



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OUTLET  
ANGLE IMPELLER BACKWARD 6 SUDU*  
TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA  
SENTRIFUGAL FM 50**

**Muhammad FauziRasyid**  
NRP 2111 100 148

Dosen Pembimbing  
**Vivien Suphandani, S.T., M.Eng., Ph.D.**

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**EXPERIMENTAL STUDY OF OUTLET ANGLE  
IMPELLER BACKWARD 6 BLADES EFFECT ON  
CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP  
FM 50**

**Muhammad FauziRasyid**  
NRP 2111 100 148

Academic Supervisor  
**Vivien Suphandani, S.T., M.Eng., Ph.D.**

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2015

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OUTLET ANGLE*  
*IMPELLER BACKWARD 6* SUDU TERHADAP  
KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh  
**MUHAMMAD FAUZI RASYID**  
NRP. 2111 100 148

<u>Vivien Suphandani, ST, M.Eng, Ph.D</u> (NIP.198105292003122001)	 .....(Pembimbing)
<u>Prof. Ir.Sutardi, M.Eng, Ph.D</u> (NIP. 196412281990031002)	 .....(Penguji I)
<u>Nur Ikhwan, ST, M.Eng</u> (NIP. 196709151995121001)	 .....(Penguji II)
<u>Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.</u> (NIP.196202161995121001)	 .....(Penguji III)

**SURABAYA**  
**Juli 2015**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OUTLET ANGLE*  
*IMPELLER BACKWARD* 6 SUDU TERHADAP  
KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50**

**Nama Mahasiswa : Muhammad Fauzi Rasyid**  
**NRP : 2111 100 148**  
**Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS**  
**Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D.**

**ABSTRAK**

Penggunaan pompa di dunia industri memiliki peran penting. Pompa digunakan untuk mengatasi perbedaan energi yang diperlukan untuk memindahkan fluida akibat dari perbedaan tekanan, perbedaan ketinggian, dan gesekan pada sistem perpipaan. Saat ini hampir 80% pompa sentrifugal digunakan dalam industri proses. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui apakah pengaruh *outlet angle impeller* pompa terhadap efisiensi kerja pompa serta bagaimana menggambarkan kurva karakteristik dan menentukan *BEP (Best Efficiency Point)*.

Pengujian menggunakan *impeller backward* 6 sudu dengan diameter *inner* 4 cm dan diameter *outer* 12 cm. Impeller memiliki *inlet blade angle* ( $\beta_1$ )  $20^\circ$  dan variasi *outlet blade angle* ( $\beta_2$ )  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ , dan  $50^\circ$ . Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan tiga metode, yaitu eksperimen, perhitungan teoritis segitiga kecepatan, dan teoritis dengan menyertakan *slip factors*.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah dengan meningkatnya *outlet blade angle* akan menaikkan nilai *head*. Kenaikan *outlet blade angle* juga akan menurunkan nilai BEP ke debit yang lebih rendah dan secara umum akan menurunkan nilai efisiensi. Berdasarkan hasil eksperimen, secara umum impeller dengan *outlet blade angle* ( $\beta_2$ )  $20^\circ$  memiliki nilai efisiensi maksimum paling tinggi. Hasil penelitian ini juga dapat memprediksi *head* aktual dengan menggunakan analisis *head* teoritis yang melibatkan *slip factor*.

**Kata Kunci:** Pompa sentrifugal, *outlet angle impeller*, *impeller backward*, *Slip Factors*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **EXPERIMENTAL STUDY OF OUTLET ANGLE IMPELLER BACKWARD 6 BLADE EFFECT ON CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP FM 50**

**Name** : Muhammad Fauzi Rasyid  
**NRP** : 2111 100 148  
**Department** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Advisor Lecturer** : Vivien Suphandani, ST.,M.Eng., Ph.D.

### **ABSTRACT**

The use of the pump in the industrial world has an important role. Pumps are used to overcome the difference in the energy required to move the fluid as a result of pressure differences, the difference in height, and friction in piping systems. Today almost 80% of centrifugal pumps used in industrial processes. This study was conducted to determine whether the effect of outlet angle pump impeller on the efficiency of the pump work and how to describe the characteristic curve and determine the BEP (Best Efficiency Point) .

Tests using backward impeller 6 blade with inner diameter of 4 cm and outer diameter 12 cm. Impeller has a inlet blade angle ( $\beta_1$ )  $20^\circ$  and variations of outlet blade angle ( $\beta_2$ )  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ , and  $50^\circ$ . This research was conducted using three methods, namely experimental, theoretical calculations using a triangular speed, and theoretical include slip factors.

The results obtained from this study is the rising blade outlet angle will increase the value of the head. The increase in outlet blade angle will also reduce the value of BEP to lower flow and generally will decrease the value of efficiency. Based on the experimental results, generally impeller with outlet blade angle ( $\beta_2$ )  $20^\circ$  has the highest value of maximum efficiency. Results of this research can also predict the actual head using head theoretical analysis include slip factor.

**Key Word: Centrifugal pump, outlet angle impeller, impeller backward, Slip Factors**

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Kuasa atas segala limpahan Rahmat, Inayah, Taufik dan Hidayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini. Semoga tugas akhir ini dapat dipergunakan sebagai salah satu acuan, petunjuk maupun pedoman bagi pembaca dalam penelitian selanjutnya. Tidak lupa penulis ucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada beberapa pihak yang sangat membantu penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Orangtua penulis yang selalu mendukung penulis saat mengerjakan tugas akhir ini.
2. Vivien Suphandani Djanali, ST., M.Eng., Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, pikiran walau dalam keadaan sibuk,serta ilmu yang tak ternilai harganya.
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng ,Ph.D selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
4. Nur Ikhwan, ST, M.Eng selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
5. Dr. Wawan Aries Widodo,ST, MT. selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
6. Ir. Bambang Pramujati M.Sc., Ph.D, selaku ketua jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Putri dan Yulia selaku partner pengerjaan tugas akhir ini.
8. Teman-teman yang ada di “Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida”.
9. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu-persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap

semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2015

Penulis

## DAFTAR SIMBOL

$\rho$	Massa jenis	$\text{kg/m}^3$
$V_1$	Kecepatan <i>inlet</i>	$\text{m/s}$
$V_2$	Kecepatan <i>outlet</i>	$\text{m/s}$
$P_1$	Tekanan <i>inlet</i>	$\text{Pa}$
$P_2$	Tekanan <i>outlet</i>	$\text{Pa}$
$A_1$	Luas permukaan <i>inlet</i>	$\text{m}^2$
$A_2$	Luas permukaan <i>outlet</i>	$\text{m}^2$
$Z_1$	Ketinggian <i>inlet</i>	$\text{m}$
$Z_2$	Ketinggian <i>outlet</i>	$\text{m}$
$C_{pr}$	<i>Pressure recovery coefficient</i>	
$C_2$	<i>Inertial resistance</i>	$1/\text{m}$
$\Delta P$	<i>Pressure drop</i>	$\text{Pa}$
$\Delta m$	Tebal <i>porous media</i>	$\text{m}$
$\dot{m}$	Laju alir masa	$\text{kg/s}$
$Q$	<i>Heat transfer</i>	$\text{W}$
$k$	<i>Turbulence kinetic energy</i>	$\text{m}^2/\text{s}^2$
$\varepsilon$	<i>Turbulence dissipation rate</i>	$\text{m}^2/\text{s}^3$
$U_\tau$	<i>local velocity</i> (kecepatan fluida di dekat dinding)	$\text{m/s}$
$\nu$	Viskositas kinematis fluida	$\text{m}^2/\text{s}$
$S_f$	<i>Swirl number</i>	
$\phi$	<i>Swirl angle</i>	$0$
$\alpha$	<i>Kinetik energy correction</i>	
$K$	<i>Loss coefficient</i>	

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	v
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	vii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xi
<b>DAFTAR SIMBOL</b> .....	xiii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan.....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	5
2.1. Siklus Kombinasi.....	5
2.2. <i>Heat Recovery Steam Generator</i> .....	6
2.3. <i>Inlet Duct</i> pada <i>Heat Recovery Steam Generator</i> .....	7
2.4. <i>Aliran Swirl</i> .....	14
2.4. <i>Computational Fluid Dynamics</i> .....	16
2.4. Model Turbulensi Untuk <i>Swirling Flow</i> .....	18
2.5. Studi Literatur.....	18
2.5.1. Lee, et al (2002).....	18
2.5.2. Setyanto (2014).....	23
2.5.3. Islek, et al (2004).....	25
2.5.3. Ha, et al (2004).....	26
<b>BAB III METODE PENELITIAN</b> .....	29
3.1. Tahap-tahap Penelitian.....	29
3.2. Metode Numerik.....	30
3.2.1 Tahap <i>Pre-Processing</i> .....	30
3.2.1.1 Geometri.....	30
3.2.1.2 <i>Meshing</i> .....	30
3.2.2 <i>Processing</i> .....	33
3.2.2.1 <i>Models</i> .....	33
3.2.2.2 <i>Operating Condition</i> .....	33
3.2.2.3 <i>Boundary Condition</i> .....	33
3.2.2.4 <i>Solution Method</i> .....	35

3.2.2.5 <i>Initialize</i> .....	36
3.2.2.6 <i>Monitor residual</i> .....	36
3.2.2.7 <i>Iterate</i> .....	36
3.2.2.8 <i>Grid independency</i> .....	36
3.2.3 <i>Post processing</i> .....	36
3.3 Flowchart.....	37
3.3.1 Flowchart penelitian.....	37
3.3.2 Flowchart permodelan.....	37
3.4. Lokasi Pengambilan Data.....	38
3.5. Parameter yang Diukur.....	39
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>41</b>
4.1. Spesifikasi modul pada HRSG.....	41
4.1.1 Spesifikasi <i>porous medium</i> .....	41
4.1.2 Perhitungan <i>inertial resistance</i> .....	42
4.2. <i>Grid Independency</i> .....	42
4.3. Komparasi Dengan Penelitian Sebelumnya.....	44
4.4. Analisa Hasil Simulasi.....	45
4.4.1 Analisa secara kualitatif.....	46
4.4.1.1 Perbandingan kontur kecepatan.....	46
4.4.1.2 Perbandingan kontur kecepatan sebelum memasuki porous medium.....	52
4.4.1.3 Perbandingan <i>pathline</i> .....	56
4.4.1.4 Perbandingan <i>pressure</i> .....	58
4.4.2 Analisa secara kuantitatif.....	60
4.4.2.1 Perbandingan Cpr.....	60
4.4.2.2 Perbandingan Urms.....	63
4.4.2.4 Perbandingan <i>loss coefficient</i> .....	67
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	<b>69</b>
5.1. Kesimpulan.....	69
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>71</b>
<b>BIODATA PENULIS</b> .....	<b>73</b>

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Tabel perbandingan $\Delta P$ hasil simulasi dan data <i>commissioning</i> .....	24
Tabel 3.1. Kecepatan dan <i>swirl number</i> berdasarkan <i>swirl angle</i> yang divariasikan pada $Re= 3,2 \times 10^6$ .....	34
Tabel 3.2. Kecepatan dan <i>swirl number</i> berdasarkan <i>swirl angle</i> yang divariasikan pada $Re= 1,6 \times 10^6$ .....	35
Tabel 4.1. Spesifikasi <i>porous medium</i> .....	41
Tabel 4.1. <i>Grid independency</i> .....	43
Tabel 4.3. Komparasi .....	44

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema dari siklus kombinasi.....	5
Gambar 2.2	<i>HRSG</i> tipe <i>unfired</i> horizontal .....	7
Gambar 2.3	Geometri <i>flat-walled diffuser</i> .....	8
Gambar 2.4	Peta kestabilan flat-diffuser dari Fox dan Kline .....	11
Gambar 2.5	a) Aliran ideal di dalam <i>diffuser</i> ; b) Aliran aktual di dalam <i>diffuser`</i> .....	12
Gambar 2.6	Distribusi <i>Pressure Coefficient</i> pada diffuser dengan sudut divergensi .....	13
Gambar 2.7	Variasi dari <i>Pressure Coefficient</i> dengan X/L pada diffuser dengan sudut divergensi $9^0$ .....	13
Gambar 2.8	<i>Single twisted fin</i> .....	14
Gambar 2.9	Komponen kecepatan aliran swirl .....	14
Gambar 2.10	Aliran swirl yang melewati turbin gas.....	15
Gambar 2.11	Geometri <i>HRSG</i> horizontal yang digunakan dalam simulasi .....	19
Gambar 2.12	<i>Computational grid</i> dan <i>outline</i> pada <i>HRSG</i> .....	20
Gambar 2.13	Model eksperimen dari <i>heat recovery steam generator</i> .....	21
Gambar 2.14	Plot kontur kecepatan pada <i>HRSG</i> dengan ; (a) swirl angle $0^0$ ;(b) swirl angle $20^0$ ; dan (c) swirl angle $-25^0$ .....	22
Gambar 2.15	Konsentrasi oksigen pada inlet plan duct burner...22	
Gambar 2.16	Geometri yang digunakan pada simulasi.....	23
Gambar 2.17	Kontur tekanan absolut pada $z=0$ <i>full load</i> ; (a) <i>standard k-ε</i> ; (b) <i>realizable k-ε</i> ; (c) <i>RNG k-ε</i> .....	24
Gambar 2.18	Grafik perbandingan penurunan tekanan.....	24
Gambar 2.19	Geometri pipa yang dilakukan saat percobaan .....	25
Gambar 2.20	Grafik vapor quality (x) terhadap <i>pressure drop</i> ...26	
Gambar 2.21	Geometri pipa <i>T-junction</i> yang dilakukan saat percobaan .....	27
Gambar 2.22	Kontur kecepatan pada aliran dengan <i>swirl number</i> (a) $S=0$ (b) $S=0.25$ (c) $S=0.6$ .....	27
Gambar 3.1	Geometri <i>HRSG</i> yang digunakan saat simulasi.....	31

Gambar 3.2 Mesh yang digunakan dalam simulasi.....	32
Gambar 3.3 Boundary condition yang digunakan saat simulasi .....	34
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> penelitian.....	37
Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> pemodelan .....	38
Gambar 3.6 Lokasi Pengambilan data.....	39
Gambar 4.1 Grafik perbandingan <i>pressure recovery coefficient</i> ( <i>C<sub>pr</sub></i> ) pada jumlah grid yang divariasikan .....	43
Gambar 4.2 Kontur <i>z-velocity</i> dengan $Re= 3,2 \times 10^6$ pada <i>midspan</i> ( $x=0$ ) .....	46
Gambar 4.3 Kontur <i>z-velocity</i> $Re= 1,6 \times 10^6$ pada <i>midspan</i> ( $x=0$ ) .....	47
Gambar 4.4 Kontur <i>z-velocity</i> $Re= 3,2 \times 10^6$ disepanjang diffuser .....	49
Gambar 4.5 Kontur <i>z-velocity</i> $Re= 1,6 \times 10^6$ disepanjang diffuser.....	51
Gambar 4.6 Kontur <i>z-velocity</i> $Re= 3,2 \times 10^6$ sebelum memasuki porous mediu.....	52
Gambar 4.7 Vektor <i>velocity</i> pada $Re= 3,2 \times 10^6$ sebelum memasuki porous medium .....	53
Gambar 4.8 Kontur <i>z-velocity</i> pada $Re= 1,6 \times 10^6$ sebelum memasuki porous medium .....	54
Gambar 4.9 <i>Vektor velocity</i> pada $Re= 1,6 \times 10^6$ sebelum memasuki porous medium .....	55
Gambar 4.10 <i>Streamline</i> pada <i>midspan</i> ( $x=0$ ) saat $Re= 3,2 \times$ $10^6$ .....	56
Gambar 4.11 <i>Streamline</i> pada <i>midspan</i> ( $x=0$ ) saat $Re= 1,6 \times$ $10^6$ .....	57
Gambar 4.12 Kontur tekanan absolut pada <i>midspan</i> ( $x=0$ ) saat $Re= 3,2 \times 10^6$ .....	58
Gambar 4.13 Kontur tekanan absolut pada <i>midspan</i> ( $x=0$ ) saat $Re= 1,6 \times 10^6$ .....	60
Gambar 4.14 Grafik perbandingan <i>C<sub>pr</sub></i> pada $Re= 3,2 \times 10^6$ dan $Re= 1,6 \times 10^6$ .....	61
Gambar 4.15 Grafik distribusi kecepatan axial sebelum memasuki porous medium pada $Re= 3,2 \times 10^6$ ...	63

Gambar 4.16 Grafik distribusi kecepatan axial sebelum memasuki porous medium pada $Re = 1,6 \times 10^6$ ...	64
Gambar 4.17 Grafik perbandingan RMS pada $Re = 3,2 \times 10^6$ dan $Re = 1,6 \times 10^6$ .....	65
Gambar 4.18 Grafik <i>Loss Coefficient</i> pada $Re = 3,2 \times 10^6$ .....	67

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dewasa ini, sebagian besar energi listrik dihasilkan melalui proses pembakaran, baik dengan menggunakan bahan bakar fosil maupun bahan bakar gas. Pembangkit tersebut memanfaatkan fosil maupun gas alam sebagai bahan untuk memanaskan *flue gas* yang digunakan untuk memutar turbin. Gas keluaran dari turbin biasanya masih memiliki temperatur yang tinggi. Apabila gas tersebut langsung dibuang ke atmosfer maka akan menyebabkan kerugian serta pencemaran lingkungan. Oleh karena itu, gas keluaran dari turbin perlu dialirkan menuju HRSG untuk memproduksi uap sehingga temperaturnya menurun.

*HRSG* atau *Heat Recovery Steam Generator* adalah peralatan untuk meningkatkan efisiensi pada pembangkit tenaga. Peralatan ini bekerja dengan memanfaatkan gas buang dari turbin gas untuk memproduksi uap. Uap tersebut kemudian digunakan untuk memutar turbin uap atau proses lain, sehingga meminimalkan pembuangan panas sia-sia. Dua jenis *HRSG* berdasarkan konstruksinya yaitu *HRSG* horizontal dan *HRSG* vertikal, dimana yang membedakan adalah aliran *flue gas*. Sesuai dengan namanya, untuk *HRSG* vertikal *flue gas* mengalir secara vertikal melewati *tubes* dari *heat exchanger* yang dipasang horizontal. Dan sebaliknya untuk *HRSG* jenis horizontal, *flue gas* mengalir horizontal melewati *tubes* dari *heat exchanger* yang disusun vertikal.

*HRSG* yang disimulasikan adalah *HRSG* jenis *unfired* horizontal karena *HRSG* jenis ini umum digunakan. *HRSG* memiliki beberapa bagian penting yaitu *inlet duct* yang berupa diffuser dan *heat exchanger* yang berupa susunan *tubes*. *Inlet duct* merupakan bagian yang sangat penting pada *HRSG* karena berfungsi untuk menyeragamkan aliran *flue gas* yang akan diteruskan menuju *heat exchanger*. Dengan aliran *flue gas* yang seragam, maka perpindahan panas akan maksimal. Oleh karena

itu, diperlukan analisa aliran pada *inlet duct* untuk mengetahui dan mengoptimalkan performa dari HRSG. Untuk menganalisa fenomena aliran yang terjadi, dilakukan simulasi secara numerik dengan menggunakan *software* CFD karena pengamatan secara langsung tidak mungkin dilakukan.

Berikut beberapa simulasi terdahulu yang pernah dilakukan. Lee, et al (2002) menganalisa pengaruh aliran *swirl* pada *inlet duct* horizontal HRSG dengan tambahan *flow correction devices*. Variasi *swirl angle* yang digunakan adalah  $0^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ , dan  $25^{\circ}$ . Ameri, et al (2013) menganalisa aliran pada HRSG dengan *swirl angle*  $25^{\circ}$ . Escue, et al (2009) menganalisa hasil simulasi dari aliran *swirl* pada pipa dengan menggunakan model turbulensi RNG  $k-\varepsilon$  model dan Reynold stress model. Ia menyimpulkan bahwa model turbulensi  $k-\varepsilon$  lebih baik dan lebih sesuai untuk simulasi numerik aliran *swirl* pada pipa.

Dari beberapa simulasi terdahulu yang pernah dilakukan dapat disimpulkan bahwa aliran *swirl* keluaran dari gas turbin dan geometri *inlet duct* merupakan dua parameter penting yang mempengaruhi karakteristik aliran pada HRSG. Berdasarkan hal tersebut, penelitian ini dilakukan dengan membandingkan aliran fluida pada *inlet duct* HRSG dengan *swirl angle* yang bervariasi dengan tujuan untuk mendapatkan *swirl angle* yang efisiensi alirannya paling besar.

## 1.2 Perumusan Masalah

Penelitian ini dilakukan dengan menganalisa aliran pada *inlet duct* HRSG secara numerik dengan menggunakan *software* CFD. Parameter yang divariasikan adalah *swirl angle* yaitu sebesar  $0^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ ,  $40^{\circ}$ ,  $60^{\circ}$ , dan  $-20^{\circ}$  pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re=1,6 \times 10^6$ .

## 1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan dan asumsi yang diambil dalam tugas akhir ini adalah:

1. Aliran fluida yang melalui HRSG diasumsikan *steady*.

2. Model simulasi yang digunakan adalah *Realizable k-ε*.
3. Fluida kerja merupakan udara sebagai *incompressible flow* karena memiliki  $M < 0,3$  dengan densitas ( $\rho$ ) dan viskositas dinamik ( $\mu$ ) konstan pada suhu 880 K
4. Pengaruh perpindahan panas pada *diffuser* diabaikan.
5. Pengaruh kekasaran permukaan pada dinding *diffuser* dapat diabaikan.
6. Nilai *inertial resistance* pada porous medium sama pada setiap variasi.

#### 1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah:

1. Untuk membandingkan hasil simulasi aliran pada inlet duct HRSG dengan *swirl angle* yang berbeda.
2. Untuk mendapatkan *swirl angle* yang paling optimum untuk digunakan pada inlet duct HRSG dilihat dari *pressure recovery coefficient (Cpr)*, *Urms*, dan *loss coefficient*.
3. Untuk mengetahui perbedaan karakteristik aliran antara *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$  pada *assymetric diffuser*.
4. Untuk mengetahui pengaruh dua bilangan *Reynolds* yang diuji terhadap karakteristik aliran.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

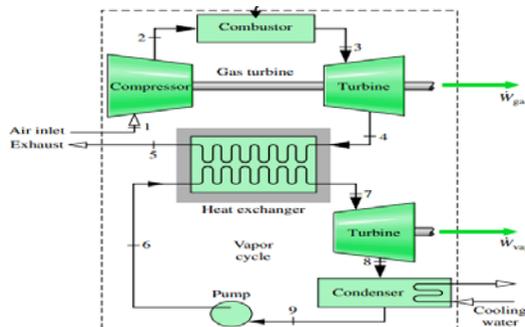
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Siklus Kombinasi

Siklus kombinasi merupakan dua buah siklus tenaga sedemikian rupa sehingga energi yang dihasilkan melalui kalor dari satu siklus digunakan sebagian atau keseluruhan sebagai masukan untuk siklus yang lain. Siklus kombinasi yang umum digunakan adalah kombinasi antara turbin gas dan turbin uap.

Aliran yang meninggalkan turbin di dalam sebuah turbin gas berada pada temperatur tinggi. Salah satu cara untuk memanfaatkan potensi dari aliran gas bertemperatur tinggi ini, sehingga dapat meningkatkan pemanfaatan bahan bakar secara keseluruhan adalah dengan menggunakan regenerator yang memanfaatkan gas buangan dari turbin uap dan digunakan untuk menambah panas aliran air yang akan memasuki boiler. Gambar 2.1 menunjukkan skema dari siklus kombinasi antara siklus *brayton* dan siklus *rankine*.



**Gambar 2.1** Skema dari siklus kombinasi  
(Moran dan Shapiro, 2006)

Pada gambar di atas ditunjukkan sebuah skema sederhana dari siklus kombinasi, di mana cara kerja dari siklus kombinasi adalah dengan memanfaatkan panas buang yang keluar dari turbin gas. Gas panas yang keluar dari turbin gas ini, dapat dipanaskan

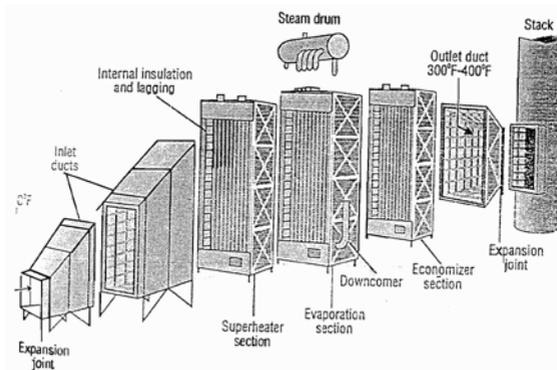
ulang atau langsung digunakan untuk menguapkan air pada kondenser.

Siklus gabungan memiliki nilai temperatur rata-rata yang tinggi melalui penambahan kalor di dalam turbin gas dan nilai temperatur rata-rata yang rendah melalui pelepasan kalor di dalam siklus uap, sehingga dengan demikian nilai efisiensi termal yang didapat lebih besar dibandingkan kedua siklus tersebut bekerja secara sendiri-sendiri.

## **2.2 Heat Recovery Steam Generator**

*Heat Recovery Steam Generator* merupakan instalasi yang berfungsi untuk memanaskan air dengan menggunakan panas gas buang dari turbin gas sehingga dihasilkan uap dengan tekanan dan temperatur tertentu. Pada *HRSG* dipasang beberapa komponen untuk memanfaatkan gas buang dari turbin gas seperti *economizer*, *evaporator*, ataupun *superheater*.

Ditinjau dari sumber panasnya, *HRSG* dibagi menjadi dua jenis, yaitu *unfired* dan *fired*. *HRSG unfired* adalah *HRSG* yang seluruh sumber panasnya diperoleh dari gas buang (*exhaust gas*) turbin gas. Sedangkan *HRSG fired* adalah *HRSG* yang dilengkapi dengan peralatan pembakaran bahan bakar (*burner*) sehingga sumber panasnya dapat diperoleh dari gas buang turbin gas dan atau dari pembakaran bahan bakar. Dan apabila ditinjau dari konstruksinya, *HRSG* dibagi menjadi dua jenis, yaitu *HRSG horizontal* dan *HRSG vertikal*, dimana yang membedakan adalah aliran *flue gas*. Sesuai dengan namanya, untuk *HRSG vertikal* flue gas mengalir secara vertikal melewati tubes dari heat exchanger yang dipasang horizontal. Dan untuk *HRSG horizontal*, *flue gas* mengalir horizontal melewati *tubes* dari heat exchanger yang disusun vertikal. Gambar 2.2 menunjukkan skema dari *HRSG* tipe *unfired horizontal*.



**Gambar 2.2** HRSG tipe horizontal (Gross et al, 2007)

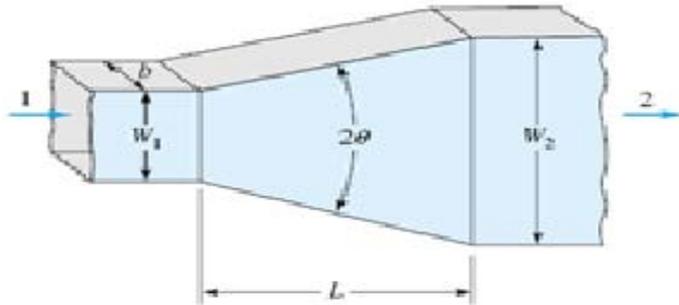
Prinsip kerja dari HRSG adalah gas buang dari turbin gas yang temperaturnya masih tinggi dialirkan masuk kedalam HRSG untuk memanaskan air didalam pipa-pipa pemanas, kemudian gas buang ini dibuang ke atmosfer melalui cerobong dengan temperatur yang sudah rendah. Air didalam pipa-pipa yang berasal dari drum sebagian berubah menjadi uap karena pemanasan tersebut. Campuran air dan uap ini selanjutnya masuk kembali kedalam drum. Di dalam drum, uap dipisahkan dari air menggunakan separator. Uap yang terkumpul kemudian diarahkan untuk memutar turbin uap, sedangkan air dikembalikan kedalam drum untuk disirkulasikan lagi kedalam pipa-pipa pemanas bersama dengan air pengisi yang baru. Proses ini terjadi berulang-ulang selama HRSG beroperasi.

### **2.3 Inlet Duct pada Heat Recovery Steam Generator**

*Inlet duct* adalah bagian penting pada HRSG yang berfungsi untuk membentuk keseragaman (*uniformity*) aliran gas. Aliran yang masuk pada *heat exchanger* harus merupakan aliran *uniform* untuk didapatkan kinerja termal yang optimal. Komponen ini tersambung dengan *gas turbine exhaust* dan mengarahkan *exhaust gas* menuju *heat exchanger* pertama. Dinding *inlet duct* dilapisi dengan tiga lapisan dari bahan isolasi untuk menghindari hilangnya panas dan mencegah kerusakan

bahan saluran tersebut dari dampak gas buang yang berkecepatan tinggi. Desain dari *inlet duct* harus dapat menjaga kecepatan aliran tinggi ditengah, namun tidak berdampak buruk bagi dinding saluran.

Geometri dari *inlet duct* berupa *diffuser* yang menghasilkan kenaikan tekanan statis di dalam sistem. Saat aliran bergerak melewati suatu *sudden expansions* akan terjadi *losses* yang cukup besar. Untuk mengatasi hal tersebut dapat dilakukan dengan cara memasang sebuah *diffuser* diantara area yang memiliki luas penampang yang berbeda tersebut. Diffuser merupakan suatu bentuk saluran tertutup yang mengalami pembesaran luas penampang melintang searah dengan lintasan aliran utama.



**Gambar 2.3** Geometri *flat-walled diffuser* (White, 2001)

Pada Gambar 2.3 menunjukkan sebuah *flat-walled diffuser* yang digunakan untuk mengatur karakteristik dari aliran. Diffuser bertujuan untuk mengurangi kecepatan dari fluida dan meningkatkan *pressure* dari fluida. Hal ini dapat ditinjau dari dua persamaan. Pertama persamaan konservasi massa yaitu :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho V \cdot dA = 0$$

- Dengan asumsi :
1. *Steady flow*
  2. *Incompressible flow*
  3. Properti aliran tidak berubah

Maka persamaan diatas menjadi :

$$\begin{aligned} \int_{CS} \rho V \cdot d\bar{A} &= 0 \\ \int_{CS2} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} - \int_{CS1} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} &= 0 \\ \rho V_2 A_2 - \rho V_1 A_1 &= 0 \\ V_2 A_2 &= V_1 A_1 \\ V_2 &= \frac{V_1 A_1}{A_2} \dots\dots\dots (2.2) \end{aligned}$$

Dimana :  $V_1$  = Kecepatan *inlet*  
 $A_1$  = Luasan *inlet*  
 $V_2$  = Kecepatan *outlet*  
 $A_2$  = Luasan *outlet*

Dari persamaan diatas dapat diketahui bahwa saat aliran mencapai bagian *outlet diffuser* dengan luasan yang lebih besar daripada saat *inlet* maka didapat kecepatan outlet ( $V_2$ ) lebih kecil.

Dengan menurunnya kecepatan dari aliran, maka akan terjadi perubahan tekanan dari aliran. Dapat diketahui dengan mengaplikasikan persamaan Bernoulli dari kondisi *inlet* ke kondisi *outlet* yaitu :

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \dots\dots\dots(2.3)$$

Dengan asumsi :

1. *Steady flow*
2. *Incompressible flow*
3. *Frictionless flow*
4. *Flow along streamline*

$$P_2 = \frac{P_1}{\rho} + \left( \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \dots\dots\dots(2.4)$$

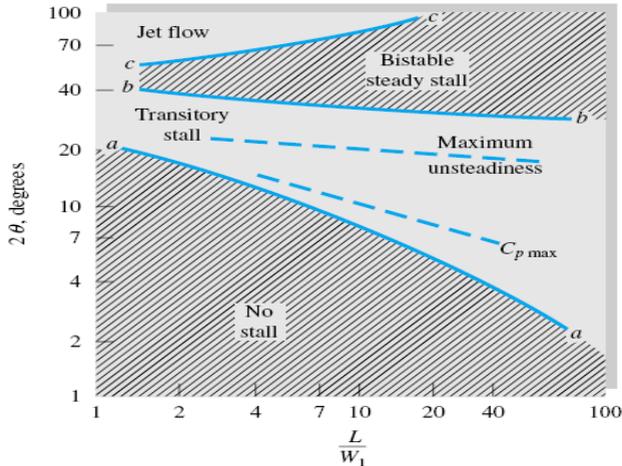
Dimana :  $P_2$  = tekanan *outlet*  
 $P_1$  = tekanan *inlet*  
 $V_2$  = kecepatan *outlet*  
 $V_1$  = kecepatan *inlet*  
 $Z_1$  = ketinggian *inlet*  
 $Z_2$  = ketinggian *outlet*

Pemilihan jenis dan geometri *diffuser* menentukan performanya. Variabel geometri yang sangat berperan terhadap

performa *diffuser* adalah sudut divergensi ( $2\theta$ ), *ratio* panjang *diffuser* terhadap tingginya ( $L/W_1$ ), *area ratio* ( $AR$ ) dan *aspect ratio*. *Area ratio* merupakan perbandingan antara luasan *outlet* dengan luasan *inlet*, sedangkan *aspect ratio* adalah perbandingan antara  $W_1/b_1$  dengan  $W_2/b_2$ . *Pressure recovery* yang dihasilkan oleh *diffuser* harus mencapai nilai *maksimum* agar tidak terjadi *separasi* sehingga didapatkan performa *diffuser* yang bagus. Penerbitan peta kestabilan *flat-diffuser* (*flat-diffuser stability map*) oleh Fox dan Kline pada tahun 1962 (White, 2001) dapat digunakan sebagai acuan untuk memilih geometri *diffuser* sehingga dapat meminimalkan efek yang tidak diinginkan dari *adverse pressure gradient* dan *separasi aliran*.

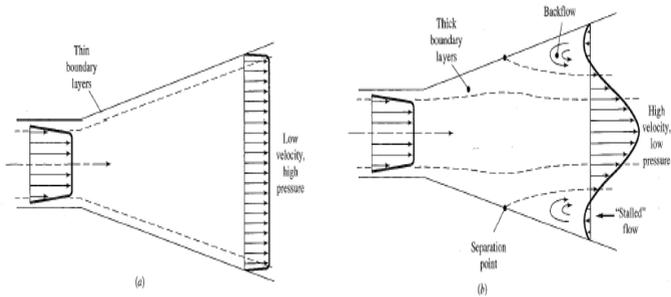
Peta kestabilan *flat-diffuser* ditunjukkan pada gambar 2.4. Peta tersebut dibagi menjadi 4 daerah utama yaitu:

- Daerah *no stall*. Pada daerah ini, *diffuser* memiliki karakteristik aliran yang tidak mengalami *separasi* dan memiliki performa yang baik.
- Daerah *transitory stall*. Daerah yang merupakan awal mula terjadinya *stall*, namun *stall* hanya berlangsung pada periode waktu yang sangat pendek. Pada daerah ini terjadi performa maksimum pada garis  $Cp_{maks}$ . Selain itu juga terdapat garis yang menunjukkan daerah *maximum unsteadiness*.
- Daerah *bistable steady stall*. Aliran di dalam *diffuser* mengalami *separasi* yang dimulai pada salah satu *diverging wall* dan *separasi* dapat berpindah dari satu dinding ke dinding yang lain dengan terus berlangsung. Pada daerah ini dihasilkan *diffuser* dengan performa yang buruk.



**Gambar 2.4** Peta kestabilan *flat-diffuser* dari Fox dan Kline (White, 2001)

Pembesaran area dari *diffuser* cenderung menyebabkan penurunan kecepatan dan mengakibatkan peningkatan tekanan pada aliran, yang mana dikarenakan oleh *positive pressure gradient* atau *adverse pressure gradient*. Dengan meningkatnya *positive pressure gradient* maka *boundary layer* akan menebal. Aliran di dalam *boundary layer* memiliki kecepatan yang lebih kecil daripada aliran di luar *boundary layer*, dan sangat dipengaruhi dengan peningkatan tekanan. Bahkan dengan peningkatan tekanan yang cukup besar kecepatan dapat menjadi nol atau bahkan mengarah ke arah yang berlawanan, atau biasa disebut *back flow*. Fenomena pada Gambar 2.5 menunjukkan terjadinya *back flow* yang menyebabkan terjadinya penurunan performa *diffuser*.



**Gambar 2.5** a) Aliran ideal di dalam *diffuser*; b) Aliran aktual di dalam *diffuser* (De Jonge, 2012)

Tantangan utama dalam mendesain bentuk dari *diffuser* adalah membuatnya sependek mungkin dan menghindari kemungkinan terjadinya *separation* pada aliran. *Performance* dari *diffuser* dapat direpresentasikan dari nilai  $C_{pr}$ , yaitu perbandingan antara *static pressure rise* dan *dynamic pressure* yang dirumuskan sebagai berikut

$$C_{pr} = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

- $C_{pr}$  = *pressure recovery coefficient*
- $P_2$  = tekanan statis setelah melewati *diffuser*
- $P_1$  = tekanan statis sebelum melewati *diffuser*
- $\rho$  = massa jenis aliran
- $V_1$  = kecepatan fluida sebelum melewati *diffuser*

Koefisien tekanan ( $C_p$ ) adalah koefisien yang menyatakan distribusi tekanan pada kontur permukaan suatu *diffuser*. Koefisien tekanan diperoleh dari selisih antara tekanan statis lokal disatu titik dengan tekanan statis referensi pada *inlet diffuser* yang kemudiandibandingkan dengan tekanan dinamis yang juga diukur pada *inlet diffuser*.  $C_p$  didefinisikan sebagai :

$$C_p = \frac{p_{s,i} - p_{s,o}}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2}, \dots\dots\dots (2.6)$$

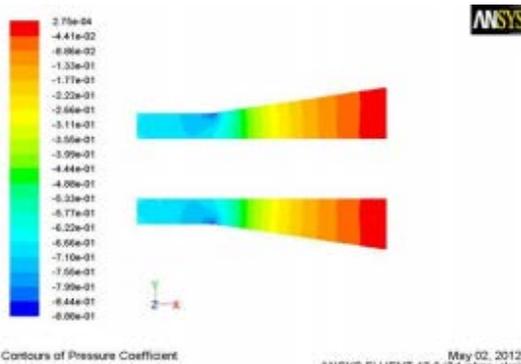
dimana:  $p_{s,i}$  : tekanan statis dinding pada  $x/L_I = i$

$p_{s,o}$  : tekanan statis referensi pada *diffuser inlet*

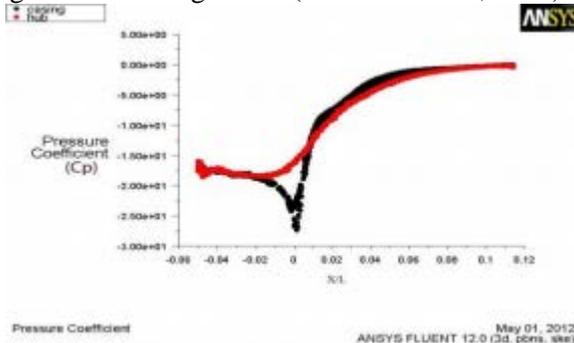
$\rho$  : massa jenis udara pada  $T = 27^\circ\text{C}$

$U_{ref}$  : *central velocity* fluida pada *inlet test*

*section*



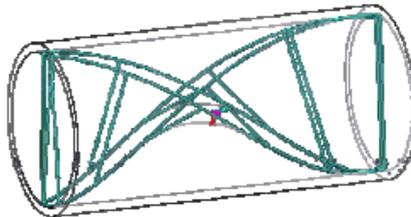
**Gambar 2.6** Distribusi *Pressure Coefficient* pada diffuser dengan sudut divergensi  $9^\circ$  (Keerthana et al, 2012)



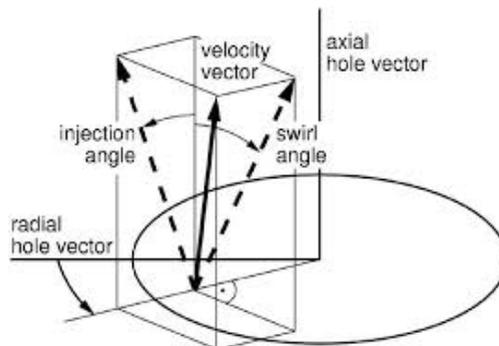
**Gambar 2.7** Variasi dari *Pressure Coefficient* dengan  $X/L$  pada diffuser dengan sudut divergensi  $9^\circ$  (Keerthana et al, 2012)

## 2.4 Aliran Swirl

Aliran *Swirl* pada sistem perpipaan dapat didefinisikan sebagai gabungan antara olakan (*vortex*) dan gerakan aksial (Baker dan Sayre, 1974), dengan *streamlines* yang berbentuk heliks. Untuk menghasilkan swirl, aliran harus dilewatkan kepada swirl generator. Gambar 2.2 menunjukkan single twisted fin yang merupakan salah satu *swirl generator*. *Swirl flow* yang memiliki kecepatan tangensial selalu disertai dengan peningkatan fluktuasi kecepatan. Gambar 2.6 menunjukkan komponen kecepatan dari aliran swirl.



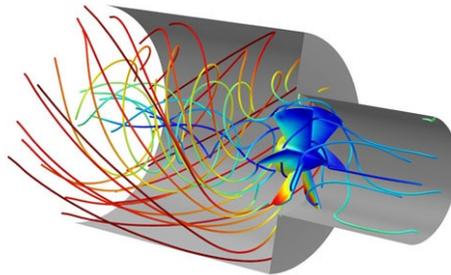
**Gambar 2.8** *Single twisted fin* (Islek, 2009)



**Gambar 2.9** Komponen kecepatan aliran swirl

Aliran swirl biasanya digunakan pada gas turbin, *furnace*, *burner*, dan *cyclone*. Aliran swirl digunakan terutama dalam pipa untuk meningkatkan perpindahan panas antara fluida dan dinding pipa atau untuk meningkatkan pencampuran. Salah satu

kelemahan utama dari aliran swirl adalah terjadinya penurunan tekanan yang cukup besar. Gupte dan Date (1989) menyatakan bahwa 10 sampai 20 kali lipat perpindahan panas dapat dicapai dengan memasang swirl generator disertai dengan peningkatan *friction factor* 2 sampai 2,5 kali lipat. Young dan Rao (1978) menyatakan bahwa aliran swirl dapat digunakan untuk mengurangi intensitas suara jet dari mesin pesawat terbang. Contoh aliran swirl dapat dilihat pada gambar 2.8



**Gambar 2.10** Aliran swirl yang melewati turbin gas

(Islek, 2009)

Walaupun tidak ada penilaian standar untuk menunjukkan kekuatan dari aliran swirl didalam pipa, *swirl number* yang merupakan rasio antara azimuthal momentum flux dengan axial momentum flux sering digunakan untuk mengetahui kekuatan dari aliran swirl (Rocklage-Marliani *et al*, 2003). Swirl number dapat diketahui dari persamaan 2.6

$$S_f = \frac{2\pi\rho \int_0^R y^2 UV dy}{2\pi\rho R \int_0^R yU^2 dy} \quad \dots\dots\dots (2.7)$$

Swirl intensity dapat juga didefinisikan dengan streamline angle atau *swirl angle* (Park , 2001)

$$\theta(x,y) = \tan^{-1}(V/U) \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

dimana: U= kecepatan fluida pada sumbu axial

$V$  = kecepatan fluida pada sumbu tangensial

## 2.4. *Computational Fluid Dynamics*

*Computational fluid dynamics (CFD)* merupakan perangkat analisa sistem dengan melibatkan aliran fluida, perpindahan panas, momentum, perpindahan energi, dan fenomena aliran lain didasarkan simulasi dengan bantuan komputer. *CFD* hakekatnya adalah perangkat *software* menggunakan *finite volume method* dengan memperlakukan fluida menjadi banyak volume kecil dan melalui algoritma tertentu untuk menyelesaikan persamaan Navier-Stokes. Simulasi menggunakan *CFD* menghasilkan parameter-parameter penting seperti tekanan, suhu, kecepatan, dan laju alir massa (*mass flow rate*).

Analisa menggunakan *CFD* diperlukan pemahaman dan pengetahuan dasar bidang mekanika fluida, perpindahan panas dan massa, dan lain-lainnya untuk interpretasi hasil-hasil simulasi. Penyederhanaan *CFD* terdiri dari tiga tahapan proses pengerjaan, yaitu *preprocessing* (spesifikasi geometri, pemilihan *turbulence* model, spesifikasi parameter dan grid generation) kemudian, *solver*, dan *postprocessing* (*visualization* dan *datatreatment*).

Pada dasarnya, permodelan numerik merupakan sebuah metode untuk menyelesaikan sebuah kasus dengan pendekatan dari iterasi terhadap persamaan-persamaan yang berlaku. Pada kasus studi aliran dan perpindahan panas pemodelan numerik dilakukan dengan berlandaskan pada persamaan konservasi massa, momentum fluida, dan persamaan energi.

Persamaan konservasi massa berdasar pada prinsip fisika dasar, yaitu massa adalah kekal. Pada benda kerja berupa fluida, konservasi massa dapat diartikan jumlah massa fluida yang masuk sama dengan jumlah massa fluida yang keluar. Persamaan konservasi massa ini dapat dijabarkan :

$$\left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz = - \frac{\partial \rho}{\partial t} (dx dy dz)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho V_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0$$

Persamaan momentum fluida berdasar pada hukum kedua Newton, yaitu gaya dari sebuah benda merupakan perkalian antara massa dengan percepatan benda. Pada pemodelan numerik persamaan momentum ini menentukan besar kecepatan dan percepatan tiap partikel dari fluida. Persamaan momentum fluida ini dapat dijabarkan dalam koordinat kartesian sebagai berikut :

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} =$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

Karena adanya perbedaan temperatur pada setiap titik di dalam sistem, maka diperlukan sebuah persamaan tambahan untuk menjabarkan perubahan temperatur yang terjadi. Pada *computational fluid dynamics*, persamaan ini dikenal dengan *energy equation* dan dapat dijabarkan:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{V^2}{2} \right) = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$- \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} +$$

$$\frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \rho f \cdot V \quad ..(2.11)$$

## 2.5 Model Turbulensi Untuk *Swirling Flow*

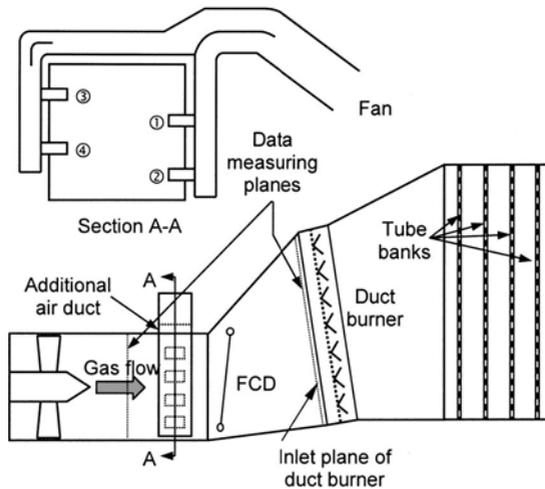
Untuk permodelan model turbulensi pada *swirling flow* dengan swirl yang cukup besar, dapat digunakan *advanced turbulence models* yang terdapat pada software CFD yaitu, RNG  $k-\varepsilon$ , realizable  $k-\varepsilon$ , Reynolds Stress Model. Untuk pemilihan model turbulensi yang tepat tergantung dari kekuatan swirl yang dimana dapat direpresentasikan oleh *swirl number*. *Swirl number* didefinisikan sebagai ratio axial flux angular momentum dengan axial flux axial momentum.

Untuk aliran dengan swirl lemah sampai sedang ( $S < 0,5$ ) dapat digunakan model turbulensi RNG  $k-\varepsilon$  atau realizable  $k-\varepsilon$ . Untuk *swirling flow* dengan swirl kuat ( $S > 0,5$ ) maka Reynolds Stress Model (RSM) sangat direkomendasikan. Efek dari *turbulence anisotropy* yang kuat hanya dapat dimodelkan dengan *second-moment closure* yang ada pada Reynolds Stress Model (RSM)

## 2.6 Studi Literatur

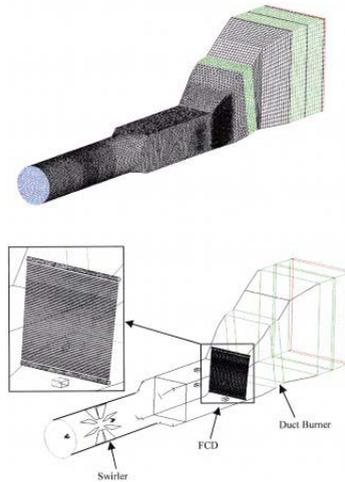
### 2.6.1 Lee, et al (2002)

Lee, et al (2002) melakukan penelitian mengenai efek aliran swirl pada *inlet duct HRSG* dengan tambahan *flow correction device (CFD)* yang dilakukan secara simulasi dan eksperimental. *HRSG* yang digunakan adalah *HRSG* jenis *fired horizontal*. *HRSG* dilengkapi dengan *additional air duct* yang berfungsi untuk meningkatkan kadar oksigen pada *HRSG*.



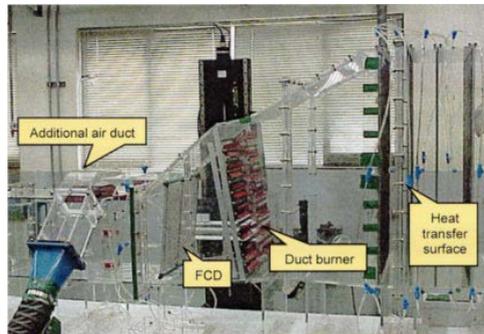
**Gambar 2.11** Geometri *HRSG* horizontal yang digunakan dalam simulasi (Lee, et al, 2002)

Tahap pertama, dilakukan simulasi dengan menggunakan *software* FLUENT. Turbulensi model yang dipilih untuk mensimulasikan fluktuasi turbulensi adalah RNG  $k-\epsilon$ . *Bank tubes* disimulasikan sebagai *porous model* karena dapat memperediksikan *pressure drop* dengan *grid cell* yang tidak terlalu banyak.. Gambar 2.10 menunjukkan *Computational grid* dan *outline* pada *HRSG*.



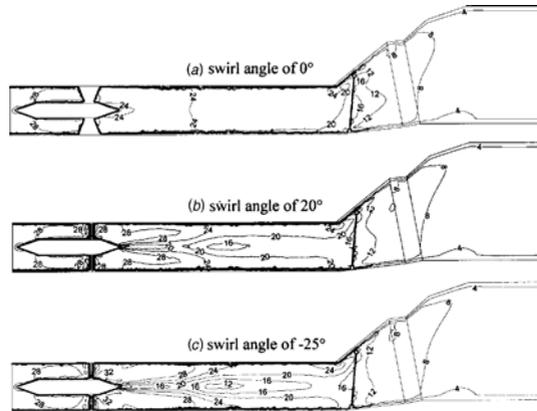
**Gambar 2.12** *Computational grid dan outline pada HRSG (Lee, et al, 2002)*

Tahap kedua dilakukan pengujian secara eksperimen dengan skala 1/20 untuk mengetahui perilaku aliran pada *inlet duct HRSG*. *Gas turbin exhaust diffuser* dan *turning vanes* yang berfungsi membuat aliran swirl juga disertakan pada eksperimen ini. *FCD* dan *duct burner* juga di skala seperti halnya komponen yang lain.  *Tubes bank* digantikan oleh *perforated plates* yang memiliki koefisien *pressure drop* yang sama. Pada eksperimen tidak terdapat *stack* karena aliran tidak terlalu terpengaruh setelah melewati *tubes bank* yang terakhir. Udara ambient digunakan untuk menggantikan *gas turbine exhaust gas (GTEG)*. Gambar 2.11 merupakan model eksperimen dari heat recover steam generator.

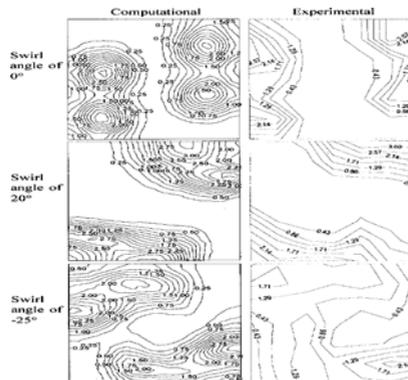


**Gambar 2.13** Model eksperimen dari *heat recovery steam generator* (Lee, et al, 2002)

*Swirl angle* dari *GTEG* digunakan sebagai parameter utama untuk menganalisa aliran dan pencampuran antara *GTEG* dan *additional air*. Hal ini dikarenakan gas turbin dioperasikan pada bermacam-macam *swirl angle* dari *GTEG*, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.12. *Swirl angle* dari *GTEG* dengan besar  $-25^{\circ}$ ,  $0^{\circ}$ , dan  $20^{\circ}$  merupakan representative dari turbin load, yaitu sebesar 70%, 90%, dan 100%. Gambar 2.12 memperlihatkan besar kecepatan pada *center plan* dari inlet duct HRSG. Dari gambar 2.12 dapat dilihat bahwa besar kecepatan pada *center* dari inlet duct berkurang seiring dengan bertambahnya *swirl angle*, karena adanya gaya sentrifugal.



**Gambar 2.14** Plot kontur kecepatan pada HRSG dengan ; (a) *swirl angle*  $0^0$  ;(b) *swirl angle*  $20^0$  ; dan (c) *swirl angle*  $-25^0$  (Lee, et al, 2002)

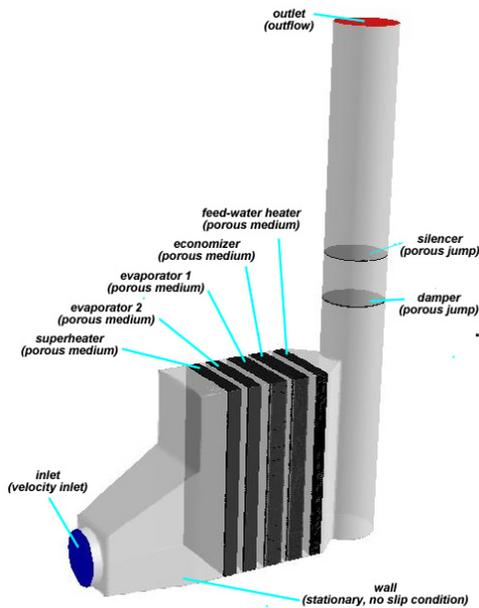


**Gambar 2.15** Konsentrasi oksigen pada inlet plan duct burner (Lee, et al, 2002)

Gambar 2.13 menunjukkan bahwa hasil eksperimen dengan hasil simulasi tidak jauh berbeda. Dari gambar 2.13 dapat dilihat pencampuran oksigen paling baik terjadi pada *swirl angle*  $-25^0$  dan pencampuran paling buruk terjadi pada *swirl angle*  $20^0$ .

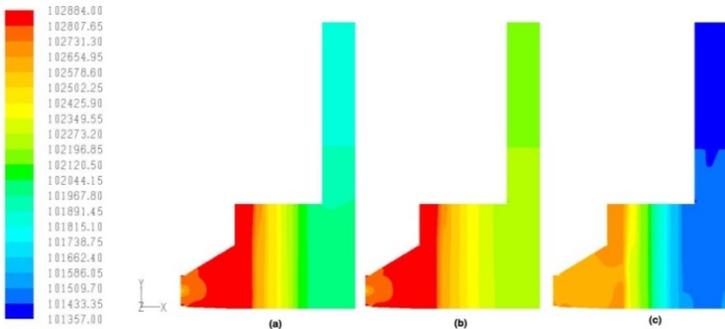
### 2.5.2 Setyanto (2014)

Setyanto (2014) melakukan simulasi numerik menggunakan *software CFD FLUENT* pada aliran *flue gas* yang melewati *inlet duct HRSG*. Penelitian ini dilakukan menggunakan permodelan 3 dimensi untuk tiga model simulasi *standard k- $\epsilon$* , *realizable k- $\epsilon$*  dan *RNG k- $\epsilon$*  pada dua kondisi operasi (*fully load* dan *half load*). *Heat Recovery Steam Generator* yang disimulasikan dalam penelitian ini adalah *HRSG* tipe horizontal. Geometri pada Gambar 2.14 adalah geometri yang digunakan pada simulasi.

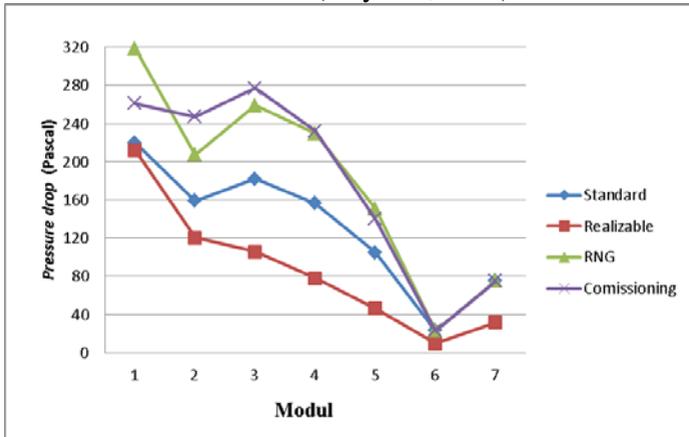


**Gambar 2.16** Geometri yang digunakan pada simulasi (Setyanto, 2014)

Setelah didapatkan hasil, dilakukan perbandingan tekanan pada  $z=0$  untuk ketiga permodelan turbulensi. Pada penelitian ini dilakukan perbandingan  $\Delta P$  hasil simulasi dan data *commissioning* untuk mengetahui permodelan turbulensi yang paling baik.



**Gambar 2.17** Kontur tekanan absolut pada  $z=0$  full load; (a) *standard k-ε*; (b) *realizable k-ε*; (c) *RNG k-ε* (Setyanto, 2014)



**Gambar 2.18** Grafik perbandingan penurunan tekanan (Setyanto, 2014)

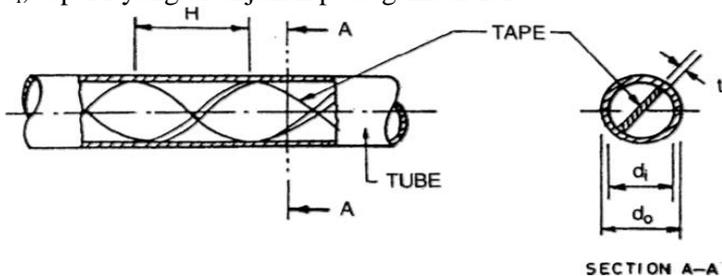
**Tabel 2.1** Tabel perbandingan  $\Delta P$  hasil simulasi dan data *commissioning* (Setyanto, 2014)

Modul	$\Delta P$ Desain (Pa)	<i>Standard k-ε</i>	Error (%)	<i>Realizable k-ε</i>	Error (%)	<i>RNG k-ε</i>	Error (%)
Modul-1	261	219.76	15.80	212.15	18.72	318.8	22.15
Modul-2	247	158.85	35.69	120.27	51.31	207.22	16.11
Modul-3	277	181.91	34.33	105.52	61.91	258.98	6.51
Modul-4	232	156.49	32.55	77.96	66.40	229.39	1.13
Modul-5	140	104.81	25.14	46.31	66.92	150.8	7.71
Modul-6	23	23.05	0.22	9.56	58.43	22.94	0.26
Modul-7	75	75.03	0.04	31.51	57.99	75.01	0.01

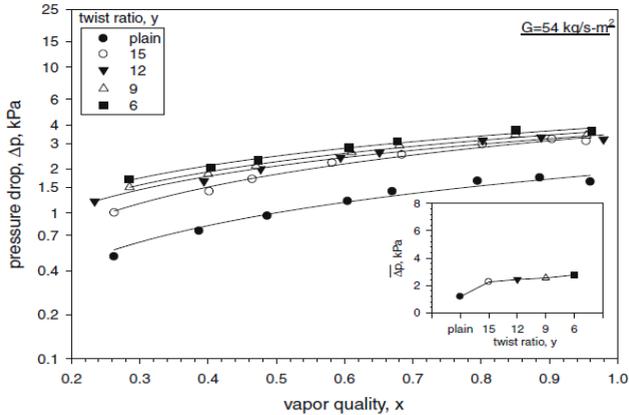
Secara keseluruhan, model turbulensi yang paling akurat pada penelitian ini untuk simulasi dari *HRSG* tipe horizontal adalah *RNG k- $\epsilon$* . Perbedaan bilangan Reynold berpengaruh pada keakuratan model turbulensi. Terbukti dengan penyimpangan rata-rata paling rendah untuk kondisi operasi *full load* ( $Re = 3207792.21$ ) adalah *realizable k- $\epsilon$*  sedangkan untuk kondisi operasi *half load* ( $Re = 276227.09$ ) adalah *RNG k- $\epsilon$* .

### 2.5.3 Behabadi (2008)

**Behabadi (2008)** melakukan studi dengan menganalisa pengaruh *swirl* pada aliran turbulen di pipa. Percobaan ini dilakukan secara eksperimen dengan mengalirkan fluida kedalam pipa yang dilengkapi *tape plate*. *Tape plate* digunakan sebagai *swirl generator* pada percobaan ini. Variasi yang diberikan adalah swirl ratio sebesar 6,9,12, dan 15 yang dimana swirl ratio adalah  $H/d_i$ , seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.19.



**Gambar 2.19** Geometri pipa yang dilakukan saat percobaan (Behabadi, 2008)

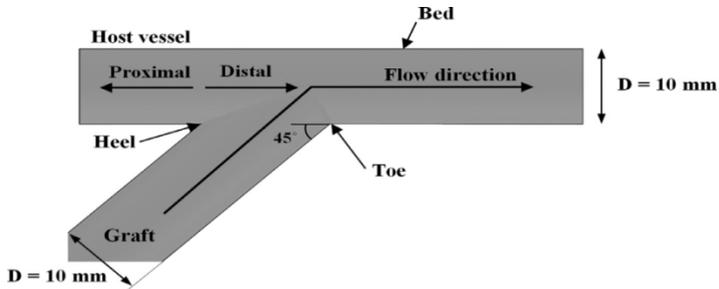


**Gambar 2.20** Grafik vapor quality ( $x$ ) terhadap *pressure drop* (Behabadi, 2008)

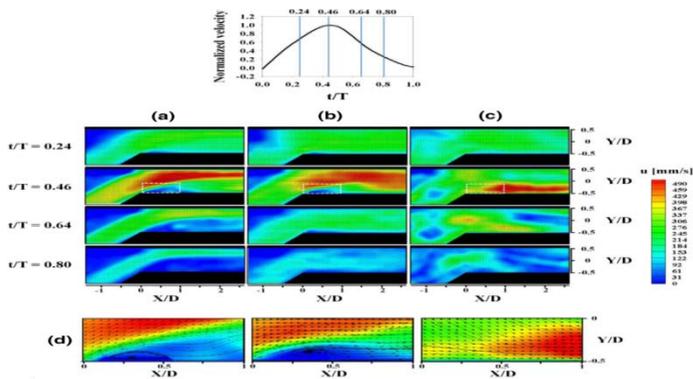
Semakin besar *swirl ratio*, maka *swirl intensity* akan semakin kecil. Dari gambar 2.20 dapat diketahui bahwa *pressure drop* terbesar terjadi pada aliran dengan *swirl ratio* 6 dan *pressure drop* terkecil terjadi pada aliran tanpa *swirl*. Oleh karena itu Behabadi (2008) menyimpulkan bahwa semakin kecil *swirl ratio* pada aliran *swirl* maka *pressure drop* yang terjadi akan semakin besar. Karena pada pipa lurus tidak terjadi separasi, maka *pressure drop* yang terjadi hanya diakibatkan oleh gesekan.

#### 2.5.4 Ha et al (2004)

Ha et al (2004) melakukan studi dengan menganalisa pengaruh *swirl* pada *vascular graft* yang dimana *vascular graft* sendiri berbentuk pipa *T-junction* dengan sudut toe sebesar  $45^\circ$ . Variasi yang diberikan adalah *swirl number* sebesar 0, 0,25 dan 0,6 yang dimana semakin besar *swirl number* maka *swirl intensity* akan semakin besar.



**Gambar 2.21** Geometri pipa *T-junction* yang dilakukan saat percobaan (Ha et al, 2004)



**Gambar 2.22** Kontur kecepatan pada aliran dengan *swirl number* (a)  $S=0$  (b)  $S=0.25$  (c)  $S=0.6$  (Ha et al, 2004)

Dari gambar 2.22 dapat diketahui bahwa daerah separasi terbesar terjadi pada aliran dengan *swirl number* 0 dan daerah separasi terkecil terjadi pada aliran dengan *swirl number* 0,6. Oleh karena itu Ha et al (2004) menyimpulkan bahwa semakin kecil *swirl number* pada aliran *swirl* maka daerah separasi yang terjadi akan semakin kecil.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Tahap-tahap Penelitian

Pada bab ini akan dibahas mengenai metode penelitian yang akan digunakan, yaitu metode penelitian numerik. Metode penelitian numerik menggunakan *software computational fluid dynamics (CFD)* untuk menganalisa pengaruh *swirl* terhadap karakteristik aliran *inlet duct* HRSG horizontal pada *swirl angle*  $0^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ ,  $40^{\circ}$ ,  $60^{\circ}$ , dan  $-20^{\circ}$  pada kondisi *full load* dengan  $Re_1 = 3,2 \times 10^6$  dan *half load* dengan  $Re_2 = 1,6 \times 10^6$ . Metodologi untuk melakukan tugas akhir simulasi *inlet duct* secara numerik dengan menggunakan *software computational fluid dynamic* adalah sebagai berikut:

1. Studi Kasus

Tujuan utama dari studi kasus adalah untuk mengetahui permasalahan yang terjadi.

2. Studi Literatur

Studi literatur adalah mencari literatur yang berkaitan dengan topik tugas akhir. Studi literatur dilakukan dengan mengumpulkan informasi baik mencari jurnal, *e-book*, dan hasil penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya.

3. Pengumpulan Data

Mengumpulkan data baik berupa data primer maupun data sekunder. Data ini berupa dimensi *inlet duct* HRSG.

4. Melakukan Pemodelan

Dalam tahap ini dilakukan pemodelan dengan menggunakan *software computational fluid dynamic*. Penelitian ini dititikberatkan untuk mengetahui kontur aliran setelah melewati *inlet duct*. Pada tahap ini akan dibagi menjadi tiga proses yaitu *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.

## 5. Penyusunan Laporan Tugas Akhir

Hasil dari tahap ini adalah laporan tugas akhir yang berisi pendahuluan, tinjauan pustaka, metode penelitian, analisis dan pembahasan serta kesimpulan dan saran dalam pelaksanaan simulasi yang telah dilakukan.

## 3.2 Metode Numerik

Penelitian numerik dilakukan dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan *software Star CCM+* untuk membuat model awal dan melakukan diskritisasi (*meshing*) pada model. Prosedur yang dilakukan pada penelitian numerik adalah tahap *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing* menggunakan *software Star CCM+*.

### 3.2.1 Tahap pre-processing

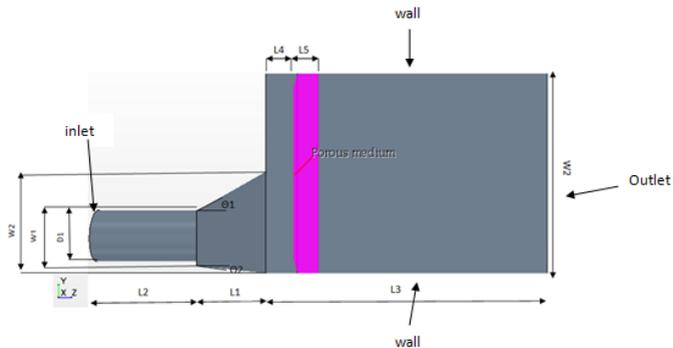
Tahap *pre-processing* merupakan tahap awal untuk menganalisa pemodelan *computational fluid dynamics*. Dalam tahap ini terdiri dari pembuatan geometri, *meshing*, dan penentuan domain.

#### 3.2.1.1 Geometri

Geometri dari HRSG terdiri dari dari *upstream channel*, *inlet duct*, dan *downstream channel* yang dimana geometri *inlet duct* pada penelitian ini berupa *flat-walled asymmetric diffuser*. Pada *downstream channel* terdapat *porous medium*. Geometri penelitian dapat dilihat pada gambar 3.1. Spesifikasi dari *test section* penelitian ini dapat diuraikan sebagai berikut:

- Sudut bukaan  $\theta_1$  : 30°
- Sudut bukaan  $\theta_2$  : 3,4°
- Panjang *diffuser (L1)* : 8400 mm
- Panjang *upstream channel (L2)* : 13000 mm
- Panjang *downstream channel (L3)* : 33167 mm

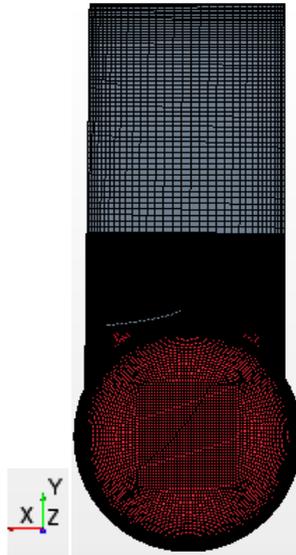
- Jarak sebelum porous medium ( $L_4$ ) : 3729 mm
- Panjang porous medium ( $L_5$ ) : 2438 mm
- Diameter inlet ( $D_1$ ) : 6500 mm
- Tinggi inlet diffuser ( $W_1$ ) : 6575 mm
- Diameter outlet diffuser ( $W_2$ ) : 11849 mm
- Tinggi outlet ( $W_3$ ) : 233035 mm



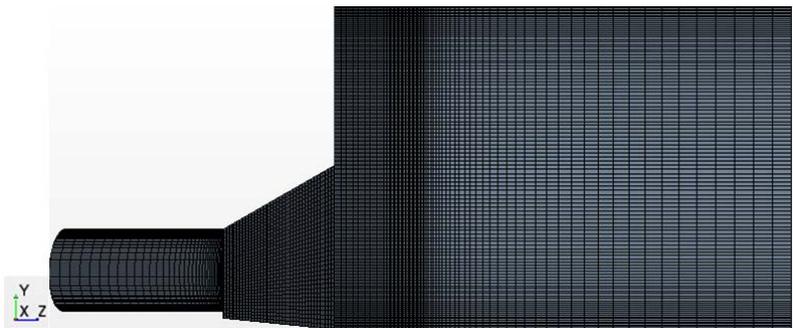
**Gambar 3.1** Geometri HRSG yang digunakan saat simulasi

### 3.2.1.2 Meshing

Pembuatan *mesh* elemen hingga (*meshing*) adalah pembagian model menjadi elemen-elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan ke dalam elemen-elemen tersebut. Gambar 3.2 menunjukkan *meshing* yang digunakan.



(a)



(b)

**Gambar 3.2** Mesh yang digunakan dalam simulasi (a) tampak depan (b) tampak samping

### **3.2.2 Processing**

Processing merupakan langkah kedua dalam melakukan simulasi numerik dengan Computational Fluid Dynamic. Dalam proses ini pemodelan dilakukan dengan menggunakan software Star CCM+. Terdiri dari beberapa tahap yaitu models, operating condition, boundary condition, initialize, monitor residual.

#### **3.2.2.1 Models**

Pada langkah ini dilakukan pemodelan karakteristik aliran, meliputi pemilihan model *solver* dan penentuan *turbulence model* yang digunakan. *Turbulence model* yang digunakan untuk *diffuser* ini adalah *Realizable k-ε* berdasarkan penelitian Setyanto (2014).

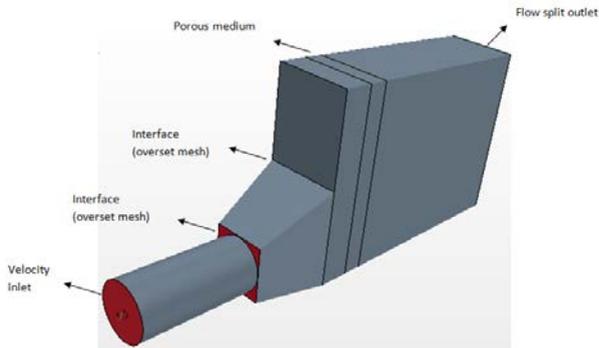
#### **3.2.2.2 Operating condition**

Menentukan kondisi daerah operasi dan lingkungan di sekitar benda uji. *Operating conditions* menggunakan *operating pressure* sebesar 101325 pascal.

#### **3.2.2.3 Boundary condition**

*Boundary condition* merupakan kondisi-kondisi yang disesuaikan dengan kondisi gas ideal dan dimasukkan pada *inlet*. Mulai dari kecepatan, temperatur, tekanan, dan laju aliran. Sedangkan pada outlet biasanya didefinisikan sebagai kondisi dimana fluida tersebut keluar dari domain atau dalam suatu aplikasi CFD merupakan nilai yang didapat dari semua variabel yang didefinisikan dan diekstrapolasi dari titik (nodal) atau sel sebelumnya.

*Boundary Condition* yang diatur adalah *inlet*, *outlet*, dan *wall*. Pada *inlet* digunakan *velocity inlet* dalam m/s. *Boundary Condition* pada *outlet* digunakan *flow split outlet*. Sedangkan untuk *wall* boundary condition yang digunakan adalah *wall*.



**Gambar 3.3** Domain simulasi yang digunakan

**a. Inlet**

*Inlet* disini berupa kondisi awal mula dari fluida saat memasuki inlet duct, yaitu berupa kecepatan dan temperatur awal dari fluida. Aliran dari fluida berkecepatan 27,39 m/s untuk  $Re=3,2 \times 10^6$  dan 13,7 m/s untuk  $Re=1,6 \times 10^6$  ke arah sumbu axial dan untuk kecepatan ke arah tangensial disesuaikan dengan *swirl angle*. Temperatur awal dari fluida sebesar 880°K. Untuk mengetahui besar kecepatan ke arah tangensial dan besar swirl number dilakukan perhitungan dengan menggunakan rumus 2.7 dan 2.8

Tabel 3.1 Kecepatan dan *swirl number* berdasarkan *swirl angle* yang divariasikan pada  $Re=3,2 \times 10^6$

swirl angle	U (m/s)	V (m/s)	swirl number
0	27,39	0,00	0,00
20	27,39	9,97	0,24
40	27,39	22,98	0,56
60	27,39	47,44	1,15
-20	27,39	-9,97	0,24

Tabel 3.2 Kecepatan dan *swirl number* berdasarkan *swirl angle* yang divariasikan pada  $Re = 1,6 \times 10^6$

swirl angle	U (m/s)	V (m/s)	swirl number
0	13,7	0,00	0,00
20	13,7	4,98	0,24
40	13,7	11,49	0,56
60	13,7	23,72	1,15
-20	13,7	-4,98	0,24

Dimana: U = Besar kecepatan kearah axial

V = Besar kecepatan kearah tangensial

Material fluida diasumsikan sebagai gas ideal dengan properti sebagai berikut:

- Viskositas dinamik =  $3,82 \times 10^{-5}$  kg/m.s
- Densitas =  $0,699$  kg/m<sup>3</sup>
- *Molecular weight* = 28,588 kg/kgmol

**b. Outlet**

Outlet dari boundary condition ini digunakan *flow split outlet*.

**c. Wall**

Pemodelan dari *wall* dikondisikan sebagai *no slip wall* dan *stationary wall*. *No slip wall* menandakan terdapat interaksi antara fluida dengan *wall*. Sementara *stationary wall* menandakan bahwa *wall* dalam keadaan diam.

### 3.2.2.4 Solution method

*Solution* pada penelitian ini akan menggunakan *discretization second order* untuk *pressure*, *second-order upwind* untuk *momentum*, *turbulence kinetic energy* dan *turbulence dissipation rate*.

### 3.2.2.5 *Initialize*

*Initialize* merupakan data masukan awal sebagai acuan Star CCM+ untuk melakukan kalkulasi berdasarkan *boundary condition* yang ada. *Initialize* dihitung dari *velocity inlet*.

### 3.2.2.6 *Monitor residual*

Merupakan tahapan untuk penyelesaian masalah, berupa proses iterasi sampai mencapai harga kriteria konvergensi yang diinginkan. Kriteria konvergensi ditetapkan sebesar  $10^{-5}$ , artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga lebih kecil dari  $10^{-5}$  dan garis telah *asymtote* terhadap horizontal.

### 3.2.2.7 *Iterate*

Merupakan langkah kelanjutan dari *monitor residual*, yang merupakan langkah perhitungan dari Star CCM+. Pada tahap ini dilakukan iterasi sampai *convergen criterion* sebesar  $10^{-6}$ .

### 3.2.2.8 *Grid independency*

*Grid independency* diperlukan untuk mendapatkan ketepatan data pada langkah *post processing*. Tujuan dilakukannya *grid independency* yaitu untuk menentukan tingkat serta struktur grid terbaik dan paling efisien agar hasil pemodelan mendekati data eksperimen.

## 3.2.3 *Post processing*

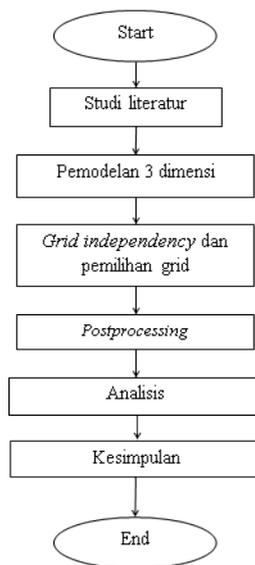
Setelah diperoleh solusi numerik dari tahap *processing/solving*, tahap berikutnya adalah memvisualisasikan dan menganalisa hasil dari solusi numerik tersebut. Pada tahapan ini akan diperoleh informasi mengenai *flow field* pada saat kondisi operasi *inlet duct*. Dapat divisualisasikan melalui tampilan *grid display*, plot kontur (tekanan, kecepatan), *pressure*

*recovery coefficient* ( $C_{pr}$ ), *plot vector* dan lain-lain sesuai dengan yang ingin digunakan pada analisa.

### 3.3 Flowchart

#### 3.3.1 Flowchart Penelitian

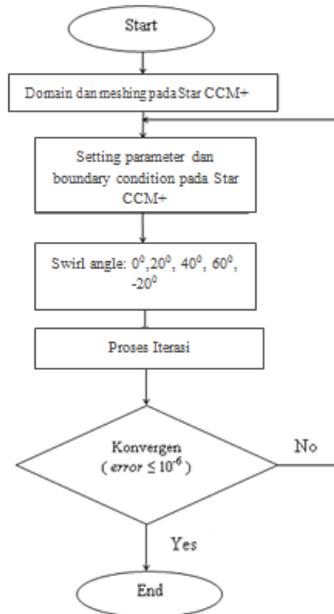
Secara singkat, prosedur penelitian numerik ini dapat dijelaskan dengan menggunakan flowchart yang ditunjukkan pada gambar 3.4.



**Gambar 3.4** *Flowchart* penelitian

#### 3.3.2 Flowchart Permodelan

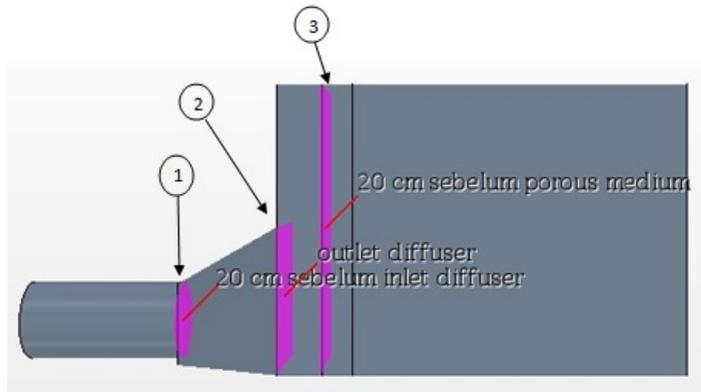
Pembuatan *domain* dan *mesh* dapat dijelaskan dengan *flowchart* pada Gambar 3.5.



**Gambar 3.5** *Flowchart* pemodelan

### 3.4 Lokasi Pengambilan Data

Pada penelitian ini akan dilakukan pengambilan data untuk menghitung parameter yang dibutuhkan. Lokasi pengambilan data dapat dilihat pada gambar 3.6.



**Gambar 3.6** Lokasi pengambilan data

Parameter yang diukur pada penelitian ini adalah  $C_{pr}$ ,  $U_{rms}$  (*root mean square*), dan *loss coefficient*. Untuk  $C_{pr}$ , lokasi pengambilan datanya adalah pada lokasi 1 dan lokasi 2. Untuk mengukur  $U_{rms}$ , lokasi pengambilan datanya adalah pada lokasi 3. Dan untuk mengukur *loss coefficient*, lokasi pengambilan datanya adalah pada lokasi 1 dan lokasi 3.

### 3.5 Parameter yang Diukur

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui performa dari difuser, oleh karena itu perlu diketahui parameter yang menentukan performa dari diffuser. Parameter yang diukur pada penelitian ini adalah  $C_{pr}$ ,  $U_{rms}$  (*root mean square*), dan *loss coefficient*.

*Performance* dari *diffuser* dapat direpresentasikan dari nilai  $C_{pr}$ , yaitu perbandingan antara *static pressure rise* dan *dynamic pressure* yang dirumuskan sebagai berikut:

$$C_{pr} = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \quad \dots(3.1)$$

Dimana :

$C_{pr}$  = *pressure recovery coefficient*

$P_2$  = tekanan statis setelah melewati *diffuser*

$P_1$  = tekanan statis sebelum melewati *diffuser*

$\rho$  = massa jenis aliran  
 $V_1$  = kecepatan fluida sebelum melewati *diffuser*

RMS menunjukkan standar deviasi dari kecepatan *flue gas*. Semakin kecil nilai RMS, menunjukkan keseragaman yang semakin bagus karena penyebaran kecepatan semakin mengecil. Pengukuran profil aliran diukur pada titik dimana aliran sesaat sebelum memasuki porous medium. Untuk mengukurnya digunakan perhitungan Urms (*root mean square*) yaitu :

$$Urms = \sqrt{\frac{\sum_1^n \xi_i^2}{n}} * 100\% \quad \dots\dots(3.2)$$

$$\xi_i = \frac{u_i - u_{av}}{u_{av}} \quad \dots\dots(3.3)$$

Dimana:  $u_i$  = kecepatan lokal  
 $u_{av}$  = kecepatan rata-rata  
 $n$  = jumlah grid  
 $\xi_i$  = fluktuasi kecepatan

*Loss coefficient* merupakan koefisien yang merepresentasikan kerugian yang terjadi. *Loss coefficient* ini dihitung dari sesaat sebelum memasuki *diffuser* dan sesaat sebelum memasuki porous medium. Perumusan dari *loss coefficient* sendiri antara lain:

$$K = \frac{P_1 - P_3}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} + \alpha_1 - \alpha_3 \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^2 \quad \dots\dots(3.4)$$

$$\alpha = \frac{1}{V^3 A} \int_A U^3 dA \quad \dots\dots(3.5)$$

Dimana:

$K$  = *loss coefficient*  
 $\alpha$  = *kinetic energy correction factor*  
 $P_1$  = Static pressure sebelum melewati *diffuser*  
 $P_3$  = Static pressure sebelum melewati porous medium  
 $V_1$  = *Total velocity* sebelum melewati *diffuser*  
 $V_3$  = *Total velocity* sebelum melewati porous medium  
 $U$  = Kecepatan axial

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi tentang analisa dan pembahasan dari hasil pengolahan data numerik dalam bentuk data kuantitatif dan kualitatif. Data kuantitatif dipresentasikan dalam bentuk grafik sedangkan data kualitatif merupakan hasil dari visualisasi aliran seperti kontur kecepatan, vektor kecepatan, kontur tekanan dan *streamline* aliran. Penelitian numerik dilakukan dengan bantuan *software STAR CCM+* dengan menggunakan *turbulence model k-ε* sesuai penelitian Wardhana (2014).

### 4.1 Spesifikasi Modul pada HRSG

Pada analisa numerik HRSG terdapat *inlet duct* dan 1 modul yang dimodelkan berupa *porous medium*.

#### 4.1.1 Spesifikasi *porous medium*

Porous medium pada HRSG digunakan untuk menyeragamkan kecepatan aliran *flue gas*. Tabel 4.1 menunjukkan spesifikasi *porous medium*.

**Tabel 4.1** Spesifikasi *porous medium*

No.	Data	Nilai	Satuan
1	Panjang	2,438	m
2	Lebar	9,7	m
3	Tinggi	22,75	m
4	Porosity	0,862	m
5	<i>Inertial resistance (C<sub>2</sub>)</i>	7,553	kg/m <sup>4</sup>

#### 4.1.2 Perhitungan *inertial resistance*

Perhitungan *inertial resistance* dilakukan untuk mengetahui konstanta *losses* susunan tube pada modul yang dibutuhkan pada pengaturan *porous medium*. Hasil perhitungan ini digunakan sebagai input pada program STAR CCM+.

$$C_2 = \frac{\Delta P}{0.5 V^2 \Delta m}$$

$$C_2 = \frac{590}{0.5 \times 8,0049^2 \times 1.59}$$

$$C_2 = 7,553 \text{ Kg/m}^4$$

Dimana:

$C_2$  = *Inertial resistance*

$\Delta P$  = *Pressure drop* saat melewati porous medium

$\Delta m$  = Panjang porous medium

$V$  = Kecepatan saat memasuki porous medium

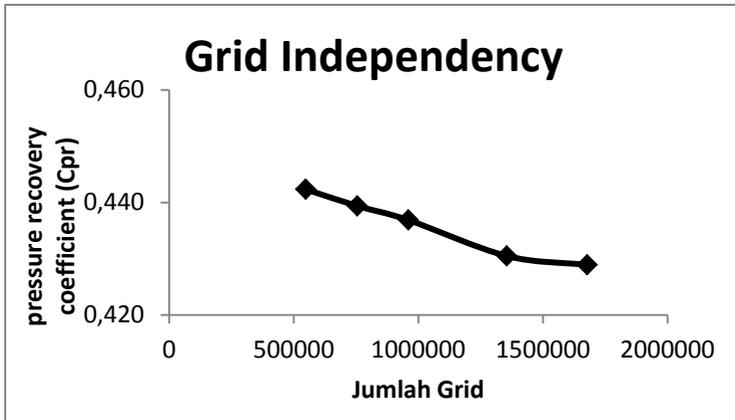
*Inertial resistance* ini digunakan pada semua variasi baik  $Re = 3,2 \times 10^6$  maupun  $Re = 1,6 \times 10^6$ .

#### 4.2 *Grid Independency*

Tes *grid independency* perlu dilakukan sebelum pengambilan data numerik. Hal ini bertujuan untuk memeriksa apakah jumlah grid yang digunakan sudah tepat untuk pengambilan data. Perlu digunakan grid yang tepat agar mendapatkan nilai pengamatan yang sesuai atau tidak menyimpang dari kondisi kenyataan. Selain itu juga untuk mendapatkan jumlah grid yang efisien.

Tes ini juga bertujuan untuk menemukan *mesh* yang baik dan efisien untuk dilakukan pengamatan numerik. Grid independency dilakukan dengan membandingkan besar pressure

recovery coefficient pada jumlah grid/mesh yang berbeda. Pada grid independency kali ini digunakan  $y^+$  sebesar 1,76 pada bagian diffuser. Gambar 4.1 menunjukkan grafik perbandingan *pressure recovery coefficient* ( $C_{pr}$ ) pada jumlah grid yang divariasikan.



**Gambar 4.1** Grafik perbandingan *pressure recovery coefficient* ( $C_{pr}$ ) pada jumlah grid yang divariasikan

Hasil simulasi yang digunakan untuk proses *grid independency* dapat dilihat pada Tabel 4.11 berikut.

**Tabel 4.2** *Grid Independency*

Mesh	Mesh	Cpr	Error
A	547840	0,442	
B	755000	0,439	0,004
C	960000	0,437	0,004
D	1354500	0,430	0,009

E	1676990	0,429	0,002
---	---------	-------	-------

Dari hasil diatas error dari *pressure recovery coefficient (Cpr)* antara *mesh D* dengan jumlah *grid* 1354500 dan *mesh D* dengan jumlah *grid* 1676990 sangat kecil yaitu 0,002 . Maka pada penelitian ini digunakan *meshing* dengan jumlah *grid* sebanyak 1354500.

### 4.3 Komparasi Dengan Penelitian Sebelumnya

Pada sub bab ini dilakukan komparasi dengan menggunakan *pressure drop* pada porous medium dan Urms sebelum memasuki porous medium dengan membandingkan dengan simulasi yang dilakukan oleh Wardhana (2014). Komparasi ini dilakukan dengan membandingkan *pressure drop* porous medium hasil simulasi yang dilakukan oleh penulis dengan *pressure drop* porous medium hasil simulasi yang dilakukan oleh Wardhana (2014). Hal ini dilakukan untuk mengetahui keakuratan hasil simulasi yang dilakukan oleh penulis.

**Tabel 4.3** Komparasi

<b>Variable yang dibandingkan</b>	<b>simulasi</b>	<b>Simulasi (Wardhana, 2014)</b>	<b>Error</b>
<b><i>Pressure drop</i></b>	<b>568,93</b>	<b>590</b>	<b>0,035</b>
<b>Urms</b>	<b>0,540</b>	<b>0,556</b>	<b>0,028</b>

Pada tabel dapat dilihat bahwa error yang dihasilkan saat validasi sangat kecil yaitu sebesar 0,035 untuk *pressure drop* dan

0,028 untuk Urms yang dimana error sendiri dapat dihitung dengan persamaan;

$$\text{Error} = \left| \frac{N_{new} - N_{old}}{N_{old}} \right|$$

$N_{new}$  = Nilai simulasi

$N_{old}$  = Nilai simulasi Wardhana

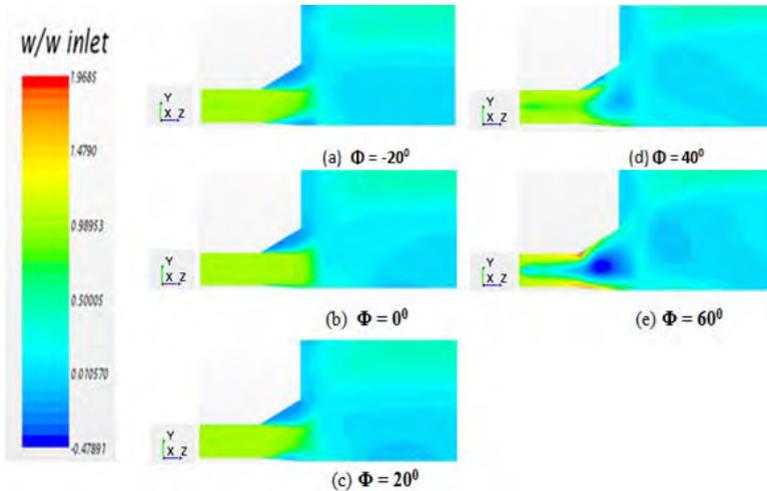
Karena error yang dihasilkan sangat kecil maka dapat disimpulkan bahwa simulasi yang dilakukan penulis sudah cukup akurat.

#### **4.4 Analisa Hasil Simulasi**

Analisa dilakukan setelah simulasi dijalankan dengan nilai *input* berupa *inertial resistance* pada porous medium dengan nilai yang tertera pada perhitungan data sebelumnya. Hasil yang dianalisa secara kualitatif berupa kontur kecepatan, kontur tekanan dan streamline sedangkan untuk analisa secara kuantitatif berupa Urms, pressure recovery coefficient (Cpr), dan loss coefficient.

#### 4.4.1 Analisa secara kualitatif

##### 4.4.1.1 Perbandingan kontur kecepatan

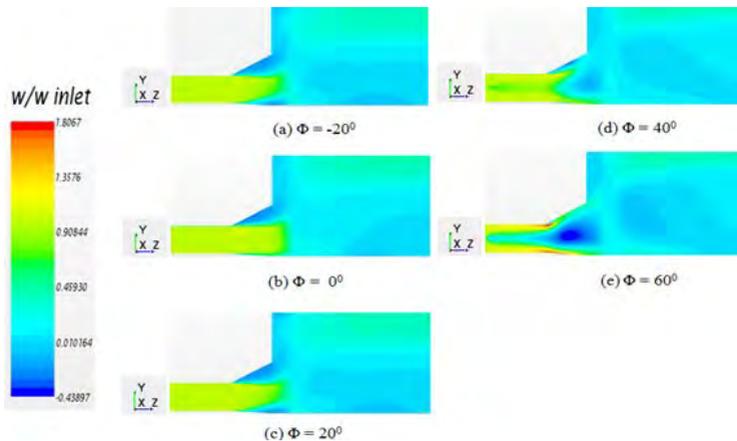


**Gambar 4.2** Kontur  $z$ -velocity dengan  $Re = 3,2 \times 10^6$  pada  $midspan$  ( $x=0$ )

Gambar 4.2 menunjukkan perbandingan kontur kecepatan antara  $swirl\ angle$   $0^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $-20^\circ$  pada  $x=0$ . Distribusi kecepatan pada  $z=0$  yang merupakan hasil simulasi. Terlihat bahwa kecepatan paling tinggi pada kelima variasi berada pada dinding atas tepat di awal pembesaran penampang. Dari gambar 4.2 terlihat bahwa separasi terjadi pada saat aliran mengalir didalam diffuser untuk  $swirl\ angle$   $0^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $-20^\circ$ . Daerah separasi terjadi pada bagian atas diffuser. Separasi terjadi karena momentum fluida tidak mampu lagi melawan *adverse pressure* yang terjadi. Dari gambar 4.2 terlihat bahwa semakin besar  $swirl\ angle$  maka daerah separasi semakin kecil. Daerah separasi paling besar terjadi pada aliran dengan  $swirl\ angle$   $0^\circ$  dan

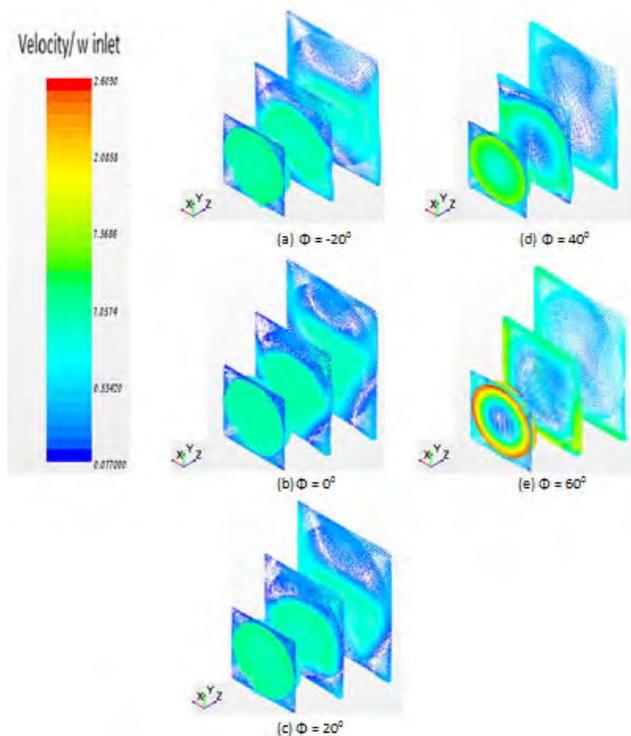
daerah separasi terkecil adalah pada aliran dengan *swirl angle*  $60^\circ$ . Maka dapat disimpulkan bahwa semakin besar *swirl angle* maka daerah separasi pada bagian dinding diffuser semakin kecil. Hal ini sesuai dengan teori bahwa aliran swirl dapat mengurangi daerah separasi. Pada *swirl angle*  $60^\circ$  terdapat daerah vakum di tengah diffuser. Hal ini diakibatkan karena kecepatan tangensial terlalu besar pada aliran dengan *swirl angle*  $60^\circ$  sehingga aliran akan cenderung memiliki kecepatan yang lebih besar pada dinding atau pada posisi dengan radius yang lebih besar.

Pada aliran dengan *swirl angle*  $-20^\circ$  dan  $20^\circ$  terjadi separasi pada bagian atas dan bawah diffuser. Pada bagian bawah diffuser terbentuk *vena contracta* yang diakibatkan karena pada saat melewati diffuser aliran bergerak ke arah tangensial positif sehingga aliran tidak memiliki momentum untuk melawan separasi yang terjadi pada bagian bawah diffuser. Pada *swirl angle*  $20^\circ$ , daerah separasi yang terjadi pada bagian bawah diffuser lebih kecil dibandingkan pada *swirl angle*  $-20^\circ$ .



**Gambar 4.3** Kontur *z-velocity*  $Re = 1,6 \times 10^6$  pada *midspan* ( $x=0$ )

Gambar 4.3 menunjukkan perbandingan kontur kecepatan antara *swirl angle*  $0^0$ ,  $20^0$ ,  $40^0$ ,  $60^0$ , dan  $-20^0$  pada *midsplan*  $x=0$  saat  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Dari gambar 4.2 dan 4.3 terlihat bahwa kontur kecepatan  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$  memiliki daerah separasi yang sama akan tetapi luas daerah separasi  $Re= 3,2 \times 10^6$  terlihat sedikit lebih besar pada bagian atas dan bawah diffuser. Hal ini terjadi karena pada  $Re$  yang lebih besar, aliran memiliki momentum yang lebih besar untuk melawan *adverse pressure*. Akan tetapi untuk aliran dengan *swirl angle*  $60^0$ , daerah vakum ditengah diffuser terlihat lebih besar pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ . Hal ini terjadi karena pada  $Re$  yang lebih besar aliran memiliki kecepatan yang lebih besar pada bagian dinding diffuser sehingga daerah vakum di tengah diffuser menjadi lebih besar. Kontur kecepatan antara  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$  juga memiliki perbedaan pada w/w inlet maksimum dan w/w inlet minimum pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ , nilai w/w inlet maksimum adalah 1,96 sedangkan untuk  $Re= 1,6 \times 10^6$ , nilai w/w inlet maksimum adalah 1,80. Untuk w/w inlet minimum, pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  bernilai -0,478 dan pada  $Re= 1,6 \times 10^6$  bernilai -0,438. Perbedaan ini diakibatkan karena berbedanya besar daerah separasi antara kondisi  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$ .

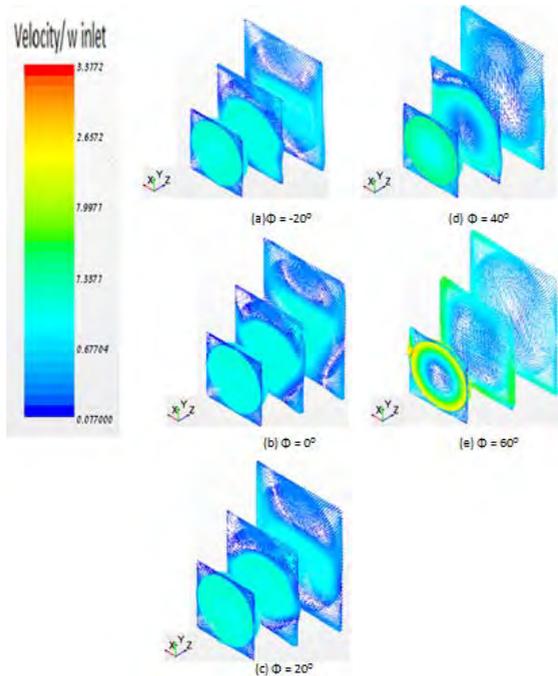


**Gambar 4.4** Kontur  $z$ -velocity  $Re= 3,2 \times 10^6$  disepanjang diffuser

**Gambar 4.4** merupakan kontur  $z$ -velocity pada bidang disepanjang diffuser pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ . Bidang yang pertama merupakan bidang pada inlet diffuser, bidang yang kedua merupakan bidang ditengah diffuser dan bidang yang ketiga merupakan bidang pada outlet diffuser. Dari gambar 4.4 dapat dilihat perubahan kontur  $z$ -velocity pada diffuser. Pada aliran dengan *swirl angle*  $-20^\circ$ ,  $0^\circ$ , dan  $20^\circ$  saat memasuki diffuser  $z$ -velocity masih merata sesuai dengan bentuk *upstream*. Kemudian terjadi separasi pada bagian atas diffuser saat aliran mengalir didalam diffuser. Hal ini diakibatkan karena momentum aliran tidak mampu melawan *adverse pressure* sehingga aliran terlepas

dari dinding diffuser dan akhirnya terjadi separasi. Daerah separasi semakin membesar ketika luas penampang semakin besar sampai pada bagian outlet diffuser yang diakibatkan karena *adverse pressure* semakin besar seiring dengan bertambahnya luasan. Pada aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$  terjadi separasi pada bagian bawah diffuser. Hal ini terjadi karena saat aliran memasuki diffuser, aliran sedang bergerak kearah atas diffuser, sehingga momentum aliran pada bagian bawah diffuser menjadi kecil. Karena momentum aliran pada bagian bawah diffuser sangat kecil sehingga tidak mampu melawan *adverse pressure* yang terjadi dan akhirnya terjadi separasi. Pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$ , saat memasuki diffuser, z-velocity masih merata sesuai dengan bentuk *upstream*. Kemudian saat aliran mengalir didalam diffuser terjadi separasi di bagian atas diffuser dan daerah berkecepatan rendah pada bagian tengah diffuser. Akan tetapi daerah separasi lebih kecil dibandingkan dengan *swirl angle*  $-20^0$ ,  $0^0$ , dan  $20^0$ . Hal ini dikarenakan momentum yang dimiliki aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  lebih besar dibandingkan dengan aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$ ,  $0^0$ , dan  $20^0$ .

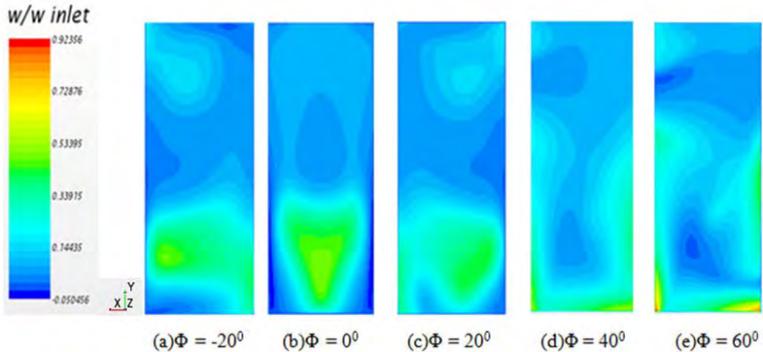
Ketika aliran menuju outlet diffuser, separasi di bagian atas diffuser mulai berkurang, akan tetapi daerah berkecepatan rendah ditengah diffuser semakin besar. Pada aliran dengan *swirl angle*  $60^0$ , saat memasuki diffuser, terdapat daerah berkecepatan rendah pada bagian tengah. Saat aliran melewati diffuser tidak terjadi separasi pada bagian atas diffuser akan tetapi z-velocity yang besar cenderung terdapat pada bagian mendekati dinding diffuser sehingga terdapat daerah berkecepatan rendah di bagian tengah diffuser dan daerah tersebut semakin besar seiring dengan bertambahnya luas penampang.



**Gambar 4.5** Kontur  $z$ -velocity  $Re= 1,6 \times 10^6$  disepanjang diffuser

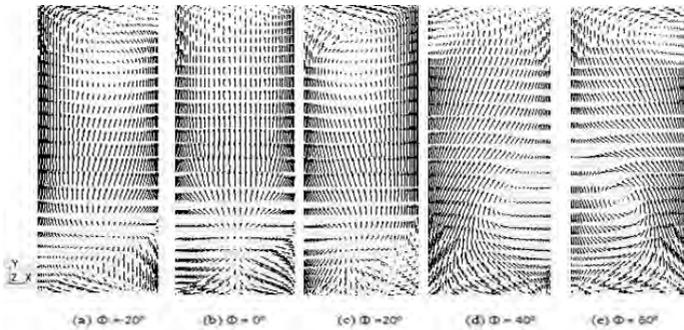
Gambar 4.5. merupakan kontur  $z$ -velocity pada bidang disepanjang diffuser pada  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Bidang yang pertama merupakan bidang pada inlet diffuser, bidang yang kedua merupakan bidang ditengah diffuser dan bidang yang ketiga merupakan bidang pada outlet diffuser. Antara  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$  lokasi daerah separasi sama akan tetapi luas daerah separasinya berbeda, yang dimana luas separasi pada  $Re= 1,6 \times 10^6$  lebih besar daripada full load. Hal ini terjadi karena pada  $Re$  yang lebih besar, aliran memiliki momentum yang lebih besar untuk melawan APG yang terjadi. Akan tetapi untuk aliran dengan swirl angle  $60^\circ$

#### 4.4.1.2 Perbandingan kontur kecepatan sebelum memasuki porous medium



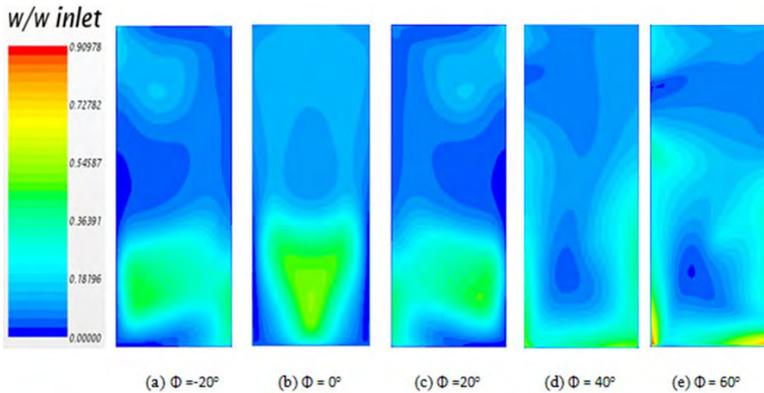
**Gambar 4.6** Kontur  $z$ -velocity  $Re = 3,2 \times 10^6$  sebelum memasuki porous medium

Gambar 4.6 merupakan kontur  $z$ -velocity pada  $Re = 3,2 \times 10^6$  sebelum memasuki modul. Dari gambar 4.6 dapat dilihat distribusi kecepatan aliran sebelum memasuki modul yaitu pada bidang dengan posisi 20 cm sebelum porous medium. Terlihat bahwa untuk *swirl angle*  $0^\circ$  aliran berpusat pada bagian tengah bidang dan secondary flow berada pada bagian. Untuk *swirl angle*  $20^\circ$ , aliran berpusat pada daerah sebelah kanan bidang sedangkan untuk *swirl angle*  $-20^\circ$  aliran berpusat pada daerah sebelah kanan bidang. Pada *swirl angle*  $40^\circ$  aliran berpusat pada sisi kanan, bawah dan kiri bidang dengan kecepatan yang rendah pada bagian tengahnya. Untuk *swirl angle*  $60^\circ$ , distribusi aliran hampir sama dengan *swirl angle*  $40^\circ$  yaitu aliran berpusat pada sisi kanan, bawah, dan kiri bidang dengan kecepatan yang rendah pada bagian tengahnya, hanya saja memiliki kecepatan yang lebih tinggi pada bagian sisi dan kecepatan yang lebih rendah pada bagian tengah bidang.



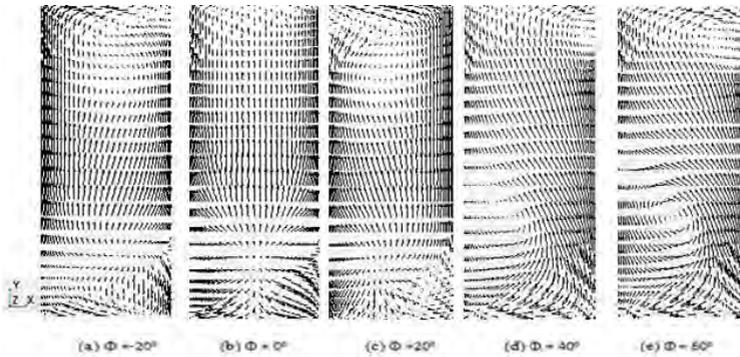
**Gambar 4.7** *Vector velocity* pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  sebelum memasuki porous medium

Gambar 4.7 menunjukkan arah aliran pada  $Re=3,2 \times 10^6$  sebelum memasuki porous medium. Dari gambar 4.7 terlihat *primary flow* dan *secondary flow*-nya. Pada *swirl angle*  $0^0$  terlihat bahwa *secondary flow* terletak pada bagian bawah bidang. *Secondary flow* tersebut dapat diakibatkan karena separasi. Sedangkan pada *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$ , *secondary flow* terletak pada bagian bawah dan atas bidang. *Secondary flow* tersebut dapat diakibatkan karena separasi. Pada *swirl angle*  $40^0$ , *secondary flow* terletak pada bagian kanan bidang. Pada *swirl angle*  $60^0$ , *secondary flow* terletak pada bagian kiri dan atas bidang. *Secondary flow* tersebut membentuk pusaran disebabkan karena daerah vakum pada aliran *swirl*. *Secondary flow* ini mengindikasikan terjadinya separasi atau daerah vakum yang dapat menyebabkan *losses*.



**Gambar 4.8** Kontur  $z$ -velocity pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  sebelum memasuki porous medium

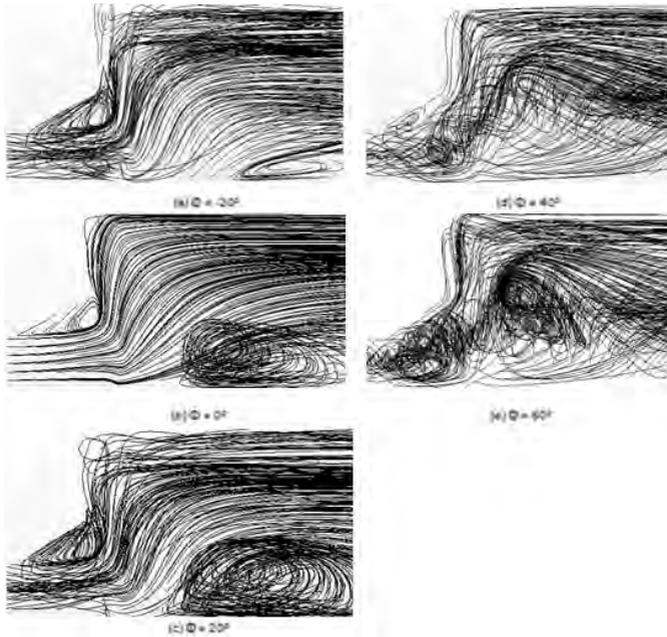
Gambar 4.8 merupakan kontur  $z$ -velocity pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  sebelum memasuki modul. Dari gambar 4.8 dapat dilihat distribusi kecepatan aliran sebelum memasuki modul yaitu pada bidang dengan posisi 20 cm sebelum porous medium. Terdapat sedikit perbedaan  $w/w \text{ inlet}$  maksimum dan  $w/w \text{ inlet}$  minimum pada  $Re = 3,2 \times 10^6$  dan  $Re = 1,6 \times 10^6$ . Pada  $Re = 3,2 \times 10^6$ , nilai  $w/w \text{ inlet}$  maksimum adalah 0,9235 sedangkan untuk  $Re = 1,6 \times 10^6$ , nilai  $w/w \text{ inlet}$  maksimum adalah 0,90978. Untuk  $w/w \text{ inlet}$  minimum, pada  $Re = 3,2 \times 10^6$  bernilai -0,05045 dan pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  bernilai 0. Hal tersebut mengindikasikan bahwa pada  $3,2 \times 10^6$  terjadi *back flow* saat sebelum memasuki porous medium. Hal ini dapat terjadi karena pada  $Re$  yang lebih besar, daerah vakum yang diakibatkan oleh *swirling flow* semakin besar karena memiliki momentum yang lebih besar untuk bergerak ke arah radius yang lebih besar.



**Gambar 4.9** *Vector velocity* pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  sebelum memasuki porous medium

Gambar 4.9 menunjukkan arah aliran pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  sebelum memasuki porous medium. Terlihat bahwa terdapat *secondary flow* pada setiap variasi *swirl angle*. Secara umum posisi *secondary flow* pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  hampir sama seperti  $Re = 3,2 \times 10^6$ . Akan tetapi pada *swirl angle*  $40^\circ$ , *secondary flow* terletak pada sebelah kiri bidang, hal tersebut berbeda dengan  $Re = 3,2 \times 10^6$ . Hal tersebut diakibatkan karena berbedanya kecepatan antara  $Re = 3,2 \times 10^6$  dan  $Re = 1,6 \times 10^6$  sehingga vektor kecepatan saat memasuki porous medium menjadi berbeda.

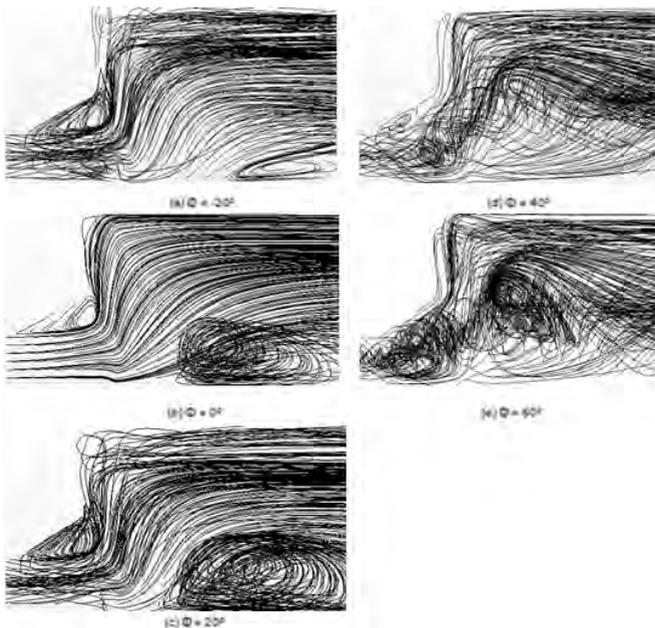
#### 4.4.1.3 Perbandingan *pathline*



**Gambar 4.10** *Velocity Pathline* pada midspan ( $x=0$ ) saat  $Re= 3,2 \times 10^6$

Gambar 4.10 merupakan *Velocity pathline* pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  untuk semua variasi yang dimana menunjukkan bentuk aliran swirl dengan perbedaan *swirl angle*. Pada *swirl angle*  $0^\circ$  terlihat bahwa aliran tidak memiliki swirl sama sekali. Untuk *swirl angle*  $-20^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $40^\circ$ , dan  $60^\circ$  alirannya memiliki swirl yaitu berputar secara radial disepanjang sumbu  $z$ , dengan *swirl intensity* semakin besar seiring dengan bertambahnya *swirl angle*. Pada *swirl angle*  $20^\circ$  terlihat bahwa aliran membentuk swirl pada bagian upstream sampai melewati diffuser. Pada saat saat melewati porous medium, swirl mengalami *decay* sehingga aliran sudah tidak berbentuk swirl lagi setelah keluar dari porous

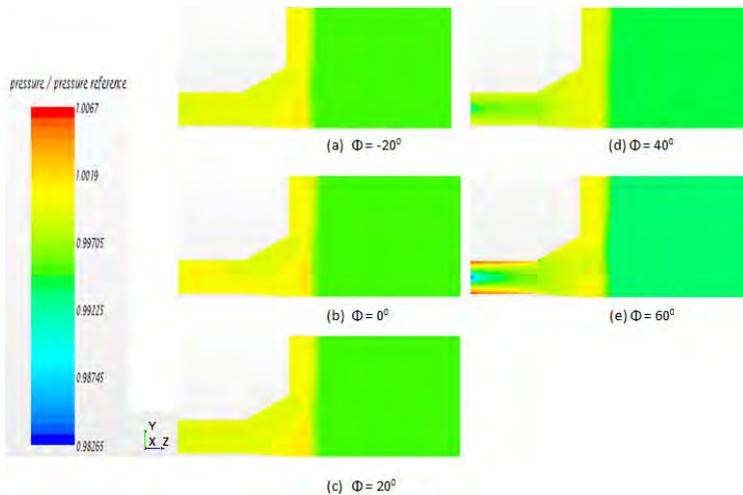
medium. Aliran dengan *swirl angle*  $-20^\circ$  hampir sama dengan aliran dengan *swirl angle*  $20^\circ$ , yaitu sama-sama terjadi *decay* pada saat melewati porous medium. Untuk *swirl angle*  $40^\circ$  aliran berbentuk swirl pada upstream sampai downstream. Aliran tidak mengalami *decay* pada saat melewati porous medium sehingga masih berbentuk swirl pada saat keluar dari porous medium. Hal ini dapat terjadi karena *swirl intensity* pada *swirl angle*  $40^\circ$  cukup besar sehingga mampu untuk melawan *inertial resistance* pada porous medium. Bentuk aliran pada *swirl angle*  $60^\circ$  hampir sama dengan aliran pada *swirl angle*  $40^\circ$  yaitu sama-sama tidak terjadi *decay* pada saat melewati porous medium, akan tetapi *swirl intensity* pada *swirl angle*  $60^\circ$  lebih besar daripada *swirl angle*  $40^\circ$ .



**Gambar 4.11** *Velocity Pathline* pada midspan ( $x=0$ ) saat  $Re= 1,6 \times 10^6$

Gambar 4.11 merupakan *velocity pathline* pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  untuk semua variasi yang dimana menunjukkan bentuk aliran swirl dengan perbedaan *swirl angle*. Jika dianalisa secara kualitatif, tidak ada perbedaan *pathline* yang signifikan antara  $Re = 3,2 \times 10^6$  dan  $Re = 1,6 \times 10^6$ . Yang dimana daerah separasi sama-sama terjadi pada bagian atas diffuser. Baik  $Re = 3,2 \times 10^6$  maupun  $Re = 1,6 \times 10^6$ , daerah separasi terbesar terjadi pada aliran dengan *swirl angle*  $0^\circ$  dan daerah separasi terkecil terjadi pada aliran dengan *swirl angle*  $60^\circ$ . Hal ini terjadi karena besar *swirl intensity* yang diindikasikan dengan *swirl number* besarnya sama antara  $Re = 3,2 \times 10^6$  dan  $Re = 1,6 \times 10^6$ .

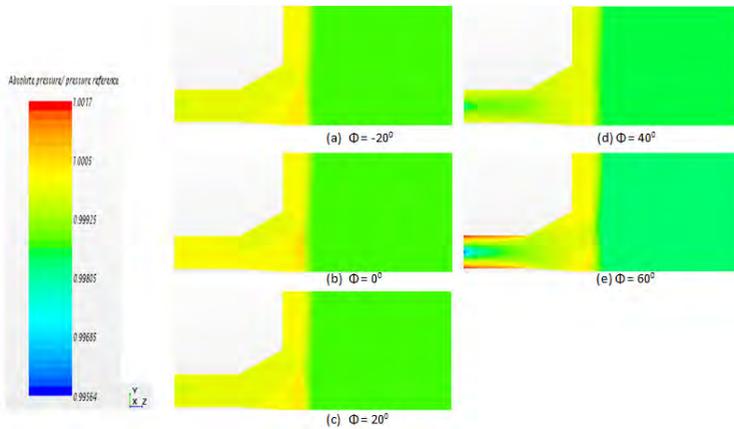
#### 4.4.1.4 Perbandingan *Pressure*



**Gambar 4. 12** Kontur tekanan absolut pada *midspan* ( $x=0$ ) saat  $Re = 3,2 \times 10^6$

Gambar 4.12 merupakan kontur tekanan pada  $Re = 3,2 \times 10^6$ . Pada Gambar 4.12 divisualisasikan perubahan tekanan pada

*midspan HRSG* ( $x=0$ ) dari kelima variasi *swirl angle*. Kenaikan tekanan terjadi pada aliran keluar *diffuser* (*inlet duct*) dan dilanjutkan dengan penurunan tekanan saat melewati *porous medium*. Kelima variasi *swirl angle* menunjukkan nilai distribusi tekanan yang berbeda. Pada aliran dengan *swirl angle*  $0^0$  terdapat tekanan yang rendah pada bagian atas *diffuser* dan peningkatan tekanan tidak terlalu signifikan saat aliran melewati *diffuser*. Untuk aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$  distribusi tekanan tidak jauh berbeda yaitu terdapat tekanan yang rendah pada bagian tengah *upstream* yang dikarenakan karena aliran berbentuk *swirl*. Pada *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$ , kenaikan tekanan saat melewati *diffuser* sudah cukup terlihat. Pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  terdapat tekanan rendah pada bagian tengah *upstream* karena aliran berbentuk *swirl* serta peningkatan tekanan saat melewati *diffuser* sangat jelas terlihat. Pada *swirl angle*  $60^0$  terdapat tekanan yang sangat rendah pada bagian tengah *upstream*, lebih rendah daripada aliran dengan *swirl angle*  $-20$ ,  $20$ , dan  $40$ . Hal ini terjadi karena pada aliran dengan *swirl angle*  $60^0$  memiliki *swirl intensity* yang paling besar. Pada aliran dengan *swirl angle*  $60^0$  juga terlihat peningkatan tekanan yang sangat jelas saat melewati *diffuser*. Pada aliran dengan *swirl angle*  $60^0$  juga terlihat bahwa pada *upstream*, tekanan yang besar terdapat pada dekat dinding. Hal ini diakibatkan karena untuk aliran *swirl*, tekanan yang tinggi terdapat pada jari-jari aliran yang besar dan sebaliknya tekanan yang rendah terdapat pada jari-jari aliran yang kecil. Tekanan yang tinggi pada *upstream* juga diakibatkan karena aliran menabrak dinding *upstream*. Hal ini diakibatkan karena kecepatan tangensial pada *swirl*  $60^0$  terlalu besar.



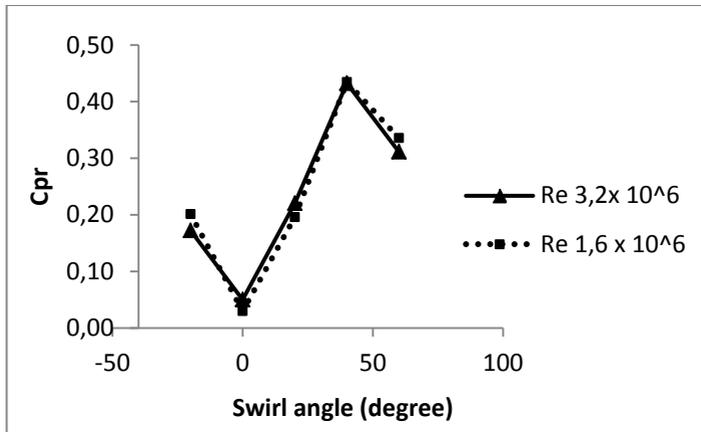
**Gambar 4.13** Kontur tekanan absolut pada *midspan* ( $x=0$ ) saat  $Re= 1,6 \times 10^6$

Gambar 4.13 merupakan kontur tekanan pada  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Kontur tekanan pada  $Re= 1,6 \times 10^6$  menyerupai bentuk kontur tekanan pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  di semua variasi *swirl angle*. Akan tetapi terdapat sedikit perbedaan *pressure/pressure reference* maksimum dan *pressure/pressure reference* minimum pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ , nilai *pressure/pressure reference* adalah 1,0017 sedangkan untuk  $Re= 1,6 \times 10^6$ , nilai *pressure/pressure reference* adalah 1,0067. Untuk *w/w* inlet minimum, pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  bernilai -0,98265 dan pada  $Re= 1,6 \times 10^6$  bernilai 0,99564.

#### 4.4.2. Analisa Secara Kuantitatif

##### 4.4.2.1 Perbandingan Cpr

Untuk mengetahui performa dari suatu *diffuser* digunakan nilai *pressure recovery coefficient* ( $Cpr$ ) yang dihasilkan. Semakin besar  $Cpr$  yang dihasilkan, maka performa dari *diffuser* semakin baik. Gambar 4. Merupakan grafik perbandingan antara  $Cpr$  pada kondisi  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Cpr$  pada  $Re= 1,6 \times 10^6$



Gambar 4.14 Grafik perbandingan Cpr pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$

Dari gambar 4.14 Dilihat bahwa pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ , pressure recovery coefficient (Cpr) terkecil didapatkan pada aliran dengan *swirl angle*  $0^0$  dengan pressure recovery coefficient (Cpr) sebesar 0,05 . Pressure recovery coefficient (Cpr) semakin besar pada *swirl angle*  $20^0$ ,  $-20^0$ , dan  $40^0$ . Pressure recovery coefficient (Cpr) terbesar didapatkan pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  yaitu sebesar 0,43. Pada *swirl angle*  $60^0$ , pressure recovery coefficient (Cpr) turun yaitu sebesar 0,31. Hal ini menunjukkan bahwa pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ , aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  memiliki performa terbaik diantara kelima variasi karena memiliki nilai Cpr tertinggi.

Aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  memiliki Cpr lebih besar karena pada *swirl angle*  $40^0$  luas separasinya lebih kecil daripada aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$ ,  $0^0$ , dan  $20^0$ , bisa dilihat dari kontur kecepatan pada gambar 4.2 dan 4.3. Untuk *swirl angle*  $60^0$ , walaupun nilai luasan separasinya lebih kecil daripada *swirl angle*  $40^0$  akan tetapi pada *swirl angle*  $60^0$  terbentuk daerah vakum yang cukup besar pada bagian tengah diffuser. Hal ini menyebabkan

luasan efektif diffuser menjadi berkurang sehingga mempengaruhi performa diffuser.

Pada  $Re = 3,2 \times 10^6$ , besar Cpr pada *swirl angle*  $20^0$  dan *swirl angle*  $-20^0$  terdapat sedikit perbedaan, dimana pada *swirl angle*  $20^0$  nilai Cpr-nya sebesar 0,22 dan pada *swirl angle*  $-20^0$  nilai Cprnya sebesar 0,17. Hal tersebut menunjukkan bahwa terdapat perbedaan pada performa diffuser antara *swirl angle*  $20^0$  dengan  $-20^0$  untuk  $Re = 3,2 \times 10^6$  yang dimana aliran dengan *swirl angle*  $20^0$  memiliki performa lebih baik dibandingkan dengan aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$  karena memiliki nilai Cpr yang lebih tinggi.

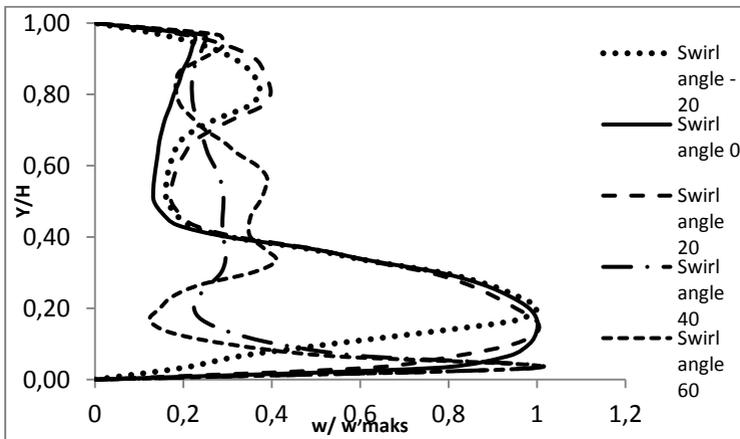
Untuk  $Re = 1,6 \times 10^6$ , pressure recovery coefficient (Cpr) terkecil didapatkan pada aliran dengan *swirl angle*  $0^0$  dengan pressure recovery coefficient (Cpr) sebesar 0,03. Pressure recovery coefficient (Cpr) semakin besar seiring bertambahnya *swirl angle* yaitu pada *swirl angle*  $-20^0$ ,  $20^0$ , dan  $40^0$ . Pressure recovery coefficient (Cpr) terbesar didapatkan pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  yaitu sebesar 0,435. Pada *swirl angle*  $60^0$ , pressure recovery coefficient (Cpr) lebih kecil daripada *swirl angle*  $40^0$ . Hal ini diakibatkan karena pada *swirl angle*  $60^0$  terdapat daerah vakum yang cukup besar pada bagian tengah diffuser, sama seperti pada full load. Hal ini menunjukkan bahwa pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  memiliki performa terbaik diantara kelima variasi karena memiliki nilai Cpr tertinggi.

Pada  $Re = 1,6 \times 10^6$ , besar Cpr pada *swirl angle*  $20^0$  dan *swirl angle*  $-20^0$  tidak terdapat perbedaan, dimana pada *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$  nilai Cpr-nya sebesar 0,2. Hal tersebut menunjukkan bahwa tidak terdapat perbedaan pada performa diffuser antara *swirl angle*  $20^0$  dengan  $-20^0$  pada  $Re = 1,6 \times 10^6$ .

Terdapat perbedaan nilai Cpr antara  $Re = 3,2 \times 10^6$  dan  $Re = 1,6 \times 10^6$ . Dari gambar 4.11 terlihat bahwa grafik Cpr pada

$Re = 3,2 \times 10^6$  secara umum lebih besar daripada  $Re = 1,6 \times 10^6$ . Hal ini diakibatkan karena pada  $Re$  yang lebih tinggi, aliran memiliki momentum yang lebih tinggi sehingga dapat melawan *adverse pressure* yang terjadi. Hal ini mengakibatkan luasan separasi pada  $Re = 3,2 \times 10^6$  lebih kecil daripada  $Re = 1,6 \times 10^6$ . Untuk swirl angle  $60^\circ$ , semakin besar  $Re$  maka daerah vakum dibagian tengah diffuser akan semakin besar. Hal ini terjadi karena aliran memiliki momentum yang lebih besar untuk bergerak mendekati dinding diffuser.

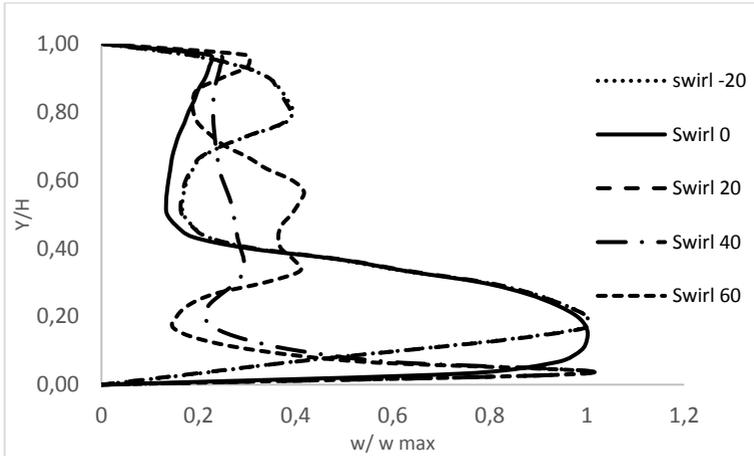
#### 4.4.2.2 Perbandingan Urms



**Gambar 4.15** Grafik distribusi kecepatan axial sebelum memasuki porous medium pada  $Re = 3,2 \times 10^6$

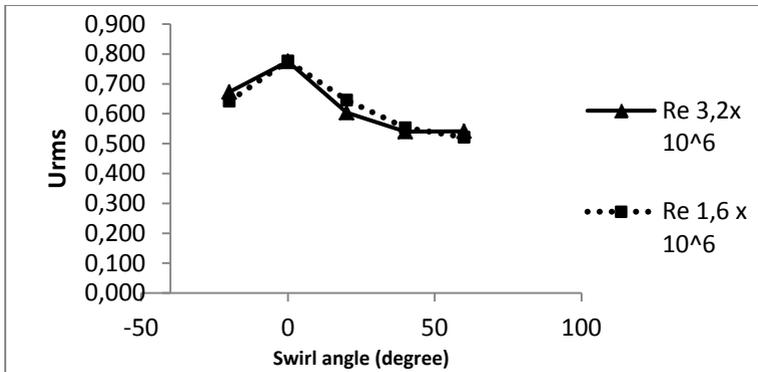
Dari gambar 4.15 terlihat bahwa kecepatan pada *swirl angle*  $0^\circ$  memiliki variasi yang besar disepanjang sumbu  $y/H$ . Pada *swirl angle*  $-20^\circ$  dan  $20^\circ$  juga terlihat bahwa variasi kecepatannya besar disepanjang sumbu  $y/H$ . Pada *swirl angle*  $40^\circ$  barulah terlihat bahwa variasi kecepatannya kecil disepanjang sumbu  $y/H$  dengan  $w/w_{maks}$  berpusat pada nilai 2,5. Variasi

kecepatan pada *swirl angle*  $60^0$  juga terlihat kecil disepanjang sumbu  $y/H$  dengan  $w/w$  maks berpusat pada nilai 3.



**Gambar 4.16** Grafik distribusi kecepatan axial sebelum memasuki porous medium pada  $Re = 1,6 \times 10^6$

Dari gambar 4.16 terlihat bahwa kecepatan pada *swirl angle*  $0^0$  memiliki variasi yang besar disepanjang sumbu  $y/H$ . Pada *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$  juga terlihat bahwa variasi kecepatannya besar disepanjang sumbu  $y/H$ . Pada *swirl angle*  $40^0$  barulah terlihat bahwa variasi kecepatannya kecil disepanjang sumbu  $y/H$  dengan  $w/w$  maks berpusat pada nilai 3. Variasi kecepatan pada *swirl angle*  $60^0$  juga terlihat kecil disepanjang sumbu  $y/H$  dengan  $w/w$  maks berpusat pada nilai 3.



**Gambar 4.17** Grafik perbandingan Urms pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$

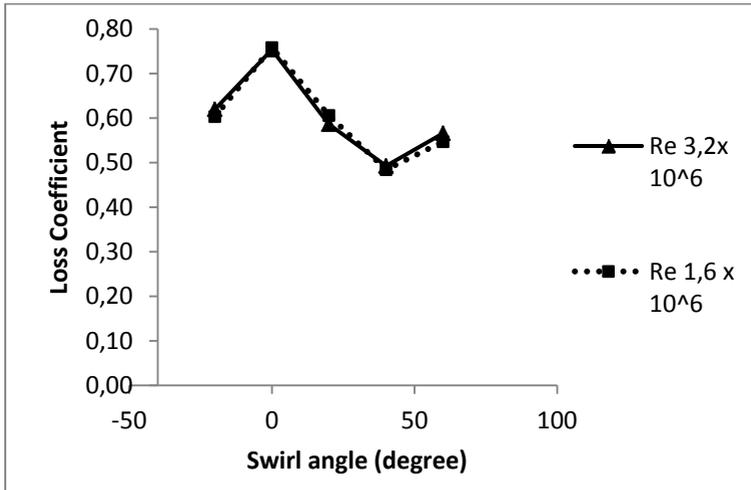
Gambar 4.17 Merupakan grafik yang menunjukkan nilai Urms, secara kuantitatif pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Semakin besar Urms menunjukkan bahwa nilai variasi kecepatan semakin besar dan itu berarti *uniformity* semakin buruk. Pada  $Re= 3,2 \times 10^6$ , nilai Urms terbesar terdapat pada *swirl angle*  $0^0$ . Pada *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$  terdapat sedikit perbedaan pada nilai Urms yang dimana nilai Urms pada *swirl angle*  $20^0$  lebih kecil daripada *swirl angle*  $-20^0$ . Karena nilai Urms pada *swirl angle*  $20^0$  lebih kecil daripada  $-20^0$  maka *uniformity* pada *swirl angle*  $20^0$  lebih baik daripada *swirl angle*  $-20^0$ . Nilai Urms terkecil terdapat pada *swirl angle*  $40^0$  dan untuk *swirl angle*  $60^0$  nilai Urms-nya lebih tinggi daripada *swirl angle*  $40^0$ . Hal ini bisa terjadi karena pada *swirl angle*  $60^0$ , terdapat daerah vakum pada bagian tengah diffuser yang cukup besar, walaupun memiliki momentum yang lebih besar dibandingkan *swirl angle*  $40^0$ . Oleh karena itu, pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  nilai *uniformity* terbaik adalah pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  dan nilai *uniformity* terburuk adalah aliran dengan *swirl angle*  $0^0$ .

Pada  $Re= 1,6 \times 10^6$ , untuk *swirl angle*  $0^0$ , sama halnya dengan  $Re= 3,2 \times 10^6$ , nilai Urms terbesar terdapat pada *swirl*

*angle* 0°. Pada *swirl angle* -20° dan 20° terdapat sedikit perbedaan pada nilai Urms yang dimana nilai Urms pada *swirl angle* 20° lebih kecil daripada *swirl angle* -20°. Karena nilai Urms pada *swirl angle* 20° lebih kecil daripada -20° maka *uniformity* pada *swirl angle* 20° lebih baik daripada *swirl angle* -20°. Nilai Urms terus mengecil pada *swirl angle* 40° dan 60°. Nilai Urms terkecil terdapat pada *swirl angle* 60°. Hal ini bisa terjadi karena pada *swirl angle* 60° memiliki momentum yang cukup besar untuk melawan separasi pada diffuser dan *sudden enlargement*. Oleh karena itu, pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  nilai *uniformity* terbaik adalah pada aliran dengan *swirl angle* 60° dan nilai *uniformity* terburuk adalah aliran dengan *swirl angle* 0°.

Terdapat perbedaan nilai Urms pada  $Re = 3,2 \times 10^6$  dan  $Re = 1,6 \times 10^6$ , yang dimana nilai Urms terkecil pada  $Re = 3,2 \times 10^6$  terdapat pada aliran dengan *swirl angle* 40° sedangkan pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  terdapat pada aliran dengan *swirl angle* 60°. Hal ini diakibatkan karena pada *swirl angle* 60° kecepatan alirannya cenderung lebih berpusat pada radius yang lebih besar saat melewati diffuser sehingga terdapat daerah vakum pada bagian tengah diffuser. Karena momentum fluida pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  lebih kecil daripada  $Re = 3,2 \times 10^6$ , maka aliran pada  $Re = 1,6 \times 10^6$  luas daerah vakum pada bagian tengah diffuser lebih kecil daripada  $Re = 3,2 \times 10^6$  walaupun luas separasinya sedikit lebih besar.

#### 4.4.2.4 Perbandingan *Loss Coefficient*



**Gambar 4.18** Grafik Perbandingan *Loss Coefficient* pada  $Re=3,2 \times 10^6$  dan  $Re=1,6 \times 10^6$

Gambar 4.18 Merupakan grafik perbandingan loss coefficient pada  $Re=3,2 \times 10^6$  dan  $Re=1,6 \times 10^6$ . *Loss coefficient* yang dimaksud merupakan *loss coefficient* pada saat aliran melewati diffuser sampai sesaat sebelum melewati porous medium. Pada kondisi  $Re=3,2 \times 10^6$ , *loss coefficient* tertinggi terdapat pada aliran dengan *swirl angle*  $0^0$ . Untuk *swirl angle*  $-20^0$  dan  $20^0$ , *loss coefficient*-nya lebih kecil dibandingkan *swirl angle*  $0^0$ . Terdapat sedikit perbedaan nilai *loss coefficient* pada aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$  dan *swirl angle*  $20^0$  yang dimana *swirl angle*  $20^0$  memiliki *loss coefficient* lebih kecil. Untuk *swirl angle*  $40^0$ , *loss coefficient*-nya sebesar 0,49 dan untuk *swirl angle*  $60^0$ , *loss coefficient*-nya lebih besar dari pada *swirl angle*  $40^0$ . *Loss coefficient* terkecil terdapat pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$ . Hal ini disebabkan karena pada *swirl angle*  $40^0$ , daerah separasi pada bagian atas diffuser sangat kecil dan daerah vakum pada bagian tengah diffuser sangat kecil dibandingkan dengan *swirl*

*angle*  $60^0$  sehingga daerah efektif diffuser pun menjadi besar. Dapat disimpulkan bahwa performa diffuser terbaik pada  $Re=3,2 \times 10^6$  terdapat pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  karena semakin kecil *loss coefficient* maka akan semakin baik performa dari diffuser.

Untuk  $Re=1,6 \times 10^6$ , *loss coefficient* tertinggi terdapat pada aliran dengan *swirl angle*  $0^0$ . Untuk *swirl angle*  $-20^0$  dan *swirl angle*  $20^0$ , *loss coefficient*-nya lebih kecil daripada *swirl angle*  $0^0$ . Karena perbedaan nilai *loss coefficient* pada aliran dengan *swirl angle*  $-20^0$  dan *swirl angle*  $20^0$  sangat kecil, maka dapat disimpulkan bahwa tidak ada perbedaan *loss coefficient* yang berarti antara *angle*  $-20^0$  dan *swirl angle*  $20^0$  pada  $Re=1,6 \times 10^6$ . Untuk *swirl angle*  $40^0$ , *loss coefficient*-nya sebesar 0,48 dan untuk *swirl angle*  $60^0$ , *loss coefficient*-nya sebesar 0,55. *Loss coefficient* terkecil terdapat pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$ . Dapat disimpulkan bahwa performa diffuser terbaik untuk  $Re=1,6 \times 10^6$  terdapat pada aliran dengan *swirl angle*  $40^0$  karena memiliki *loss coefficient* terkecil.

Terdapat sedikit perbedaan nilai *loss coefficient* antara  $Re=3,2 \times 10^6$  dan  $Re=1,6 \times 10^6$ . Hal ini dapat dilihat pada gambar 4.19 yang dimana grafik  $Re=3,2 \times 10^6$  pada *swirl angle*  $0^0$  dan  $20^0$  lebih besar dibandingkan  $Re=1,6 \times 10^6$ . Hal ini dapat terjadi karena pada  $Re$  yang lebih tinggi momentumnya alirannya lebih besar sehingga daerah separasinya pun akan semakin kecil. Akan tetapi untuk aliran *swirl*, semakin besar momentumnya maka daerah vakum ditengah aliran akan semakin besar. Jika pengurangan daerah separasi tidak sebanding dengan penambahan daerah vakum maka *loss coefficient* akan semakin besar. Hal inilah yang mengakibatkan *loss coefficient* pada  $Re=3,2 \times 10^6$  lebih besar daripada  $Re=1,6 \times 10^6$  untuk *swirl angle*  $40^0$  dan  $60^0$ .

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari simulasi yang dilakukan untuk membandingkan aliran dengan swirl angle  $-20^0$ ,  $0^0$ ,  $20^0$ ,  $40^0$ , dan  $60^0$  pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  dan  $Re= 1,6 \times 10^6$  dapat disimpulkan bahwa:

1. *Swirl angle* mempunyai pengaruh signifikan terhadap karakteristik aliran diantaranya ialah dapat mengurangi daerah separasi pada diffuser dan juga dapat menimbulkan daerah vakum di tengah aliran. Yang dimana semakin besar *swirl angle* maka daerah separasinya semakin kecil dan daerah vakum akan semakin besar.
2. Secara keseluruhan, aliran dengan swirl angle  $40^0$  merupakan yang terbaik untuk digunakan pada HRSG yang digunakan pada penelitian ini. Hal ini terlihat dari nilai Cpr pada swirl angle  $40^0$  merupakan yang terbesar baik pada kondisi  $Re= 3,2 \times 10^6$  maupun  $Re= 1,6 \times 10^6$ . Serta dari nilai RMS, dan loss coefficient pada swirl angle  $40^0$  merupakan yang terkecil pada  $Re= 3,2 \times 10^6$  yang dimana semakin kecil nilai RMS dan *loss coefficient* maka akan semakin baik.
3. Terdapat perbedaan karakteristik aliran pada  $Re=3,2 \times 10^6$  antara *swirl angle*  $-20^0$  dan *swirl angle*  $20^0$ . Hal tersebut terlihat dari nilai Cpr yang lebih besar dan nilai RMS serta *loss coefficient* yang lebih kecil pada swirl angle  $20^0$ . Akan tetapi tidak ada perbedaan karakteristik aliran pada  $Re=1,6 \times 10^6$  antara *swirl angle*  $-20^0$  dan *swirl angle*  $20^0$ . Hal tersebut terlihat dari nilai Cpr, RMS dan *loss coefficient* yang hampir sama.
4. Perbedaan bilangan Reynolds (kondisi pengoperasian) berpengaruh terhadap nilai Cpr, RMS dan *loss coefficient* yang didapatkan. Hal tersebut terbukti dari nilai Cpr yang

secara umum lebih besar serta RMS dan *loss coefficient* yang lebih kecil pada  $Re = 3,2 \times 10^6$ .

## DAFTAR PUSTAKA

- Ameri , Muhammad. 2013. “The CFD Modeling of Heat Recovery Steam Inlet Duct”. Power and Water University of Technology, Iran.
- De Jonge, Paul. 2012. “*Design study for the measurement section & diffuser optimisation for the TU Delft cavitation tunnel*”. Delft University of Technology, Belanda.
- Escue , Andrew. and Jie Cui. 2009. “*Comparison of turbulence models in simulating swirling pipe flows*”. Tennessee Technological University, USA.
- Fox, Robert W. and Mc Donald, Alan T. 1998. “*Introduction to Fluid Mechanics*”, Fifth Edition. Purdue University, New York : John Wiley and Sons.
- Gross, Herbert , Hannfried Zügge, Martin Peschka, and Fritz Blechinger. 2007. “*Manual Handbook of HRSG*”, John Wiley and Sons.
- Ha, H., Woorak Choi, Sang Joon Lee. 2004. “*Beneficial Fluid-dynamic Features of Pulsatile Swirling Flow in 45<sup>0</sup> End-to-side Anastomosis*”. Pohang University of Science and Technology .Korea
- Hegde, N , Han, I , Lee, T.W , Roy, R.P. 2007. “*Flow and Heat Transfer in Heat Recovery Steam Generators*”. Transactions of the ASME.
- Islek, Akay A. 2004. “*The Impact of Swirl in Turbulent Pipe Flow*”. Georgia Institute of Technology, Georgia.

- Lee, B. E., S.B Kwon, C. S. Lee . 2002.”*On the Effect of Swirl Flow of Gas Turbine Exhaust Gas in an Inlet Duct of Heat Recovery Steam Generator*”. Kyungpook National University, South Korea.
- Okhio, C. B., H.P Horton, and G. Langert . 1983.” *Effect of Swirl on Flow of Gas Turbine Exhaust Gas in an Inlet Duct of Heat Recovery Steam Generator*”.Queen Mary Collage, London.
- Okhio, C. B., H.P Horton, and G. Langert . 1985.”*The Calculation of Turbulent Swirling Dlow Through Wide Angle Conical Diffusers and The Associated Dissipative Losses*”.Queen Mary Collage, London.
- Patil, Niyati, Mukund, Kavade, and Patil, Amol. 2012.”*Study of Gas Flow Separation and Performance of Wide Angle Diffuser*”. Rajarambapu institute of Technology, India.
- Setyanto, Daud Gani. 2014.”Komparasi Model Turbulensi Pada Heat Recovery Steam Generator”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Wang, Yi-Chun. 2007.”*Loss Characteristics and Flow Rectification Property of Diffuser for Micropump Applications*”. National Cheng Kung University, Taiwan.
- Wardhana, Bayu. 2014.”Komparasi Panjang Diffuser Pada Heat Recovery Steam Generator”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- White, Frank M.,2001. Fluid Mechanics, 4<sup>th</sup> edition. McGraw Hill, New York.

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Bogor, 8 Juli 1993. Merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SDN Semplak 2 Bogor, SMP Negeri 1 Bogor dan SMA Negeri 1 Bogor. Pada tahun 2011 setelah lulus SMA, penulis mendapat kesempatan untuk melanjutkan studinya di Jurusan Teknik Mesin, FTI, ITS Surabaya.

Di Jurusan Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi sebagai bahasan Tugas Akhir. Selama masa kuliah penulis telah mengikuti berbagai macam seminar, pelatihan dan workshop mengenai berbagai macam ketrampilan untuk meningkatkan soft skill dan hard skill. Penulis juga aktif dalam kegiatan di dalam lingkungan kampus seperti menjadi anggota Badan Eksekutif Mahasiswa ITS, anggota Himpunan Mahasiswa Mesin ITS, dan asisten praktikum laboratorium mekanika fluida.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, silakan menyampaikan melalui email [fajar.herlandya@gmail.com](mailto:fajar.herlandya@gmail.com).