. Spalding, "Prediction of turbulent flow in curved pipes," *J. Fluid Mech.*, vol. 67, no. 3, pp. 583-595, 1975.
- [51] A. K. Majumdar, V. Pratap and D. Spalding, "Numerical Computation of flow in rotating ducts," *Journal of Fluid Engineering*, vol. 99, pp. 148-153, 1977.
- [52] H. Versteeg and W. Malalasekara, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method, 2 ed., Essex: Pearson Educational Limited, 2007.

- [53] A. Balabel and W. El-Askary, "On the performance of linear and non-linear k-e turbulence models in various jet applications," *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 30, pp. 325-340, 2011.
- [54] B. Lakshminarayana, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, John Wiley& Sons, Inc., 1996.
- [55] E. M. Marshall and A. Bakker, "Computational Fluid Mixing - Technical Notes," Fluent Inc., Lebanon, NH, 2001.
- [56] TM-107, "Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling," Fluent Inc., Lebanon, 1993.
- [57] V. Yakhot and S. A. Orszag, "Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory," *Journal of Scientific Computing*, vol. 1, no. 1, pp. 3-51, 1986.
- [58] S. Darmawan, A. I. Siswantara and Budiarso, "Comparison of turbulence model on Reynolds numbers of a Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine's compressor discharge," in *International Conference on Engineering of Tarumanagara*, Jakarta, 2013.
- [59] S. Darmawan, Budiarso and A. I. Siswantara, "CFD Investigation of STD k-e and RNG k-e turbulence model in compressor discharge of proto x-2 bioenergy micro gas turbine," in *The 8th FTEC*, Yogyakarta, Indonesia, 2013.
- [60] F. Inc., Fluent 6.3 User's Guide, Lebanon, 2006.
- [61] Budiarso, A. I. Siswantara and S. Darmawan, "Secondary Flow pada pipa keluar kompresor Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2: Analisis dengan model turbulen STD k-e dan RNG k-e," in *SNTTM (Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin) XII*, Bandar Lampung, 2013.
- [62] S. Thangam and C. Speziale, "Turbulent Flow Past a Backward-Facing Step: A Critical Evaluation of Two-Equation Models," *AIAA Journal*, vol. 30, no. 5, 1992.
- [63] S. V. J. Cui, "Performance of turbulence fpr flows through rough pipes," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 34, pp. 1458-1466, 2010.

- [64] V. Yakhot and S. A. Orszag, "Renormalization group and local order in strong turbulence," *Nuclear Physics B*, vol. 2, pp. 417-440, 1987.
- [65] B. Mohammadi and O. Pironneau, Analysis of the k-Epsilon Turbulence Model, P. C. a. J. Lions, Ed., Paris: Masson, 1993.
- [66] A. Escue and J. Cui, "Comparison of Turbulence Models in Simulating Swirling Pipe Flows," *Applied Mathematic Modelling*, vol. 34, pp. 2840-2849, 2010.
- [67] Budiarso, A. I. Siswantara, S. Darmawan and H. Tanujaya, "Inverse-turbulent Prandtl number effects on Reynolds number of RNG k- ϵ turbulence model on cylindrical curved-pipe," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 758, pp. 35-44, 2015.
- [68] R. B. Bird, W. E. Stewart and E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, Second Edition, New York: John Wiley & Sons, Inc., 2002.
- [69] A. J. Reynolds, "The Prediction of turbulent Prandtl and Schmidt numbers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 18, pp. 1055-1069, 1975.
- [70] A. Reynolds, "The variation of turbulent Prandtl and Schmidt number in wakes and jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 19, pp. 757-764, 1976.
- [71] A. Maholtra and S. Kang, "Turbulent Prandtl number in circular pipes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 11, no. 27, pp. 2158-2161, 1984.
- [72] W. Kays and M. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, Third Edition, New York: McGraw-Hill, Inc., 1993.
- [73] H. Saito, J. Latcovich, M. Fusselbaugh, M. Dinets, K. Hatorri and N. Sakaki, "Micro Gas Turbines, Risk and Markets," in *IMA Conference*, Stockholm, 2003.
- [74] S. Dixon and C. Dixon, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 6th ed., Oxford: Butterworth-Heinemann, 2010.
- [75] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 3rd ed., Oxford: Gulf Professional Publishing, 2006.
- [76] T. International, "GT85-2 Two Shaft Gas Turbine," Nottingham, 1980.

- [77] A. Giampaolo, Gas Turbine Handbook: Principles and Practices, 3rd. ed., Liburn: The Fairmont Press, 2006.
- [78] V. Ganesan, Gas Turbines, India: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 1999.
- [79] S. Ibaraki, T. Matsuo, H. Kuma, K. Sumida and T. Suita, "Aerodynamics of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller," *ASME. Journal of Turbomachinery*, vol. 125, pp. 346-351, 2003.
- [80] H. MacInnes, Turbochargers, Arizona: H.P. Books, 1976.
- [81] D. Lysenko and A. Solomatnikov, "Numerical Modeling of Turbulent Heat Exchange in the Combustion Chamber of a Gas Turbine Plant with the Use of Fluent Package," *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, vol. 76, no. 4, 2003.
- [82] G. Turbocharger, "TurbobyGarrett," 2015. [Online]. Available: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/default_images/turbogroup/catalog_images/Garrett_GTX4508R.jpg. [Accessed July 2015].
- [83] G. Turbocharger, *Turbo Tech 101*, Honeywell Inc..
- [84] C. Bell, Maximum Boost: Design, Testing, and Installing Turbocharging System, Massachusetts: Bentley Publishing, 1997.
- [85] G. Turbocharger, "By - personal communication with Garrett Turbocharger," [Online].
- [86] C. M. Turbine, *Capstone C30 Specification*.
- [87] S. B. Pope, Turbulent Flows, Cambridge University Press.
- [88] P. Bradshaw, "Turbulence Modelling with application to turbomachinery," *Prog. Aerospace Sci.*, vol. 32, pp. 575-624, 1996.
- [89] O. Reynolds, "On the Dynamical Theory of Incompressible Fluids and the Determination of the Criterion," *Philosophical Transaction of the Royal Society of London. A*, vol. 186, pp. 123-164, 1895.
- [90] I. B. Celik, "Introductory Turbulence Modeling; Lecturer Notes".

- [91] H. Tennekes and J. Lumley, A First Course In Turbulence, 3 rd ed., MIT Press, 1974.
- [92] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi and W. W. Huebsch, Fundamentals of Fluid Mechanics, 6 th ed., John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- [93] P. A. Davidson, Y. Kaneda, K. Moffatt and K. R. Sreenivasan, A Voyage Through Turbulence, Cambridge: Cambridge University Press, 2011.
- [94] A. A. Townsend, The Structure of Turbulent Shear Flow, Second Edition, Melbourne: Cambridge University Press, 1976.
- [95] A. Bakker, "Turbulence," 2006.
- [96] S. Thangam, "Analysis of two-equation turbulence models for recirculating flows," ICASE Report No. 91-61; Contract No. NASI-18605, Langley, Virginia, 1991.
- [97] J. Blazek, Computational Fluid Dynamics: Principles and Application, Hungary: Elsevier, 2005.
- [98] E. M. Marshall and A. Bakker, Computational Fluid Mixing, Lebanon, New Hampshire: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [99] S. Lam, "On The RNG Theory of Turbulence," *Physics of Fluids A*, vol. 4, pp. 1007-1017, 1992.
- [100] C. Speziale, R. So and B. Younis, "On the prediction of turbulent secondary flows," Hampton, Virginia, 1992.
- [101] V. Yakhot, S. Orszag, S. Thangam, T. Gatski and C. Speziale, "Development of turbulence model for shear flows by a double expansion technique," *Phys. Fluid A*, vol. 4, no. 7, pp. 1510-1520, 1992.
- [102] V. Desai and N. Azis, "Parametric Evaluation of Cross-Flow Turbine Performance," *J. Energy Eng.*, vol. 120, pp. 17-34, 1994.
- [103] H. G. Totapally and N. M. Aziz, "Refinement of Cross-Flow Turbine Design Parameters," *J. Energy Eng.*, vol. 120, pp. 133-147, 1994.

- [104] A. I. Siswantara, "Development of CFD Package and Its Development In The Prediction of Laminar and Turbulent Flows Past a Circular Cylinder. Vol I and II. Ph.D Thesis," University Teknologi Malaysia, 1996.
- [105] D. C. Wilcox, Turbulence Modeling for CFD, California: DCW Industries, Inc., 1994.
- [106] K. G. Wilson, "Renormalization Group and Critical Phenomena. I. Renormalization Group and the Kadanoff Scaling Picture," *Physical Review B*, vol. 4, no. 9, pp. 3174-3183, 1971.
- [107] J. Zinn-Justin, Quantum Field Theory and Critical Phenomena 4th ed., New York: Oxford University Press, 2002.
- [108] C. Speziale and S. Thangam, "Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows," *International Journal of Engineering Science*, vol. 30, no. 10, pp. 1379-1388, 1992.
- [109] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera and D. P. Dewitt, Fundamental of Heat and Mass Transfer, Jew Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [110] S. Kang and G. Iaccarino, "Computation of turbulent Prandtl number for mixed convection around a heated cylinder," in *Center for Turbulence Research Annual Research Briefs 2010*, Stanford, CA, 2010.
- [111] "Modification of low Reynolds number k- ϵ turbulence models for applications in supercritical fluid flows," *International Journal of Thermal Science*, vol. 51, pp. 51-62, 2012.
- [112] V. Yakhot, *Inverse - Turbulent Prandtl number*, Personal communication, 2015.
- [113] D. Liu, C. Wu, k. Linden and J. Ducoste, "Numerical Simulation of UV disinfection reactors: Evaluation of Alternative Turbulence Models," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 31, pp. 1753-1769, 2007.
- [114] B. Weigand, J. Ferguson and M. Crawford, "An Extended Kays and Crawford turbulent Prandtl number model," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, no. 17, pp. 4191-4196, 1997.

- [115] A. Noorani, G. E. Khouri and P. Schlatter, "Evolution of turbulence characteristics from straight to curved pipes," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 41, pp. 16-26, 2013.
- [116] B. Timate, C. Castelain and H. Peerhosaini, "Pulsatile viscous flow in a curved pipe-Effects of pulsation on the development of secondary flow," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 31, pp. 879-896, 2010.
- [117] P. J. Pritchard, *Introduction To Fluid Mechanics*, 6th ed., John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [118] S. Berger and L. Talbot, "Flow in Curved Pipes," *Ann. Rev. Fluid Mech.*, vol. 15, pp. 461-512, 1983.
- [119] M. Johnson and R. D. Kamm, "Numerical studies of steady flow dispersion at low Dean number in gently curving tube," *J. Fluid Mech.*, pp. 329-345, 1986.
- [120] M. Vasudevaiah and R. Rajalakshmi, "Flow in helical pipe," *Indian J. pure appl. Math.*, vol. 19, no. 1, pp. 75-85, 1988.
- [121] M. Masud and M. M. Alam, "Entrance flow through rotating curved pipe of circular cross-section," in *International Conference on Mechanical Engineering*, Dhaka, 2009.
- [122] S. Khani and M. L. Waite, "Effective eddy viscosity in stratified turbulence," *Journal of Turbulence*, vol. 14, no. 7, pp. 49-70, 2013.
- [123] H. Tamaki, "Effect of piping system on surge in centrifugal compressor," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 22, pp. 1857-1863, 2008.
- [124] O. O. Badran, "Gas-turbine performance improvements," *Applied Energy*, vol. 64, pp. 263-273, 1999.
- [125] H. H. Erdem and S. H. Sevilgen, "Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 320-326, 2006.

- [126] C. Yang, Z. Yang and R. Cai, "Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in combined cycle power plant," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 848-856, 2009.
- [127] M. Farzaneh-Gord and M. Deymi-Dashtebayaz, "A new approach for enhancing performance of a gas turbine (case study: Khangiran refinery)," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2750-2759, 2009.
- [128] A. D. Sa and S. A. Zubaidy, "Gas turbine performance at varying ambient temperature," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2735-2739, 2011.
- [129] Y. Choi, J. Lim, Y. Kim and Y. Lee, "CFD analysis for the performance of cross-flow hydraulic turbine with the variation of blade angle," in *New Trends in Fluid Mechanics Research - The 5th International Conference on Fluid Mechanics*, Shanghai, China, 2007.

DAFTAR LAMPIRAN

Daftar Konferensi

No.	Nama Pertemuan Ilmiah/Seminar	Judul Artikel Ilmiah	Waktu dan Tempat
1.	SNTTM XIV 2015 (Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin 2015)	Analisis Unjuk Kerja Sistem Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-3 Berbahan Bakar LPG	Banjarmasin, Oktober 2015
2.	14th Quality in Research (QiR) 2015	Performance Analysis of Auxiliary Turbine of Proto X-3 Bioenergy Micro Gas Turbine	Lombok, Agustus 2015
3.	AR4MET 2015 (Advanced Research in Material Sciences, Manufacturing, Mechanical and Mechantronic Engineering Technology International Conference)	Turbulent Flow Analysis In Auxiliary Cross-Flow Runner Of A Proto X-3 Bioenergy Micro Gas Turbine Using Rng $k-\varepsilon$ Turbulence Model	Bali, Juni 2015
4.	IMAT 2014 (International Meeting in Advance on Advances in Thermofluids)	Investigation of Inverse-Turbulent-Prandtl number with Four RNG $k-\varepsilon$ Turbulence Models on Compressor Discharge Pipe of Bioenergy Micro Gas Turbine	Kuala Lumpur, November 2014
5.	SNTTM XIII 2014 (Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XIII 2014)	Inverse-turbulent Prandtl number effects on Reynolds numbers of RNG $k-\varepsilon$ turbulence model on cylindrical-curved pipe	Depok, Oktober 2014

No.	Nama Pertemuan Ilmiah/Seminar	Judul Artikel Ilmiah	Waktu dan Tempat
6.	FTEC 2014 (Fluid and Thermal Energy Conversion 2014)	CFD Investigation Of Standard k - ε and RNG k - ε Turbulence Model In Compressor Discharge Of Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine	Semarang, November 2013
7.	SNTTM XII 2013 (Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin 2013)	<i>Secondary Flow</i> pada Pipa Keluar Kompresor Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2: Analisis dengan model turbulen STD k - ε dan RNG k - ε	Bandar Lampung, Oktober 2013
8.	ICET 2013 (International Conerence on Engineering of Tarumanagara)	Comparison of Turbulence Models on Reynolds Numbers Of A Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine's Compressor Discharge	Jakarta, Oktober 2013
9.	The 13th (QiR) 2013 (Quality in Research)	Combustion Analysis of Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine with Diesel – Bioethanol Blends	Yogyakarta, Juni 2013
10.	SNMI 7 2012 (Seminar Nasional Mesin dan Industri 7-2012)	Komparasi Unjuk Kerja Model Turbulen Pada Aliran Blower Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2	Jakarta, November 2012
11.	SNTTM XI 2012 (Seminar Nasional Tahunan Tekik Mesin XI 2012)	Komparasi Karakteristik Model Turbulen Pada Aliran Kompresor Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-2	Yogyakarta, Oktober 2012
12.	TINDT X 2011 (Temu Ilmiah Nasional Dosen Teknik X 2011)	Analisis Korosi Pendidihan Pada Alat Penukar Kalor Tipe Shell & Tube Dengan Metode CFD	Jakarta, Maret 2011

No.	Nama Pertemuan Ilmiah/Seminar	Judul Artikel Ilmiah	Waktu dan Tempat
13.	SNTTM X 2011 (Seminar Nasional Tahunan Tekik Mesin XI 2011)	Evaluasi Unjuk Kerja Kompresor Sentrifugal dan Ruang Bakar Turbin Gas Mikro Proto X-1	Malang, November 2011

Daftar Jurnal

No.	Nama Jurnal	Judul Artikel Ilmiah	Status
1.	ARPN Journal of Engineering and Applied Science Vol.10, No.16, September 2015	Turbulent Flow Analysis In Auxiliary Cross-Flow Runner Of A Proto X-3 Bioenergy Micro Gas Turbine Using Rng $k-\varepsilon$ Turbulence Model	Published
2.	Advance Material Research	Investigation of Inverse-Turbulent-Prandtl number with Four RNG $k-\varepsilon$ Turbulence Models on Compressor Discharge Pipe of Bioenergy Micro Gas Turbine	Accepted
3.	Applied Mechanics and Materials Vol. 758 (2015) pp 35-44	Inverse-turbulent Prandtl number effects on Reynolds numbers of RNG $k-\varepsilon$ turbulence model on cylindrical-curved pipe	Published

Daftar penghargaan

No.	Nama Pertemuan Ilmiah/Seminar	Judul Artikel Ilmiah	Penghargaan
1.	FTEC 2014 (Fluid and Thermal Energy Conversion 2014)	CFD Investigation Of Standard $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ Turbulence Model In Compressor Discharge Of Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine	Best paper