



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**ANALISIS ALIRAN PADA SUDU KOMPRESOR  
SENTRIFUGAL TURBIN GAS MIKRO PROTO X-1**

**TESIS**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik  
(M.T)**

**STEVEN DARMAWAN  
0906496232**

**FAKULTAS TEKNIK  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
PROGRAM MAGISTER  
DEPOK  
JUNI 2011**

## **PERNYATAAN ORISINALITAS**

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

Nama : Steven Darmawan

NPM : 0906496232

Tanda Tangan :

Tanggal : 27 Juni 2011

## HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh :  
Nama : Steven Darmawan  
NPM : 0906496232  
Departemen : Teknik Mesin  
Judul Tesis : Analisis Aliran Pada Sudu Kompresor Sentrifugal  
Turbin Gas Mikro Proto X-1

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

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara ( )  
Penguji : Prof. Dr. Ir. Budiarmo M.Eng ( )  
Dr. Ir. Engkos Achmad Kosasih M.T. ( )  
Ir. Warjito M.Sc., Ph.D ( )

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 27 Juni 2011

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya lah akhirnya laporan tesis ini dapat penulis selesaikan. Penulisan laporan tesis ini dilakukan sebagai salah satu syarat untuk mengikuti sidang tesis sebagai syarat demi mencapai gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwa masih terdapat banyak kekurangan pada tulisan ini. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan dari berbagai pihak.

Dalam kesempatan ini penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu:

1. Kedua orang tua dan kakak penulis, dr. Stefanie Agustine yang telah memberikan bantuan dan dukungan baik material maupun moral.
2. Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan banyak waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan laporan tesis ini.
3. Dr. A. Indra Research Group atas izin penggunaan perangkat lunak CFD50F.
4. Laboratorium Mekanika Fluida – Departemen Teknik Mesin – FTUI atas penggunaan perangkat lunak SolidWorks 2010.
5. Sahabat yang telah banyak membantu dalam penyusunan dan penyelesaian laporan tesis ini.
6. Berbagai pihak yang telah banyak membantu yang tidak dapat disebutkan satu per satu.

Akhir kata penulis berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Jakarta, Juni 2011

Penulis

Steven Darmawan

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI  
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

---

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

Nama : Steven Darmawan

NPM : 0906496232

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Tesis

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksekutif** (*Non Royalty-Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

**“Analisis Aliran Pada Sudu Kompresor Sentrifugal  
Turbin Gas Mikro Proto X-1”**

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Jakarta

Pada Tanggal : 27 Juni 2011

Yang menyatakan,

(Steven Darmawan)

## ABSTRAK

Nama : Steven Darmawan  
Departemen : Teknik Mesin  
Judul : Analisis Aliran Pada Sudu Kompresor Sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-1

*Turbin gas mikro (MGT) merupakan salah satu alternatif pembangkit daya dengan daya dibawah 200 kW untuk mengatasi kebutuhan energi yang semakin meningkat. Dalam satu dekade terakhir, MGT telah diproyeksikan sebagai salah satu sistem pembangkit daya maupun termal yang prospektif, secara teknis, dimensi, biaya, dan lingkungan. Dari berbagai komponen pada turbin gas, kompresor merupakan salah satu komponen yang berperan sangat penting karena mensuplai udara pembakaran. Rancang bangun dilakukan terhadap prototype MGT GT85-2, dengan menggunakan turbocharger Garrett TA31 sebagai komponen mesin turbo. Kompresor TA31 memiliki jumlah full blade 6 buah, spliter blade 6 buah, diameter inducer dan exducer masing-masing 47,4 mm dan 74,9 mm, serta sudut alir relatif inlet dan outlet masing-masing 32,64° dan 26,5° yang didapatkan melalui metode reverse engineering. Berdasarkan data ini, parameter-parameter unjuk kerja kompresor, yaitu: rasio tekanan, Mach Number, laju alir massa dan volume, serta kecepatan sudu dapat diketahui dengan metode teoritis. Selanjutnya, metode CFD digunakan untuk mengetahui pola alir kecepatan pada permukaan meridional antara full dan spliter blade. Pada simulasi CFD selanjutnya, radius spliter blade divariasikan menjadi 3 buah, yaitu radius standar 26.75mm, variasi a 25.68mm, dan variasi b 27.82 mm untuk masing-masing putaran poros uji (7480 rpm, 8002 rpm, 8892 rpm, 11820 rpm, dan 13000 rpm). Hasil simulasi dengan menggunakan CFDSOF<sup>®</sup> menunjukkan bahwa penggunaan spliter blade dengan variasi a menurunkan kecepatan sudu sebesar 0.37% secara rata-rata dan variasi b akan meningkatkan kecepatan sudu pada setiap putaran poros uji secara rata-rata sebesar 0.04% terhadap penggunaan spliter blade standar. Verifikasi hasil simulasi CFD terhadap hasil perhitungan teoritis menunjukkan bahwa terdapat perbedaan nilai rata-rata sebesar 8.22% untuk kompresor uji dengan spliter blade standar. Analisa terhadap hasil pengujian menunjukkan bahwa kompresor bekerja dengan kecepatan di bawah spesifikasinya.*

**Kata kunci:** CFD, MGT, kompresor sentrifugal, reverse engineering, verifikasi.

## ABSTRACT

Name : Steven Darmawan  
Departement : Mechanical Engineering  
Title : Flow Analysis In a Centrifugal Compressor Blade Of a Micro Gas Turbine Proto X-1

*To meet increased energy demand, Micro Gas Turbine (MGT) has become an alternative power source for power less than 200kW. On the last decade, MGT has been projected as a prospective power and thermal source in technical, dimension, cost, and environmental aspects. Prototype design of MGT GT85-2 has been done with the use of Garrett TA31 turbocharger as the turbomachine component. In gas turbine, compressor is a very important component for combustion air supply. The TA31 compressor consist of 6 full blades and 6 spliter blades with inducer and exducer diameter respectively 47.4 mm and 74.9 mm. Blade relative angle 32.64 degree inlet and 26.5 degree outlet angle was found from reverse engineering method, 3D scanning. Based on 3D scan output, compressor performance parameters, such as pressure ratio, Mach number, mass and volume flow rate has been found theoretically. Furthermore, CFD method used to understand the flow in meridional surface between full and splitter blade. Further CFD simulation varying the radius of splitter blade in 3 vaiant: standard radius 26.75mm, variation a 25.68mm, and variation b 27.82 mm for each testing speed (7480 rpm, 8002 rpm, 8892 rpm, 11820 rpm, dan 13000 rpm). CFD simulation done with CFDSOF<sup>®</sup> shows that the a variant radius decreased the blade speed of 0.37% on average compared to standard radius. Meanwhile the b variant increased the blade speed of 0.04% on average, compared to standard radius. Verification of the blade speed between CFD simulation result with theoretical results for standard radius showed that the CFD results are 8.22% lower on average. Analysis of the test result indicated that compressor operates at lower speed than specified.*

**Keywords:** CFD, MGT, centrifugal compressor, reverse engineering, verification.

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI .....	v
ABSTRAK.....	vi
<i>ABSTRACT</i> .....	vii
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL.....	xv
DAFTAR LAMPIRAN .....	xvi
DAFTAR SIMBOL.....	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Permasalahan .....	3
1.3 Tujuan Peneliatian .....	3
1.4 Batasan Peneliatian .....	3
BAB 2 KAJIAN LITERATUR.....	5
2.1 Perkembangan turbin Gas .....	5
2.2 Definisi Turbin Gas .....	8
2.3 Turbomachine.....	9
2.4 Turbocharger.....	16



2.4.1 Mekanisme Turbocharger .....	16
2.4.2 Sistem Pelumasan dan Pendinginan Pada turbocharger .....	17
2.4.3 Unjuk Kerja Turbocharger .....	18
2.5 Siklus Kerja Turbin Gas .....	20
2.6 Micro Gas Turbine .....	22
2.7 Komponen Turbin Gas .....	24
2.7.1 Kompresor .....	25
2.7.2 Ruang Bakar .....	31
2.7.3 Turbin .....	32
2.8 Two Shaft Gas Turbine GT85-2 .....	34
2.9 Reverse Engineering .....	34
2.10 Computational Fluid Dynamics.....	35
2.11 Verifikasi dan Validasi .....	36
2.12 Zero Energy Building .....	37
<b>BAB 3 KOMPRESOR SENTRIFUGAL .....</b>	<b>39</b>
3.1 Aspek Termodinamika Pada Kompresor Sentrifugal.....	39
3.2 Analisa CFD Pada Sudu Kompresor Sentrifugal .....	48
<b>BAB 4 METODELOGI PENELITIAN .....</b>	<b>52</b>
4.1 Persiapan Pengujian Sistem .....	55
4.1.1 Peralatan dan Perlengkapan Pengujian .....	55
4.1.2 Spesifikasi dan Compressor Map Garrett TA31 .....	58
4.2 Skematik Pengujian .....	60
4.3 Parameter Karakteristik .....	61
4.4 Reverse Engineering.....	61

4.5	Computational Fluid Dynamics.....	63
4.5.1	Input Domain Komputasi .....	64
4.5.2	Grid Model CFD.....	65
BAB 5 HASIL DAN PEMBAHASAN.....		66
5.1	Rancang Bangun Alat .....	66
5.2	Pindai Tiga Dimensi .....	67
5.2.1	Dokumen Dengan Ekstensi .txt .....	67
5.2.2	Dokumen Dengan Ekstensi .stl.....	68
5.3	Pengolahan Data Pindai 3D .....	68
5.4	Data Hasil Eksperimen .....	69
5.5	Pengolahan data Hasil Eksperimen .....	70
5.6	Grafik Properti Kompresor Sentrifugal .....	77
5.7	Simulasi CFD .....	82
5.8	Verifikasi.....	97
BAB 6 KESIMPULAN.....		99
6.1	Kesimpulan.....	99
6.2	Saran .....	100
DAFTAR PUSTAKA .....		101
LAMPIRAN-LAMPIRAN		

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin Gas Generator Komersial Pertama .....	7
Gambar 2.2 Aplikasi Turbin Gas .....	8
Gambar 2.3 Skematik Turbin Gas .....	9
Gambar 2.4 Volume Kendali.....	10
Gambar 2.5 Volume Kendali Pada Mesin Turbo .....	11
Gambar 2.6 Holset Turbocharger <i>GT35: GTX3582R</i> .....	17
Gambar 2.7 Intercooler dan Kegagalan Turbin .....	18
Gambar 2.8 Spesifikasi Fisik Turbocharger .....	19
Gambar 2.9 Penampung Turbocharger .....	20
Gambar 2.10 Skematik Turbin Gas.....	22
Gambar 2.11 Siklus Brayton Ideal .....	22
Gambar 2.12 MGT.....	23
Gambar 2.13 Aplikasi Turbin Gas Mikro. ....	24
Gambar 2.14 Segitiga Kecepatan Pada Kompresor Aksial.....	26
Gambar 2.15 Kompresor Aksial pada jet BMW-003A.....	26
Gambar 2.16 Skematik Sudu Kompresor Sentrifugal.....	27
Gambar 2.17 Kompresor Sentrifugal .....	27
Gambar 2.18 Segitiga Kecepatan.....	28
Gambar 2.19 Vaned and Vaneless Difusser .....	28
Gambar 2.20 Karakteristik Kerja Kompresor.....	28
Gambar 2.21 Ruang Bakar .....	32
Gambar 2.2 Verifikasi dan Validasi.....	37

Gambar 3.1 Jenis Impeller .....	39
Gambar 3.2 Segitiga Kecepatan Pada Kompresor Sentrifugal .....	40
Gambar 3.3 Vaned dan Vaneless Difusser .....	42
Gambar 3.4 Segitiga Kecepatan Slip .....	43
Gambar 3.5 Konstruksi Volute .....	46
Gambar 3.6 Jenis-Jenis Volute .....	47
Gambar 3.7 Compressor Performance Map .....	48
Gambar 3.8 Meridional Surface Sudu Kompresor .....	49
Gambar 3.9 Permukaan Meridional .....	49
Gambar 3.10 Permukaan Hisap dan Tekanan Kompresor Sentrifugal .....	50
Gambar 4.1 Diagram Alir Penelitian .....	53
Gambar 4.2 Diagram Alir Reverse Engineering .....	54
Gambar 4.3 Model Frame dan Ruang Bakar .....	55
Gambar 4.4 Garrett Turbocharger .....	56
Gambar 4.5 Pompa Oli dan Motor Listrik .....	56
Gambar 4.6 Bak Pendingin Oli .....	56
Gambar 4.7 Pressure Gauge .....	57
Gambar 4.8 Rotameter .....	57
Gambar 4.9 Stroboskop .....	58
Gambar 4.10 Compressor Performance Map Garrett TA31 .....	59
Gambar 4.11 Skematik Pengujian .....	60
Gambar 4.12 Proses Pengujian .....	60
Gambar 4.13 Kompresor Sentrifugal Garrett TA31 .....	62
Gambar 4.14 Powdering Rotor .....	62

Gambar 4.15 Proses Pindai 3 Dimensi.....	63
Gambar 4.16 Grid Model CFD .....	65
Gambar 4.17 Proses solver (iterasi).....	65
Gambar 5.1 Prototype GT85-2 .....	66
Gambar 5.2 Hasil Pindai 3D.....	68
Gambar 5.3 Model Geometris .....	68
Gambar 5.4 Segitiga Kecepatan Inlet Kompresor .....	71
Gambar 5.5 Segitiga Kecepatan Outlet Kompresor.....	72
Gambar 5.6 Grafik rasio tekanan dan kecepatan sudu.....	77
Gambar 5.7 Grafik antara rasio tekanan dan laju alir massa.....	78
Gambar 5.8 Grafik antara rasio tekanan dan efisiensi .....	79
Gambar 5.9 Grafik antara laju alir massa dan efisiensi .....	80
Gambar 5.10 Grafik antara $M_1$ dan efisiensi.....	81
Gambar 5.11 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> Standard dan N1 .....	82
Gambar 5.12 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> a dan N1 .....	83
Gambar 5.13 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> b dan N1 .....	84
Gambar 5.14 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> Standard dan N2 .....	85
Gambar 5.15 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> a dan N2 .....	86
Gambar 5.16 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> b dan N2 .....	87
Gambar 5.17 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> Standar dan N3 .....	88
Gambar 5.18 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> a dan N3 .....	89
Gambar 5.19 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> b dan N3 .....	90
Gambar 5.20 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> Standard dan N4 .....	91
Gambar 5.21 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> a dan N4 .....	92

Gambar 5.22 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> b dan N4 .....	93
Gambar 5.23 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> Standard dan N5 .....	94
Gambar 5.24 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> a dan N5 .....	95
Gambar 5.25 Vektor Kecepatan Variasi <i>Splitter Blade</i> b an N5 .....	96
Gambar 5.26 Grafik Verifikasi Putaran Poros vs Kecepatan Sudu .....	98



## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perkembangan Turbin Gas .....	6
Tabel 2.2 Aplikasi Turbin Gas Mikro .....	24
Table 4.1 Spesifikasi Garrett TA31 .....	58
Tabel 5.1 Contoh Hasil Pindai 3D .....	67
Tabel 5.2 Spesifikasi Sudut .....	69
Tabel 5.3 Data hasil Pengujian .....	69
Tabel 5.4 Spesifikasi Kompresor .....	70
Tabel 5.5 Data pengujian.....	70
Tabel 5.6 Properti Temperatur dan Massa Jenis.....	74
Tabel 5.7 Properti Isentropis .....	75
Tabel 5.8 Kecepatan Inlet.....	75
Tabel 5.9 Properti Kecepatan Outlet.....	75
Tabel 5.10 Properti Kerja dan Efisiensi .....	76

## DAFTAR LAMPIRAN

**LAMPIRAN 1:** LEGALISASI PENGGUNAAN SOFTWARE *CFDSOF*

**LAMPIRAN 2:** TUTORIAL SIMULASI MENGGUNAKAN *CFDSOF*





## DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
$A$	Luas permukaan	$m^2$
$a$	kecepatan suara	m/s
$a'$	faktor induksi aliran tangensial	
$b$	panjang chord aksial, lebar	m
$C_P$	koefisien perpindahan panas pada tekanan konstan	$\text{kJ/kg K}$
$C_V$	Koefisien perpindahan panas pada volume konstan	$\text{kJ/kg K}$
$C_x, C_Y$	koefisien gaya aksial dan tangensial	
$c$	kecepatan absolut	m/s
$D$	diameter	m
$D_S$	diameter spesifik	m
$E$	energi	$\text{kJ}$
$F$	gaya	$\text{N}$
$H$	tinggi sudu	m
$h$	entalpi spesifik	$\text{kJ/kg K}$
$I$	rotalpi	$\text{kJ/kg K}$
$i$	sudut insiden	$^\circ$
$M$	Mach number	
$m$	massa	kg
$\dot{m}$	laju alir massa	$\text{kg/s}$
$N$	kecepatan putar	rpm
$n$	jumlah tahap, indeks politropik	
$P$	daya	$\text{kW}$
$p$	tekanan	Pa
$Q$	kalor	$\text{kW}$
$R$	konstanta gas ideal	$\text{kJ/kmol K}$
$Re$	Reynolds number	
$r$	jari-jari	m
$S$	entropi	$\text{kJ/kg K}$
$T$	temperatur	K
$t$	tebal	m
$u$	kecepatan sudu	m/s
$V$	volume	$m^3$
$W$	kerja	$\text{kJ}$
$w$	kecepatan relatif	m/s
$X$	gaya aksial	$\text{N}$
$x, y, z$	koordinat	
$Y$	gaya tangensial	$\text{N}$
$Z$	jumlah sudu	
$\alpha$	sudut alir absolut	$^\circ$
$\beta$	sudut alir relatif	$^\circ$
$\delta$	sudut deviasi	$^\circ$
$\eta$	efisiensi	%
$\theta$	sudut arc sudu	$^\circ$

$\mu$	viskositas dinamik	
$\nu$	viskositas kinematik	
$\rho$	massa jenis	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	faktor slip	
$\tau$	torsi	Nm
$\omega$	kecepatan sudut	rad/s
$N$	kecepatan	rpm

### Subskrip

$0$	properti stagnan
$b$	sudu
$c$	kompresor
$D$	desgin
$E$	outlet
$h$	hub
$i$	inlet
$m$	mekanis
$max$	maksimum
$min$	minimum
$N$	nosel
$n$	kompoen normal
$o$	overall
$opt$	optimum
$p$	tekanan konstan
$r$	radial
$ref$	nilai acuan
$rel$	relatif
$S$	isentropika
$s$	shroud
$v$	kecepatan
$x, y, z$	koordinat kartesian
$\theta$	tangensial

### Superskrip

.	spesifik
-	rata-rata
'	perubahan sudut alir

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1.LATAR BELAKANG

Meningkatnya kebutuhan energi seiring dengan naiknya produktifitas kerja bertentangan dengan isu energi dan lingkungan, karena berbanding lurus dengan jumlah energi yang digunakan dan emisi yang dihasilkan. Untuk mengurangi dampak negatif dari produksi energi, sistem pembangkit daya harus berada di tempat khusus yang tidak berdekatan dengan pemukiman [1].

Salah satu alternatif sistem pembangkit daya yang dapat digunakan adalah turbin gas mikro (*MGT-Micro Gas Turbine*) dengan daya dibawah 200 kW. Rasio daya terhadap berat yang tinggi serta toleransi yang tinggi terhadap berbagai jenis bahan bakar yang dapat digunakan menjadikan turbin gas juga banyak digunakan pada aplikasi lain [2,3]. Dalam satu dekade terakhir, *Micro Gas Turbine* telah diproyeksikan sebagai salah satu sistem pembangkit daya maupun termal yang prospektif, baik secara teknis, dimensi, biaya, maupun aspek lingkungan [4,5,6].

Turbin gas merupakan salah satu jenis dari pembangkit daya berbasis *turbomachine* (mesin turbo) yang menggunakan *turbocharger* aksial atau radial untuk operasinya [7]. Maka komponen mesin turbo, yaitu: kompresor dan turbin sangat berpengaruh pada unjuk kerja sistem, terutama kompresor karena mensuplai udara pembakaran. Ibaraki et al. [8] pada tahun 2003 mengungkapkan bahwa pada kecepatan *transonic*, rugi-rugi akan sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja kompresor, diantaranya rugi akibat beban kejut dan lapisan batas. Kondisi operasi kompesor yang berada pada *surge* juga menyebabkan rugi, antara

lain karena aliran balik. Maka, untuk mendapatkan unjuk kerja sistem yang optimum, sudu kompresor harus di rancang dengan baik untuk mencapai efisiensi yang tinggi. Unjuk kerja kompresor antara lain dipengaruhi oleh beberapa parameter, yaitu: rasio tekanan, Mach Number, laju alir massa dan volume, serta kecepatan sudu [9-13]. Maka untuk menganalisa atau bahkan memperbaiki unjuk kerja dari kompresor, terlebih dahulu harus dimengerti pola aliran yang terbentuk.

Metode yang dapat digunakan untuk mengetahui pola aliran pada sudu kompresor antara lain metode CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Ibaraki et al. [8] pada tahun 2003 membuktikan bahwa dengan melakukan simulasi CFD pada *meridional surface* rugi aliran dan rugi kejut pada tip sudu dapat dianalisa. Pada tahun 2004, Ibaraki et al. [14] menggunakan metode CFD terhadap kompresor pada profil sudu dan *meridional surface* untuk melakukan optimisasi dengan terlebih dahulu mengetahui profil *full blade* dan *spliter blade* kompresor sebelumnya.

Investigasi aliran yang tidak stabil pada kompresor sentrifugal juga ditinjau pada *meridional surface* seperti yang dilakukan oleh Ibaraki et al. [15]. Selanjutnya optimisasi terhadap kompresor sentrifugal yang dilakukan oleh Verstraete et al. pada tahun 2010 [16] juga menggunakan metode CFD pada *meridional surface* pada bagian *hub* dan *shroud*. Penelitian terbaru pada tahun 2011 Dickens et al. [13] menggunakan metode CFD untuk merancang kompresor. Dengan demikian profil sudu yang dapat merepresntasikan karakteristik kompresor antara lain *meridional surface* dan *stream surface of revolution*, baik pada *full blade* maupun pada *spilter blade* [17].

Dengan menggunakan metode CFD, meskipun kompresor tidak mungkin bekerja dengan efisiensi 100%, akan tetapi dengan pengetahuan akan pola aliran dan rugi-rugi pada kompresor, pola tersebut dapat dianalisa, atau bahkan di optimisasi untuk meningkatkan unjuk kerja sistem secara keseluruhan.

Unjuk kerja MGT yang baik akan lebih mendukung aplikasinya pada bangunan dengan konsep ZEB [18]. Hal ini karena jenis sistem pembangkit daya ini memiliki karakteristik penggunaan yang dapat berdiri sendiri, sehingga menjadikan aplikasi MGT dapat memenuhi kebutuhan energi secara swadaya (*decentralized energy*).

## **1.2.PERMASALAHAN**

Bagaimana pengaruh *splitter blade* pola aliran pada sudu kompresor sentrifugal Garrett TA31 pada unjuk kerja kompresor dengan aplikasi pada Prototype Turbin Gas Mikro GT85-2 ?

## **1.3.TUJUAN PENELITIAN**

Penelitian ini dilakukan untuk melakukan analisa CFD terhadap aliran pada kompresor sentrifugal *turbocharger* GARRETT TA31 dengan aplikasi pada Turbin Gas Mikro.

## **1.4.BATASAN PENELITIAN**

Pada penelitian ini, masalah akan dibatasi pada:

- Turbin gas pada penelitian ini akan diaplikasi sebagai pembangkit daya.

- Analisa terhadap profil sudu dari kompresor sentrifugal dilakukan dengan menggunakan metode CFD.
- Perangkat lunak yang digunakan adalah *CFDSOF*<sup>®</sup> dan Solidworks 2010.
- Data input didapatkan dari pengujian terhadap *Two Shaft Gas Turbine GT85-2* yang telah dibuat prototype-nya.



## BAB 2

### KAJIAN LITERATUR

#### 2.1. PERKEMBANGAN TURBIN GAS

Turbin gas merupakan pencapaian dari proses panjang pada motor penggerak mula. Proses ini diawali oleh mesin piston uap yang ditemukan oleh James Watt pada abad ke-19 yang memicu berkembangnya mesin kalor. Pada mesin piston uap, digunakan media kerja berupa fluida sehingga hasil pembakaran tidak secara langsung menggerakkan komponen pada sistem. Sistem ini lalu berkembang dengan digantikannya piston yang terdapat pada mesin uap dengan turbin.

Seiring dengan berkembangnya waktu, pada zaman tersebut terdapat tiga tipe pembangkit daya yang banyak digunakan, yaitu: pembangkitan daya dengan turbin uap, motor piston (Diesel dan Otto). Pada turbin uap, kebutuhan temperatur uap yang tinggi agar dihasilkan tekanan yang tinggi dengan efisiensi yang rendah menjadi kelemahan sistem ini. Selanjutnya aplikasi *supercharger* pada motor piston berkembang menjadi turbin gas [19].

Paten untuk turbin gas diberikan kepada John Barber pada tahun 1879. Turbin gas hasil rancangan John Barber ini bekerja dengan gas hasil pembakaran batu bara, kayu, atau minyak. Namun efisiensi kompresor yang rendah dan temperatur yang dapat dicapai dibatasi oleh teknologi material. Perkembangan turbin gas dapat ditunjukkan dalam tabel berikut [3] :

Tabel 2.1 Perkembangan Turbin Gas

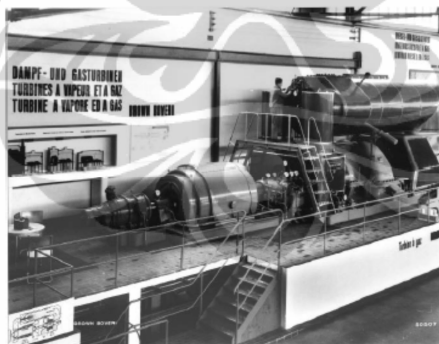
<b>Date</b>	<b>Name</b>	<b>Invention</b>
130BC	Hero of Alexandria	Reaction Steam Turbine
1550	Leonardo da Vinci, Italy	Smoke Mill
1629	Giovani Branca, Italy	Impulse Steam Turbine
1791	John Barber, England	Steam Turbine and Gas Turbine
1831	Willian Avery, USA	Steam Turbine
1837	M. Bresson	Steam Turbine
1850	Fernimough, England	Gas Turbine
1872	Dr. Stolze, Germany	Gas Turbine
1884	Charles A. Parsons	Reaction Steam Turbine & Gas Turbine
1888	Charles G.P. de Laval	Impuls Steam Turbine Branca Type
1894	Armengaud+Lemale, France	Gas Turbine
1895	George Westinghouse	Steam Turbine Rights
1896	A.C. Rateau, France	Multi Impuls Steam Turbine
1896	Charles Curtis	Velocity Compuond Steam Turbine/Gas Turbine
1895	Dr. Zoelly, Switzerland	Multi Impuls Steam Turbine
1900	F. Stolze, Germany	Axial Compressor & Turbine Gas Turbine
1901	Charles Lemale	Gas Turbine
1902	Stanford A. Moss, USA	Turbocharger/Gas Turbine
1903	A. Elling	Gas Turbine
1903	Armengaud+Lemale	Gas Turbine
1905	Brown Boveri	Gas Turbine
1908	Karavodine	Gas Turbine with de Laval Steam turbine
1908	Holzwarth	Gas Turbine with Curtis + Rateau Compressor
1930	Frank Whittle, England	Aero Gas Turbine (Jet Engine)
1938	Brown Boveri – Neuchatel, Swiss	1 <sup>st</sup> commercial Axial Compressor & Turbine



Perkembangan pada turbin gas yang pesat dimulai pada saat perang dunia, dimana turbin gas diaplikasikan pada pesawat yang sukses, karena [1]

- Rasio daya terhadap berat yang tinggi.
- Sistem tanpa *reciprocating* mereduksi getaran dan realibilitas tinggi
- Penggunaan pelumas yang sedikit dan kecepatan penggunaan tinggi.
- Tekanan yang diperlukan rendah.

Puncak dari perkembangan turbin gas terjadi pada tahun 1905, turbin gas komersial pertama berhasil dihasilkan oleh Brown Boveri dan digunakan pada Marcus Hook Refinery of The Sun oil Company, Philadelphia, yang menghasilkan 5300 kWatt (4400 kW gas bertekanan dan 900 kW listrik). Selanjutnya, Boveri menghasilkan turbin gas yang digunakan untuk pembangkit daya (sebagai generator) di Neuchatel, Switzerland, pada tahun 1938 [3].



Gambar 2.1. Turbin gas generator komersial pertama, Zurich, 1939 [3].

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



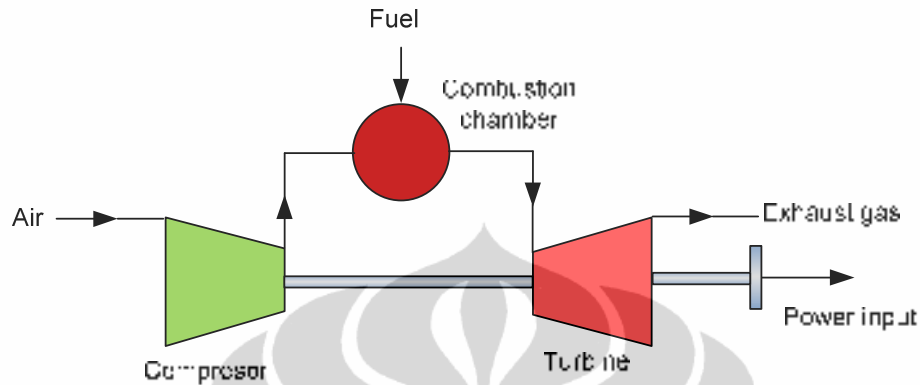
Gambar 2.2. Aplikasi Turbin Gas Pada (a) Pesawat [20], (b) MGT [1],  
(c) pembangkit portabel, dan (d) pembangkit kapasitas besar [21]

## 2.2.DEFINISI TURBIN GAS

Turbin gas merupakan mesin penggerak mula yang menggunakan udara sebagai fluida kerja dan termasuk dalam klasifikasi mesin turbo (mesin turbo). Mesin turbo merupakan media pemindah energi dimana energi dipindahkan menuju, atau dari fluida yang mengalir secara kontinu berdasarkan gerak dinamis yang berasal dari satu baris atau lebih sudu bergerak. Sudu merubah entalpi stagnan dari fluida bergerak dengan menghasilkan kerja [22].

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

untuk digunakan sebagai udara pembakaran dan akan berulang secara kontinu. Skema sederhana pada sistem turbin gas ditunjukkan pada gambar 2.3:



Gambar 2.3. Skematik Turbin Gas

### 2.3.TURBOMACHINES (MESIN-MESIN TURBO)

Komponen mesin turbo terdiri atas dua kategori [22], yaitu: komponen yang menggunakan daya untuk meningkatkan tekanan fluida (kompresor, pompa, *exhaust fan*) dan komponen yang menghasilkan daya dengan mengekspansi fluida dengan tekanan yang menurun (turbin angin, turbin uap, dan turbin gas).

Lebih jauh, komponen-komponen pada mesin-mesin turbo dapat dikategorikan berdasarkan jenis aliran yang melewati rotor, yaitu aksial dan radial. Komponen dengan pola aliran paralel terhadap sumbu putar dikenal dengan komponen mesin turbo dengan aliran aksial. Komponen dengan pola aliran tegak lurus terhadap sumbu putar dikenal dengan komponen mesin turbo dengan aliran radial. Perancangan mesin turbo didasari pada hukum-hukum mekanika fluida dan termodinamika [22] , yaitu:

a. Persamaan Kontinuitas

Persamaan kontinuitas juga dikenal dengan konservasi massa, yang berarti bahwa pada suatu volume kendali, jumlah massa fluida adalah tetap [26].

$$d\dot{m} = \frac{dm}{dt} \dots\dots\dots(2.1)$$

Laju perubahan massa pada elemen fluida = Laju alir massa pada elemen fluida

b. Hukum Termodinamika I dan Persamaan Aliran-Tunak

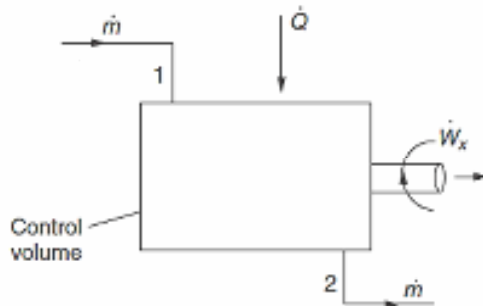
Hukum termodinamika I menyatakan bahwa perubahan energi ( $\Delta E$ ) sistem pada suatu proses sama dengan perubahan antara energi masuk ( $E_{in}$ ) dengan energi keluar ( $E_{out}$ ) pada sistem tersebut. Hukum ini juga dikenal dengan prinsip konservasi energi [27].

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \dots\dots\dots(2.2)$$

Proses aliran-tunak diartikan sebagai sebuah proses dimana fluida mengalir melalui sebuah volume kendali secara tunak [27]. Perubahan properti fluida hanya terjadi pada volume kendali. Berarti, volume, massa, dan energi total fluida pada sebuah volume kendali bernilai konstan.

Pada sebuah volume kendali:

$$m_{in} - m_{out} = 0 \dots\dots\dots(2.3)$$



Gambar 2.4. Volume Kendali [22]

c. Persamaan Momentum

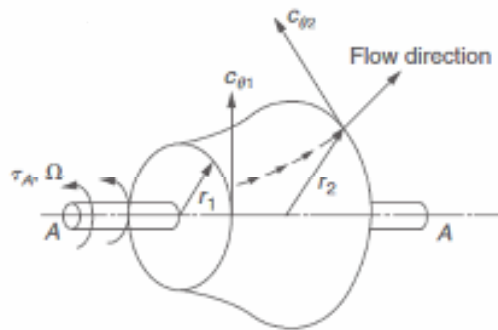
Persamaan momentum merupakan korelasi antara jumlah gaya-gaya luar yang bekerja pada elemen fluida ( $\Sigma F$ ) terhadap akselerasi yang dialami (perubahan terhadap waktu ( $d/dt$ ) momentum  $M$ ). Persamaan momentum merupakan aplikasi dari hukum gerak Newton pada momen dari sebuah gaya. Aplikasi ini selanjutnya menjadi dasar analisa perpindahan energi pada mesin-mesin turbo [22]. Untuk proses aliran tunak, perubahan momentum sama dengan perubahan kecepatan aliran masuk  $c_{x1}$  dan kecepatan aliran keluar  $c_{x2}$  ;

$$\Sigma F_x = \dot{m}(c_{x1} - c_{x2}) \dots\dots\dots(2.4)$$

Maka, pada mesin turbo, jumlah vektor dari seluruh gaya luar pada sistem dengan massa  $m$  yang berada pada sumbu A-A sama dengan laju momentum sudut sistem pada sumbu A-A tersebut pada suatu volume kendali. Untuk proses aliran tunak, momen dari momentum sama dengan perubahan kecepatan tangensial aliran  $c_{\theta1}$  dan kecepatan tangensia laliran keluar  $c_{\theta2}$  ;

$$\tau_A = \dot{m}(r_2 c_{\theta2} - r_1 c_{\theta1}) \dots\dots\dots(2.5)$$

Dengan  $r$  adalah jarak pusat massa dari sumbu putar sepanjang normal sumbu dan  $c_{\theta}$  adalah kecepatan sudut tegak lurus terhadap sumbu dan radius vektor  $r$ .



Gambar 2.5. Volume kendali pada mesin turbo [22]

Pada mesin turbo yang berputar dengan kecepatan  $\omega$ , kombinasi dari Hukum Termodinamika I dan Konservasi Momentum akan menghasilkan Persamaan Kerja Euler (Euler's Work Equation).

$$\Delta W_x = (h_{01} - h_{02}) = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2} \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

Yang dapat ditulis sebagai:

$$\Delta h_0 = \Delta(Uc_\theta) \quad \dots\dots\dots(2.7)$$

- Dengan :
- $W$  : kerja yang dihasilkan
  - $h$  : entalpi
  - $U$  : kecepatan sudu, energi dalam
  - $c_\theta$  : kecepatan tangensial.

Persamaan Euler yang ditulis dalam bentuk lain, yaitu:

$$I = h_0 - Uc_\theta \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

- Dengan
- $h_0$  : entalpi stagnan (kJ/kg)
  - $u$  : kecepatan sudu (energi dalam) (kJ/kg)
  - $c_\theta$  : kecepatan absolut (tangensial) (m/s)
  - $I$  : rotalpi

Rotalpi merupakan fungsi yang bernilai konstan pada sebuah mekanisme yang berputar (*rotating machine*). Apabila rotalpi dituliskan sebagai bentuk entalpi konstan;

$$I = h + \frac{1}{2}c^2 - Uc_\theta \quad \dots\dots\dots(2.9)$$

d. Hukum Termodinamika II

Hukum Termodinamika II menyatakan bahwa sebuah proses terjadi hanya pada arah tertentu, dan tidak berlaku untuk sebaliknya. Properti termodinamika yang mengkorelasikan fenomena ini disebut sebagai entropi [27].

Sebuah proses dengan siklus aktual tak-mampu balik, nilai kalor tidak akan bertambah pada setiap tahap siklusnya. Nilai kalor akan selalu berkurang atau tetap untuk setiap siklusnya. Hal ini mendasari persamaan *Clausius Inequality* yang didefinisikan sebagai perubahan kalor yang dibagi terhadap temperatur pada lapisan batas dalam sebuah integral tertutup nilai  $Q$  selalu lebih kecil atau sama dengan nol. Pada proses berlangsung dengan *internally reversible*, maka nilai-nilai proses akan bernilai sama dengan keadaan awal, dengan arah yang berlawanan.

$$\oint \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{int rev} = 0 \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

Persamaan ini berlaku apabila dilihat dari sisi kondisi (pada setiap siklus), bukan pada hasil dari sebuah proses. Perubahan kalor yang dibagi dengan temperatur disebut dengan entropi.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{int rev} \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

Jika proses yang terjadi merupakan proses adiabatik  $d\dot{Q} = 0$ , maka:

$$s_2 \geq s_1 \quad \dots\dots\dots(2.12)$$

Jika proses yang terjadi merupakan proses mampu-balik:

$$s_2 = s_1 \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

Untuk proses yang terjadi secara adiabatik dan mampu-balik, nilai entropi tidak berubah, yang disebut sebagai proses isentropika. Sistem mesin turbo merupakan sistem yang berlangsung secara adiabatik, atau dianggap adiabatik. Oleh karena itu untuk kompresi dan ekspansi, proses adiabatik merupakan proses terbaik yang dapat dicapai [22].

$$Tds = du + pdv \quad \dots\dots\dots(2.14)$$

Dengan  $h = u + pv$ ;  $dh = du + pdv + vdp$  maka:

$$Tds = dh = vdp \dots\dots\dots(2.15)$$

e. Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli merupakan persamaan yang sangat membantu dalam menunjukkan relasi antara perubahan tekanan terhadap kecepatan dan perubahan ketinggian pada suatu aliran lurus [28].

$$(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0 \dots\dots\dots(2.16)$$

Persamaan Bernoulli antara lain berlaku untuk fluida dengan jenis:

1. Aliran tunak
2. Tanpa gesekan
3. Aliran lurus
4. Aliran tak-mampu mampat

Pada mesin turbo, persamaan Bernoulli dapat diterapkan apabila jenis aliran yang terjadi merupakan jenis aliran tunak menurut persamaan dengan proses adiabatik.

Apabila persamaan Bernoulli diaplikasikan pada sebuah volume kendali yang sangat tipis, maka persamaan dapat ditulis sebagai:

$$dh + cdc + gdz = 0 \dots\dots\dots(2.17)$$

Apabila pada aliran tidak terjadi tegangan geser, maka aliran akan menjadi isentropik [22]. Dengan  $dh = vdp = dp/\rho$ ;

$$\frac{dp}{\rho} + cdc + gdz = 0 \dots\dots\dots(2.18)$$

f. Aliran mampu mampat (*Compressible flow*)

Operasi *Turbomachinery* memerlukan laju alir yang tinggi yang menyebabkan sudu berputar dengan kecepatan yang sangat tinggi. Hal ini menyebabkan terjadinya aliran mampu-mampat [22]. Tingginya kecepatan putar



sudu hingga melebihi kecepatan suara menjadikan komponen analisa bertambah, yang disebut dengan Mach Number.

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}} \dots\dots\dots(2.19)$$

Mach number adalah rasio antara kecepatan aliran dengan kecepatan suara. Mach Number yang semakin besar mendefinisikan bahwa efek kompresibilitas suatu fluida akan semakin besar dan sebaliknya. Kompresibilitas suatu fluida menyebabkan nilai massa jenisnya tidak lagi dapat dianggap konstan karena terjadi gradien tekanan [29].

Menurut Dixon, pada mesin turbo, suatu fluida dikatakan bersifat mampu-mampat apabila Mach Number bernilai 0.3 yang diiringi dengan perubahan masa jenis. Melalui fungsi dari Mach Number, nilai dari properti-properti dalam keadaan statis dan stagnan dapat diketahui.

Fluida yang mengalir pada kecepatan tinggi membutuhkan analisis tiga dimensi yang rumit, oleh karena itu, analisa dapat disederhanakan dengan keadaan stagnan. Keadaan stagnan adalah keadaan teoritis dimana suatu aliran berada pada kondisi tak-bergerak (*motionless*) seutuhnya yang terjadi secara isentropika [30]. Beberapa properti yang dapat direpresentasikan dalam keadaan stagnan antara lain temperatur, tekanan, dan massa jenis. Keadaan stagnan dapat disimbolkan dengan subskrip “0”. Dixon mengemukakan bahwa properti stagnan pada suatu aliran adalah properti statis yang diukur apabila aliran berlangsung secara isentropik.

Nilai entalpi stganan:

$$h_0 = h + \frac{1}{2} c^2 \dots\dots\dots(2.20)$$

Nilai temperatur:

$$C_p T_0 = C_p T + \frac{c^2}{2} = C_p T + \frac{M^2 \gamma R T}{2} \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

Dengan  $\gamma R = (\gamma - 1)C_p$ , maka temperatur stagnan

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

Relasi properti untuk fluida mampu mampat,

Relasi antara tekanan stagnan dan statis:

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \dots\dots\dots(2.23)$$

Perbandingan tekanan stagnan antar keadaan:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \dots\dots\dots(2.24)$$

Relasi antara massa jenis stagnan dan statis:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \dots\dots\dots(2.25)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \dots\dots\dots(2.26)$$

## 2.4. TURBOCHARGER

### 2.4.1. Mekanisme Turbocharger

*Turbocharger* merupakan suatu divais yang terdiri dari kompresor, turbin, dan satu buah poros berikut bantalan yang menghubungkan keduanya, dimana kompresor dan turbin berada di dalam *volute* masing-masing. *Turbocharger* digunakan untuk mengekspansi gas hasil pembakaran melalui turbin dan menyediakan udara pembakaran baru yang bertekanan melalui kompresor.

Aplikasi *turbocharger* merupakan salah satu langkah untuk meningkatkan tekanan dan laju alir udara masuk ruang bakar yang dikompresi oleh kompresor.

Aplikasi *turbocharger* pada motor Diesel dapat menurunkan konsumsi bahan bakar spesifik antara 3-14 %. Peningkatan tekanan pada kompresor sentrifugal dilakukan oleh impeller yang terdiri dari sudu-sudu radial yang seragam. Oleh karena itu, karakteristik aliran pada satu sudu akan merepresentasikan karakteristik aliran secara keseluruhan sehingga analisa dapat dilakukan pada satu sudu saja [31].

Pada kompresor sentrifugal, udara masuk dan mengenai sudu secara aksial. Selanjutnya udara akan mengalir sesuai dengan profil sudu menuju bagian belakang impeller, sehingga udara akan meninggalkan sudu secara radial. Udara yang meninggalkan sudu akan melalui diffuser untuk menuju volute, dengan tekanan yang meningkat.



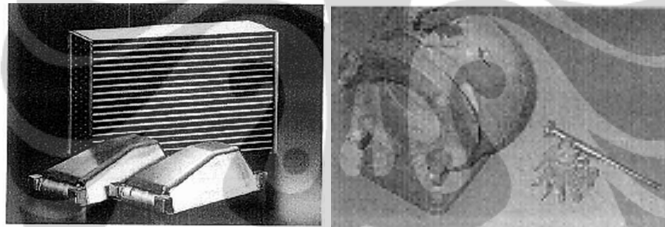
Gambar 2.6. Holset Turbocharger GT35: GTX3582R [32]

#### 2.4.2. Sistem Pelumasan dan Pendinginan Pada Turbocharger

Pelumasan pada *turbocharger* dilakukan pada bagian *bearing housing* yang terdapat jalur masuk dan keluar oli. Pada *turbocharger*, sistem pelumasan merupakan sistem yang sangat vital pada sebuah *turbocharger*, karena memiliki dua fungsi utama, yaitu sebagai pelumas yang melumasi bantalan sehingga terbentuk lapisan hidrodinamis oli dan sebagai pendingin poros ketika berputar berputar [31]. Secara umum, penggunaan pelumas kendaraan bermotor dengan

jenis 20W-50 atau 10W-40 dapat digunakan untuk *turbocharger* dengan tekanan oli sebesar 3-5 psi [33].

Pada beberapa jenis *turbocharger*, untuk meningkatkan laju pendinginan, terdapat aplikasi pendingin tambahan air pendingin dan *intercooler*. *Intercooler* merupakan penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan udara hasil kompresi menuju ruang bakar [33]. Putaran kompresor hingga 100.000 rpm akan menghasilkan panas. Panas yang terjadi pada poros juga merupakan akumulasi dari *Turbine Inlet Temperature* (TIT) yang dapat mencapai 900°C. Oleh karena itu, sistem pelumasan dan pendinginan yang tidak berjalan dengan baik akan menyebabkan kegagalan pada *turbocharger*.

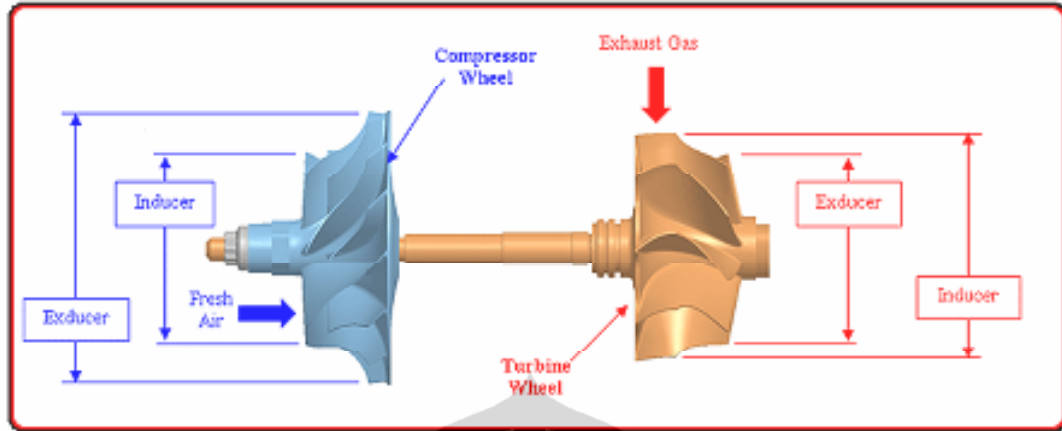


Gambar 2.7. (a) *Intercooler*, (b) Kegagalan turbin [33]

### 2.4.3. Unjuk Kerja *Turbocharger*

Unjuk kerja *turbocharger* ditentukan oleh spesifikasi tertentu sesuai dengan kriteria yang dibutuhkan [31,34], antara lain:

- a. Jenis sudu kompresor
- b. Diameter *inducer* sudu
- c. Diameter *exducer* sudu
- d. Trim kompresor dan turbin
- e. A/R kompresor dan turbin
- f. Jumlah *blade* kompresor dan turbin (*full blade* dan *spliter blade*)

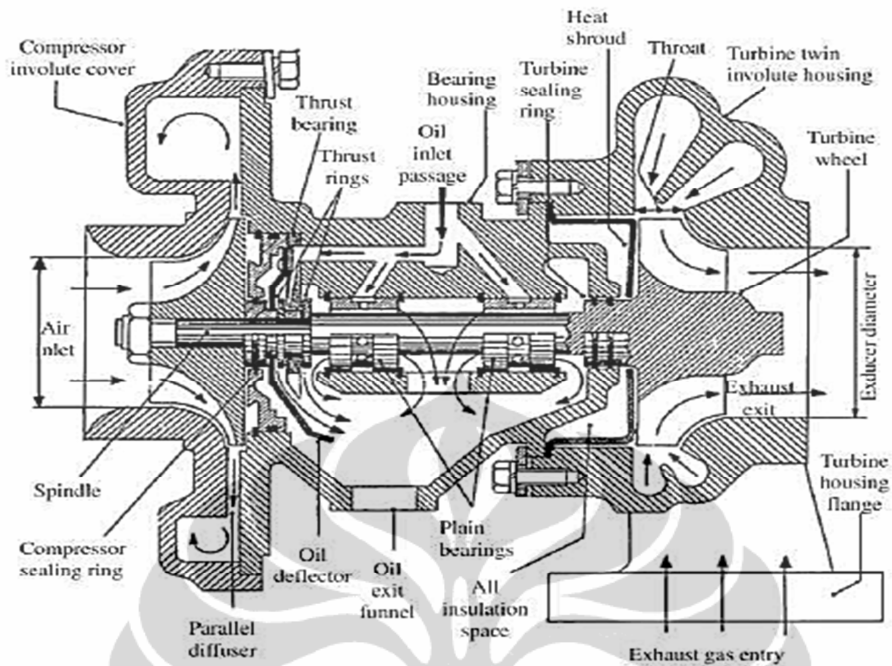


Gambar 2.8. Spesifikasi fisik turbocharger [35]

Nilai trim menyatakan perbandingan antara diameter inducer dan diameter exducer. Semakin besar nilai trim, maka jumlah udara yang dikompresi akan semakin besar dengan rasio tekanan yang mengecil, dan sebaliknya.

$$Trim = \frac{(\phi \text{ inducer})^2}{(\phi \text{ exducer})^2} \times 100 \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

Rasio A/R menyatakan rasio antara luas penampang terkecil dari luas penampang A pada jalur masuk *volute* turbin/kompresor sebelum aliran berkembang dan jarak R dari pusat sudu turbin ke titik pusat penampang A. Semakin besar rasio A/R, maka kecepatan poros juga akan semakin besar. Secara umum, rasio A/R bernilai  $0.3 < A/R < 1$ .



Gambar 2.9. Penampang Turbocharger [31]

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

## 2.5. SIKLUS KERJA TURBIN GAS

Turbin gas beroperasi dengan menggunakan siklus termodinamika Brayton. Siklus ideal Brayton memenuhi Hukum I Termodinamika, dimana diasumsikan tidak terjadi perubahan pada energi kinetik dan potensial, yang memenuhi persamaan-persamaan berikut; [17]. Indeks 1 dan 2 menunjukkan

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

Kerja Kompresor

$$W_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \dots\dots\dots(2.28)$$

Kerja Turbin

$$W_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \dots\dots\dots(2.29)$$

Kerja Total

$$W_{cyc} = W_t - W_c \dots\dots\dots(2.30)$$

Kalor Masuk Sistem

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f \times LHV_{fuel} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3) - \dot{m}_a h_2 \dots\dots\dots(2.31)$$

Efisiensi Isentropika Kompresor

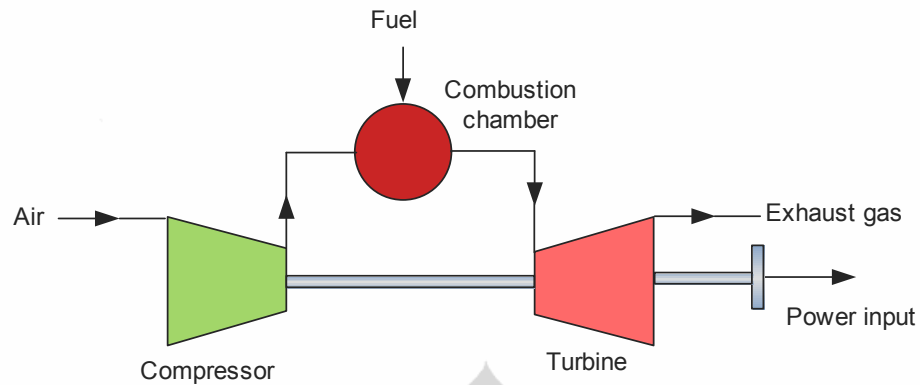
$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots(2.32)$$

Efisiensi isentropika Turbin

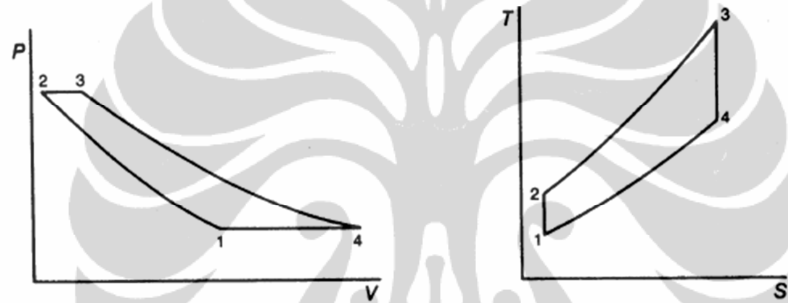
$$\eta_t = \frac{h_{3s} - h_4}{h_3 - h_4} \dots\dots\dots(2.33)$$

Efisiensi Siklus

$$\eta_f = \frac{W_{cyc}}{Q_{2,3}} \dots\dots\dots(2.34)$$



Gambar 2.10. Skematik turbin gas



Gambar 2.11. Siklus Brayton Ideal [16]

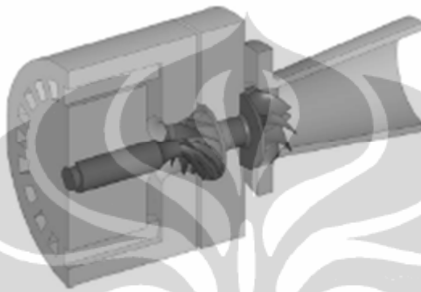
## 2.6. MICRO GAS TURBINE

Micro gas turbine (MGT) didefinisikan sebagai sistem turbin gas dengan daya kurang dari 200kW dengan bahan bakar diesel atau gas alam [7]. Kriteria utama dalam merancang turbin gas mikro adalah biaya perancangan, efisiensi, dan emisi, serta dimensinya yang harus kompak. Micro Gas turbine biasanya dirancang dengan temperatur masuk turbin (TIT: *Turbine Inlet Temperature*) sebesar 800-900°C dengan rasio tekanan pada kompresor dan turbin sebesar 3-5, dan dengan efisiensi termal 40% [2].

MGT menggunakan kompresor dan turbin radial yang berdimensi lebih kecil daripada kompresor dan turbin aksial yang biasa digunakan pada turbin gas



konvensional. Maka untuk mendapatkan rasio tekanan yang diperlukan, kompresor dan turbin harus dapat bekerja pada kecepatan tinggi (lebih dari 500 m/s). Pada kecepatan ini, pola aliran akan menjadi transonic, dengan Mach Number dan massa jenis yang meningkat, sehingga pola aliran yang terjadi pada kecepatan ini perlu untuk dianalisa.



*Gambar 2.12. Micro Gas turbine [17]*

Perkembangan mikro turbin gas dimulai sekitar tahun 1970-an ketika Amerika Serikat mulai mengembangkan kendaraan yang hemat energi bersama dengan General Motor, Garret Airsearch, dan Ford Motor Company. Pengembangan selanjutnya dilakukan oleh Capstone pada tahun 1990-an dengan merancang mikro turbin dengan aplikasi *turbocharger* otomotif [1]. Saat ini, turbin gas mikro telah banyak diaplikasi pada banyak bidang, diantaranya digunakan sebagai pembangkit daya.



Gambar 2.13. Aplikasi Turbin Gas Mikro [1]

Tabel 2.2. Aplikasi Turbin Gas Mikro [1]

<b>Aplikasi</b>	<b>Kebutuhan Daya Listrik</b>
Toko Kebutuhan Pokok	40-50kW
Restoran / SPBU	50-70kW
Swalayan	150-300kW
Hypermarket	300-2.000kW
Rumah Sakit	100-6.000kW
Gedung Perkantoran	400-3.000kW
Pabrik	➤ 500kW

## 2.7.KOMPONEN TURBIN GAS

Sistem turbin gas terdiri atas 3 komponen utama, yaitu: kompresor, ruang bakar, dan turbin. Udara yang masuk ke ruang bakar terlebih dahulu akan di kompresi oleh kompresor. Udara setelah proses kompresi selanjutnya akan masuk ke ruang bakar dan dicampur oleh bahan bakar, dan keberadaan pemantik akan

membuat terjadinya pembakaran. Gas hasil pembakaran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi ini lalu keluar melalui ekspansi turbin.

### **2.7.1. Kompresor**

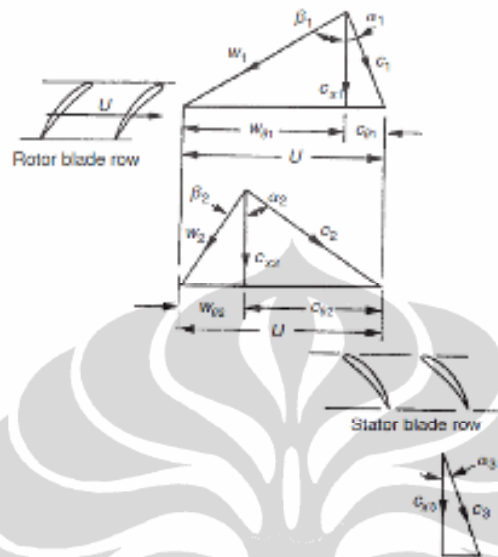
Kompresor merupakan komponen yang digunakan untuk meningkatkan tekanan pada gas yang mengalir [22,23]. Pada turbin gas, kompresor merupakan salah satu komponen yang sangat mempengaruhi efisiensi kerja sistem. Oleh karena itu, salah satu langkah untuk meningkatkan efisiensi termal dari turbin gas adalah dengan meningkatkan efisiensi dari kompresor, antara lain dengan meningkatkan entalpi, kecepatan, rasio tekanan, laju alir massa. Kompresor yang biasa digunakan pada turbin gas terdiri dari dua jenis, yaitu kompresor aksial dan kompresor sentrifugal.

#### **a. Kompresor aksial**

Kompresor aksial merupakan jenis kompresor dimana fluida kerja akan mengenai sudu pada arah aksial. Selanjutnya, fluida kerja akan mengalami percepatan dan akan didifusikan untuk menghasilkan kenaikan tekanan yang diinginkan. Percepatan dihasilkan dari baris sudu yang berputar (rotor), dan didifusikan oleh sudu diam (stator). Proses difusi akan menurunkan kecepatan fluida dan meningkatkan tekanan fluida menuju sudu berikutnya setelah melewati rotor tingkat satu [24].

Rasio tekanan yang dihasilkan untuk setiap tingkat pada kompresor aksial biasanya sebesar 1.1:1 s.d. 1.4:1. Maka untuk mendapatkan rasio tekanan yang lebih besar, digunakan lebih dari satu tingkat. Secara umum, kompresor aksial bertingkat dapat terdiri hingga 19 tingkat dengan rasio tekanan hingga 40:1

[3,17]. Secara umum, kompresor aksial digunakan untuk mendapatkan laju massa yang besar dengan rasio tekanan yang kecil.



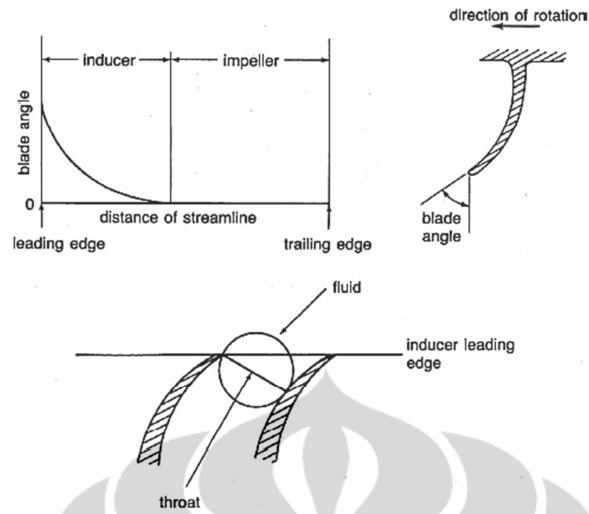
Gambar 2.14. Segitiga Kecepatan Pada Kompresor Aksial [22].



Gambar 2.15. Kompresor aksial jet BMW-003A dengan rotor dan stator [25].

## b. Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal merupakan jenis kompresor dimana fluida kerja akan mengenai sudu secara radial (tegak lurus sumbu). Kompresor sentrifugal terdiri atas beberapa bagian penting, yaitu: *volute*, *inducer*, *blade*, (*hub*, *shroud*, *eye*), *diffuser*. *Inducer* berfungsi untuk meningkatkan momentum angular fluida tanpa menyebabkan radius putar meningkat. [17,19]



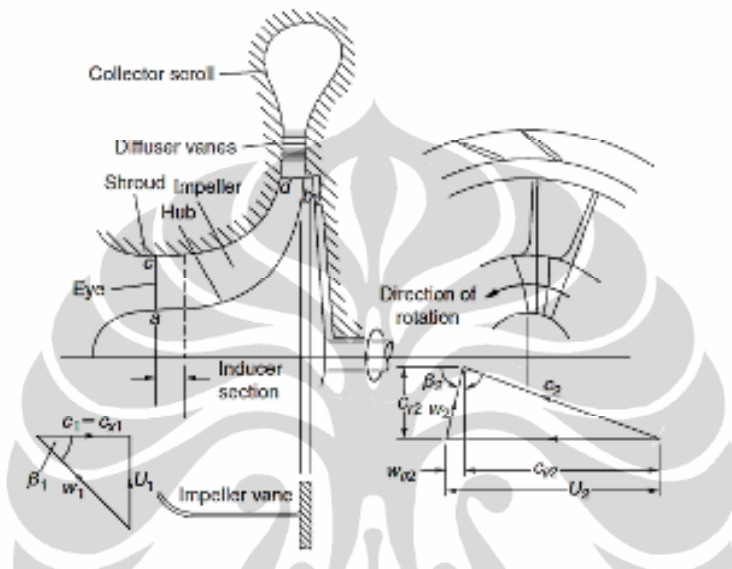
Gambar 2.16. Skematik sudu kompresor sentrifugal [17]

Sudu (*blade*) berfungsi untuk meningkatkan energi fluida dengan kecepatan tertentu yang mengenai sudu dengan memutarinya ke arah radial sehingga momentum sudut dari fluida tersebut akan meningkat. Sudu pada kompresor sentrifugal dapat berputar hingga lebih dari 100.000 rpm dengan kecepatan transonic sehingga untuk mengetahui karakteristik aliran pada kecepatan ini, diperlukan suatu proses komputasi [17].



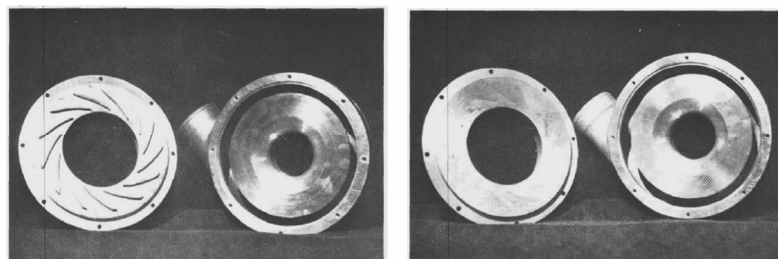
[Gambar 2.17. Kompresor Sentrifugal \[8\]](#)

Setelah melewati sudu, fluida lalu menuju *diffuser* sehingga kecepatan fluida berkurang dan tekanan fluida akan meningkat. Dengan kata lain difuser berfungsi untuk mengubah energi kinetik fluida yang meninggalkan sudu menjadi tekanan.



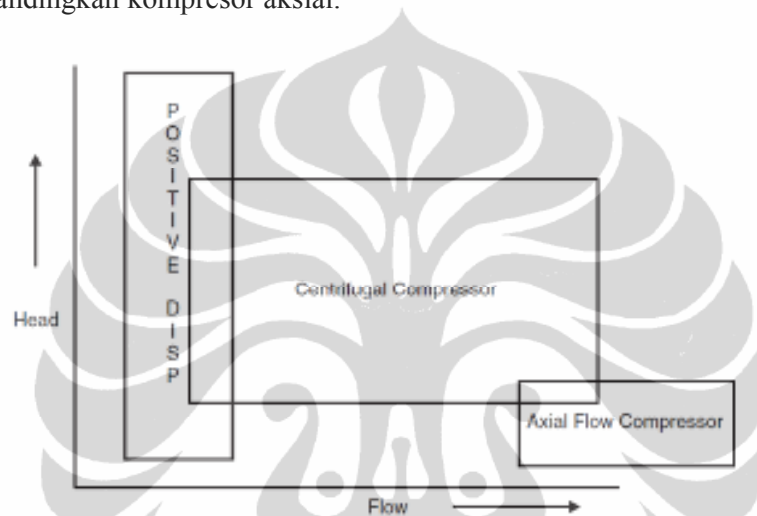
Gambar 2.18. Segitiga kecepatan [22]

Pada kompresor sentrifugal, fluida mengalir dalam sebuah ruang tertutup yang disebut sebagai *volute*. *Volute* merupakan rumah dari sudu yang berfungsi untuk mengumpulkan aliran fluida dari *diffuser* menuju luar (ruang bakar). Terdapat dua jenis difuser yang biasa digunakan pada kompresor sentrifugal, yaitu *vaned diffusser* dan *vaneless diffusser*.



Gambar 2.19. (a) *Vaned diffuser*, (b) *vaneless diffuser* [24]

Secara umum, kompresor sentrifugal digunakan ketika dibutuhkan rasio tekanan yang tinggi dan laju alir yang rendah. Kompresor sentrifugal menghasilkan rasio tekanan yang lebih besar hingga 12 kali daripada kompresor aksial untuk setiap tingkat [24]. Kompresor sentrifugal juga memiliki kinerja yang halus serta kehandalan yang tinggi, yang menjadikan kompresor jenis ini lebih mahal dibandingkan kompresor aksial.



Gambar 2.20. Karakteristik Kerja Kompresor [3]

Pada kompresor sentrifugal, rugi-rugi yang terjadi dapat diuraikan dalam dua kategori, yaitu: rugi pada rotor dan rugi pada difuser [3].

- 1) Rugi-rugi pada rotor
  - a) Rugi karena daya kejut pada rotor. Terjadi pada area inlet. Desain dari area masuk sudu yang lebih baik dapat menghindarkan rugi ini sehingga udara yang masuk akan secara bertahap dialirkan menuju sudu untuk menghindarkan beban kejut terjadi.
  - b) *Incidence Loss*. Terjadi apabila arah aliran masuk membentuk sudut dengan kemiringan sudu yang dapat mereduksi aliran.

- c) Rugi karena gesekan. Terjadi karena torsi yang dihasilkan gesekan pada difuser. Rugi ini juga dapat disebabkan karena *seal* dan bantalan.
  - d) *Diffusion-blading loss*. Rugi ini terjadi karena penurunan kecepatan yang terjadi pada lapisan batas. Hal ini akan menyebabkan terjadinya pemisahan pada aliran (*flow separation*)
  - e) *Clearance Loss*. Rugi ini disebabkan karena perbedaan kecepatan antara sudu yang menggerakkan dengan sudu yang digerakkan menyebabkan terjadinya percepatan Coriolis. Disebabkan perbedaan tekanan pada impeller dan volute.
  - f) *Skin Friction Loss*. Rugi ini timbul karena gaya geser pada dinding impeller oleh gesekan yang turbulen.
- 2) Rugi-rugi pada stator
- a) *Recirculating Loss*. Rugi ini timbul karena aliran balik pada keluaran impeller dan merupakan fungsi dari sudut udara keluar. Apabila laju udara menurun, sudut alir keluar akan meningkat.
  - b) *Wake-mixing loss*. Rugi ini timbul dari sudu impeller dan menyebabkan timbulnya *vaneless space* di belakang rotor.
  - c) Rugi pada difuser tanpa bilah. Rugi ini terjadi pada *vaneless diffuser* dan terjadi karena gesekan dan sudut alir absolut.
  - d) Rugi pada difuser berbilah. Terjadi karena pembebanan pada sudu dan rasio *vaneless space*.
  - e) Rugi keluaran. Rugi ini diasumsikan terjadi karena 0.5 dari energi kinetik yang meninggalkan *vane* terbuang.



c. Material Kompresor

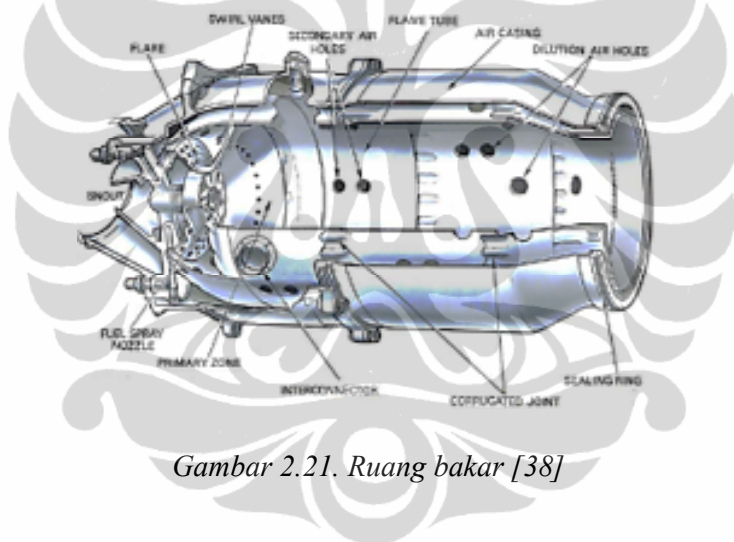
Kondisi operasi kompresor sentrifugal yang bekerja dengan kecepatan sangat tinggi memberikan tegangan sentrifugal yang tinggi pada sudu. Selain karena tegangan yang tinggi, kecepatan yang tinggi ini juga akan berpengaruh pada temperatur kompresor. Verstarete et al mengemukakan bahwa tegangan geser ijin merupakan fungsi dari temperatur material. Maka, perlu dilakukan pemilihan material yang tepat untuk kompresor sentrifugal. Beberapa jenis material yang biasa digunakan, antara lain;

- *High-Strength Titanium Alloy grade 5* (Ti-6Al-4V) [3,16,32] dengan properti:
- Aluminium RR 58 [3].
- Stainless Steel: A286, Greek Ascology, FV 535, FV 520, 17-4 Ph, 403 [3].
- Precipitation Hardening Super Alloy: Inco 718, Nimonic 901 [3].

### 2.7.2 Ruang Bakar

Ruang bakar merupakan tempat terjadinya pembakaran dimana udara bertekanan hasil kompresi bercampur dengan bahan bakar yang menghasilkan gas hasil pembakaran dengan temperatur tinggi. Hasil pembakaran berupa energi panas ini lalu diubah menjadi energi kinetik oleh turbin. Ruang pembakaran dari turbin gas merupakan rekayasa perangkat yang kompleks dicirikan oleh berlangsungnya serangkaian proses *physicochemical*, antara lain: berlangsung dinamika gas nonstasioner, pembakaran turbulen dari berbagai jenis bahan bakar, panas dan pertukaran massa, dan pembentukan oksida NO<sub>x</sub>, CO, dll [37]. Komponen-komponen ruang bakar antara lain:

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



*Gambar 2.21. Ruang bakar [38]*

### 2.7.3 Turbin

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

a. Turbin Aksial

Turbin aksial merupakan jenis turbin yang banyak pada fluida mampu-mampat dan banyak digunakan pada sistem turbin gas berdaya. Turbin aksial terdiri dari dua jenis, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi. Turbin aksial terdiri dari dua bagian utama, yaitu: nosel dan sudu. Fluida pertama kali akan masuk turbin melewati nosel dimana pressure drop terjadi sehingga akan melewati sudu dengan kecepatan tinggi.

Turbin aksial terdiri dari dua jenis, yaitu: turbin impuls dan turbin reaksi. Turbin impuls memiliki derajat reaksi nol. Derajat reaksi berarti seluruh penurunan entalpi yang terjadi menuju nosel, dan kecepatan alir fluida setelah keluar dari nosel menjadi sangat tinggi, atau dengan kata lain pada turbin impuls tidak terjadi perubahan entalpi.

Turbin Reaksi merupakan jenis turbin aksial yang paling banyak digunakan. Pada turbin reaksi, baik nosel dan sudu berfungsi sebagai nosel ekspansi. Kecepatan fluida yang dihasilkan pada turbin reaksi lebih rendah daripada turbin impuls, karena pada turbin reaksi terjadi perubahan entalpi [17].

b. Turbin Radial

Turbin radial pertama kali digunakan pada tahun 1930-an dengan aplikasi pada mesin pesawat jet yang dikombinasikan dengan kompresor sentrifugal yang memiliki karakteristik aliran yang sama sehingga dapat dihasilkan efisiensi yang lebih tinggi. Kombinasi antara kompresor dan turbin radial diaplikasikan pada *turbocharger* otomotif maupun industri.

Kelebihan turbin radial dibandingkan dengan turbin aksial adalah kerja yang dihasilkan oleh turbin radial dalam satu tingkat sama dengan 2 tingkat atau lebih pada turbin aksial karena kecepatan tip sudu yang lebih tinggi. [17].

Kerja yang dihasilkan oleh turbin radial ditentukan oleh beberapa parameter [17], antara lain: pengaturan putaran, rasio tekanan, dan temperatur masuk turbin. Ketidaksesuaian pada karakteristik-karakteristik ini menyebabkan unjuk kerja turbin tidak berada pada *design point*.

## **2.8.TWO SHAFT GAS TURBINE GT85-2 [39]**

Two Shaft Gas Turbine GT85-2 merupakan aplikasi dari turbin gas mikro yang terdiri dari dua poros, dimana gas hasil pembakaran yang diekspansi oleh turbin pertama digunakan untuk memutar turbin kedua, yang selanjutnya akan memutar poros generator dengan daya keluaran sebesar 7 kW. Berdasarkan data akuisisi pada *manual book*, turbin dan kompresor radial pada *turbocharger* Holset 3FD menghasilkan unjuk kerja dengan rasio tekanan 2,2 dan putaran pada kompresor sebesar 90.000 rpm. Kinerja kompresor ini digunakan untuk masukan proses pembakaran dengan AFR sebesar 70:1 dan temperatur masuk turbin sebesar 700°C serta menghasilkan daya keluaran sebesar 7 kW.

## **2.9.REVERSE ENGINEERING**

Reverse Engineering merupakan suatu proses analisa suatu sistem melalui identifikasi komponen-komponennya dan keterkaitan antar komponen, serta mengekstraksi dan membuat abstraksi dan informasi perancangan dari sistim yang dianalisa tersebut [40]. Konsep reverse engineering pada dunia industri pada

dasarnya adalah menganalisa suatu produk baru sejenis, dengan memperkecil kelemahan dan meningkatkan keunggulan produk tersebut dengan melakukan inovasi [41].

Seiring dengan semakin popularnya CAD, metode ini juga semakin mendukung berkembangnya reverse engineering sebagai metode untuk menghasilkan objek 3D, dimana dimensi dari objek dapat dilakukan dengan berbagai cara, yaitu CMM, *Laser scanners*, *CT scanning* industri, *structured light digitizer*.

## **2.10. COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

Computational Fluid Dynamics (CFD) adalah suatu analisa sistem yang melibatkan aliran fluida, perpindahan kalor dan fenomena-fenomena yang terkait di dalamnya yang dilakukan dengan simulasi berbasis komputer. Dengan menggunakan CFD, hasil penelitian mengenai aliran fluida dan perpindahan kalor tidak perlu dilakukan pengujian secara aktual, melainkan dapat terlebih dahulu membuat model untuk selanjutnya dilakukan simulasi. Metode CFD memiliki 3 elemen utama, yaitu:

### **1. Pre-Processor**

Elemen ini terdiri dari pendefinisian geometri benda kerja yang akan di analisa, input data awal, seperti fluida kerja, massa jenis, kecepatan, dll. Melalui data ini, komputer akan menganalisa basis kerja CFD, yaitu volume kendali dengan membangun mesh.

## 2. Solver

Pada tahap ini, komputer akan melakukan perhitungan terhadap data-data input yang telah diberikan Solver dilakukan dengan proses Iterasi sampai hasil perhitungan berbentuk konvergen.

## 3. Post-Processor

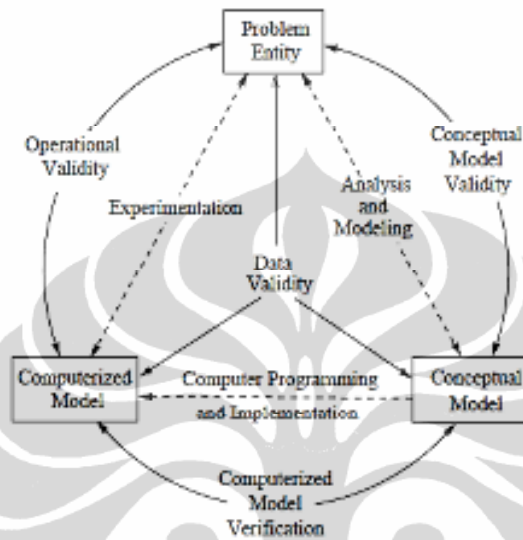
Tahap ini merupakan hasil perhitungan. Ini antara lain dapat ditunjukkan sebagai plot grafik, gambar potongan, trajektori aliran, dll. Selanjutnya, analisa dapat dilakukan pada hasil untuk mengetahui fenomena-fenomena yang terjadi pada objek kerja. Keuntungan menggunakan metode CFD antara lain [26]:

- a. Mereduksi waktu dan biaya pada sebuah perancangan.
- b. Dapat merepresentasikan operasi sistem yang dalam keadaan nyata sulit untuk dilakukan.
- c. Dapat dilakukan penelitian terhadap sistem yang dalam keadaan nyata terlalu berbahaya untuk dilakukan.

### **2.11. VERIFIKASI DAN VALIDASI**

Model simulasi terhadap model geometri yang semakin meningkat telah menimbulkan masalah pada penyelesaian dan pengambilan keputusan [42]. Maka, timbul konsep agar perancang dapat merasa yakin bahwa hasil rancangannya sesuai dengan yang dikehendaki. Konsep tersebut adalah validasi dan verifikasi. Validasi terhadap model didefinisikan sebagai pembuktian bahwa proses pemodelan yang telah dilakukan dengan menggunakan komputer sudah berada dalam rentang akurasi pada aplikasi sesungguhnya dari model tersebut. Sementara

verifikasi terhadap model didefinisikan sebagai pemeriksaan terhadap ketepatan dalam penggunaan program komputer dan program tersebut telah diimplementasikan secara benar terhadap kriteria pada model yang ada.



Gambar 2.22. Simplikasi Verifikasi dan Validasi [42]

## 2.12. ZERO ENERGY BUILDING

*Zero Energy Building* (ZEB) didefinisikan sebagai bangunan yang digunakan yang digunakan sebagai hunian atau komersial yang mampu mereduksi kebutuhan energi secara drastis sehingga tercapai efisiensi, yaitu keadaan dimana tercapai keseimbangan kebutuhan energi yang disuplai dengan energi terbarukan. Adapun *Zero Energy Building* dapat dibangun dengan beberapa cara, tergantung dari tujuan yang ingin dicapai: [18]

- *Net Zero Site Energy* : bangunan yang menghasilkan energi sebanyak jumlah energi yang digunakan selama satu tahun dikalkulasi dari bangunan.

- *Net Zero Source Energy* : bangunan yang menghasilkan energi sebanyak jumlah energi yang digunakan selama satu tahun dikalkulasi dari sumber energi. Sumber energi merupakan energi primer yang dibutuhkan untuk menghasilkan dan menyalurkan energi ke bangunan.
- *Net Zero Energy Costs* : bangunan yang menggunakan energi dengan total biaya yang sama dengan jumlah biaya untuk menghasilkan energi.
- *Net Zero Energy Emissions* : bangunan yang menghasilkan emisi yang jumlahnya sama dengan jumlah emisi yang digunakan untuk menghasilkan energi.

Konsep ZEB menjadi *decentralized energy* yang menghasilkan daya dan energi yang dibutuhkan pada tempat hunian, komersial, maupun industri secara swadaya [43]. Desentralisasi energi dapat dilakukan dengan berbagai metode, yaitu dengan aplikasi energi surya, sampai dengan aplikasi pembangkit daya, yaitu turbin gas.



## BAB 3

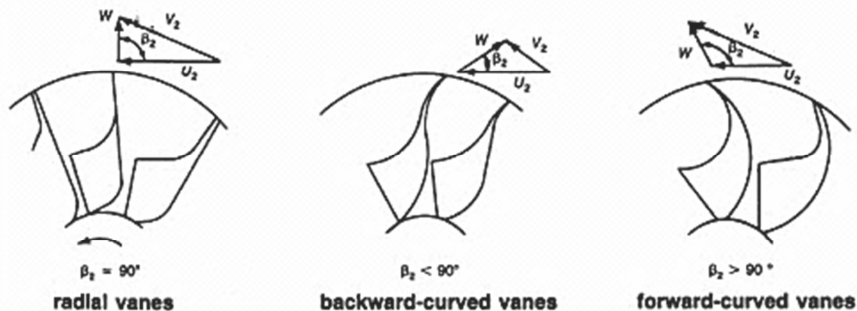
### KOMPRESOR SENTRIFUGAL

#### 2.5. UNJUK KERJA KOMPRESOR SENTRIFUGAL

Tingkat kerumitan yang tinggi pada aliran kompresor sentrifugal menjadikan simplikasi aliran tiga dimensi menjadi satu dimensi tidak mencerminkan karakteristik alirannya. Oleh karena itu diperlukan analisa tiga dimensi pada kompresor sentrifugal. Persamaan-persamaan yang digunakan untuk melakukan analisa bersumber dari Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 6<sup>th</sup> ed, S.L. Dixon dan C.A. Hall (2010), dan Gas Turbines, V. Ganesan (1999)

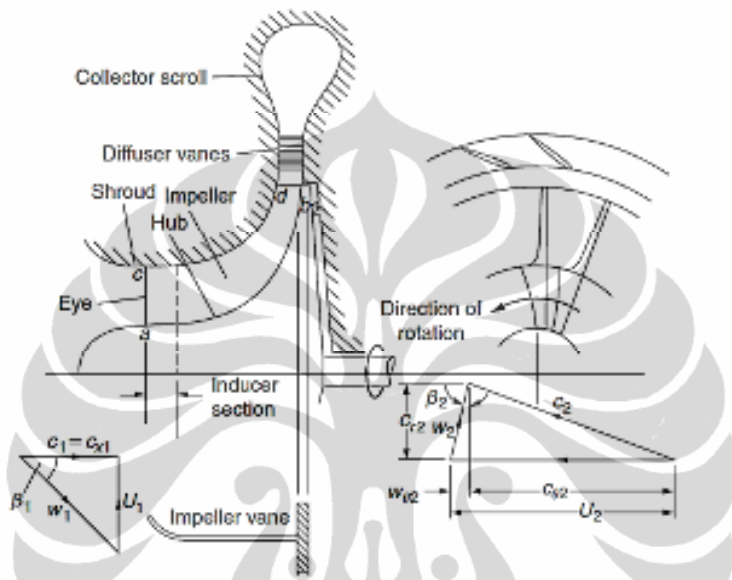
##### a) Impeller

Impeller merupakan salah satu komponen vital pada kompresor sentrifugal karena menentukan aliran fluida yang dikompresi. Impeller terdiri dua komponen utama, yaitu: inducer dan sudu. Beberapa profil sudu yang biasa digunakan pada kompresor sentrifugal, yaitu [16]:



Gambar 3.1. Jenis bentuk sudu impeller [16]

Pada mesin-mesin turbo, seperti pada kompresor, pompa, turbin, dll, untuk merepresentasikan kondisi kinematik fluida dan sudu digunakan konsep segitiga kecepatan (*speed triangles*), yaitu pada sisi masuk dan keluar fluida, dengan sudu gerak atau sudu putar [23].



Gambar 3.2 Segitiga kecepatan pada kompresor sentrifugal, inlet dan outlet [22]

Segitiga kecepatan sebelah kiri merupakan segitiga kecepatan saat fluida masuk kompresor sedangkan segitiga kecepatan sebelah kanan merupakan segitiga kecepatan ketika fluida meninggalkan kompresor. Dengan kecepatan ( $N$ ) tertentu, maka kecepatan sudu,  $u$  dapat ditentukan. [19]

$$u = \omega \times r_s \dots\dots\dots(3.1)$$

Gerak tiga dimensi pada impeller terdiri dari tiga komponen kecepatan, yaitu: kecepatan radial ( $c_r$ ), kecepatan tangensial ( $c_\theta$ ), kecepatan aksial ( $c_x$ ).

$$c^2 = c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2 \dots\dots\dots(3.2)$$

Berdasarkan ke tiga komponen kecepatan yang terdapat pada sudu kompresor, maka rotalpi dapat dituliskan sebagai:

$$I = h + \frac{1}{2}(c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2 - 2Uc_\theta) \quad \dots\dots\dots(3.3)$$

Apabila ruas kanan ditambahkan masing-masing komponen  $U^2$ , maka:

$$I = h + \frac{1}{2}(U^2 - 2Uc_\theta + c_\theta^2) + \frac{1}{2}(c_r^2 + c_x^2 - U^2) = h + \frac{1}{2}(U - c_\theta)^2 + \frac{1}{2}(c_r^2 + c_x^2 - U^2) \quad \dots\dots\dots(3.4)$$

Dari segitiga kecepatan,  $U - c_\theta = w$  dan  $w^2 = c_r^2 + w_\theta^2 + c_x^2$

$$I = h + \frac{1}{2}(w^2 - U^2) \quad \dots\dots\dots(3.5)$$

Apabila  $h_{0rel} = h + \frac{1}{2}w^2$ ;

$$I = h_{0rel} - \frac{1}{2}U^2 \quad \dots\dots\dots(3.6)$$

Karena nilai rotalpi  $I_1$  dan  $I_2$  tetap,  $I_1=I_2$ ; maka

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) \quad \dots\dots\dots(3.7)$$

Kerja spesifik pada fluida;

$$\Delta W = U_2 c_{\theta 2} \quad \dots\dots\dots(3.8)$$

Bagian *eye* pada sudu merupakan bagain yang perlu untuk dirancang secara rinci. Kecepatan fluida pada *eye* harus sesuai dengan kondisi operasi. Apabila kecepatan pada *eye* sudu terlalu besar akan menyebabkan rugi-rugi tekanan. Kecepatan fluida pada *eye* ditentukan oleh rasio antara radius *hub* ( $r_{h1}$ ), dan radius *shroud* ( $r_{s1}$ ),  $\left(\frac{r_{h1}}{r_{s1}}\right)$ .

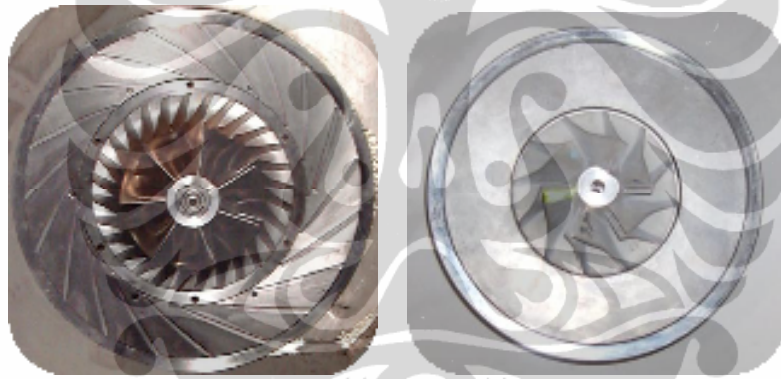
b) Diffuser

Difuser berfungsi untuk mereduksi kecepatan fluida yang meninggalkan sudu sehingga meningkatkan tekanan. Difuser harus direncanakan dengan baik agar

laju difusi sesuai dengan karakteristik operasi. Laju difusi yang terlalu tinggi akan menyebabkan bercampurnya aliran serta rugi-rugi yang besar karena adanya temperatur stagnasi. Apabila laju difusi terlalu rendah, jarak tempuh fluida akan semakin besar sehingga rugi akibat gesekan juga semakin besar. Pada kompresor sentrifugal, secara umum terdapat dua jenis difuser, yaitu difuser berbilah dan difuser tanpa bilah (*vaned diffusser* dan *vaneless diffusser*)

$$\eta_D = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} = (h_2 - h_1) = \frac{(c_1^2 - c_{2s}^2)}{(c_1^2 - c_2^2)} = \frac{(T_{2s}/T_1 - 1)}{(T_2/T_1 - 1)}$$

$$\eta_D = \frac{(p_2/p_1)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1}{[(p_{01}/p_{02})(p_2/p_1)]^{\gamma-1/\gamma} - 1} \dots \dots \dots (3.9)$$

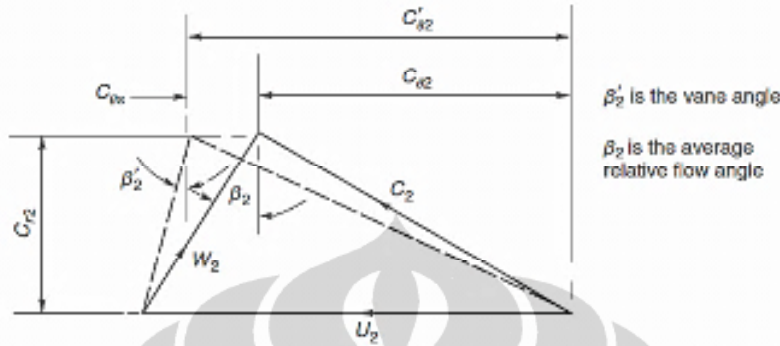


Gambar 3.3. (a) *Vaned Diffuser* [14] dan (b) *Vaneless diffuser* (Garrett TA31)

c) Faktor Slip

Meskipun aliran fluida yang meninggalkan sudu kompresor diasumsikan terjadi tanpa gesekan (*frictionless*), aliran fluida ini tidak akan memiliki pola yang sama persis dengan pola sudu, yang disebut sebagai slip. Terjadinya slip akan menghasilkan sudut antara sudu dengan aliran ( $\beta_2$ ). Slip tidak akan terbentuk apabila kompresor memiliki jumlah sudu sangat tipis yang tak-hingga, sehingga hanya dihasilkan sudut alir relatif ( $\beta_2$ ). Maka kerja kompresor merupakan fungsi

dari slip yang terjadi ketika kompresor beroperasi. Gambar berikut menunjukkan segitiga kecepatan dengan dan tanpa terjadinya slip.



Gambar 3.4 segitiga kecepatan slip [22]

Faktor slip disimbolkan dengan  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{c_{\theta 2}}{c_{\theta 2}'} \quad \dots\dots\dots(3.10)$$

Dimana  $c_{\theta 2}$  adalah komponen tangensial dari kecepatan absolut dari fluida yang meninggalkan sudu menurut  $\beta_2$ . Sedangkan  $c_{\theta 2}'$  merupakan komponen tangensial dari kecepatan absolut menurut  $\beta_2'$ . Dengan  $c_{\theta s} = c_{\theta 2}' - c_{\theta 2}$ , sehingga:

$$\sigma = 1 - \frac{c_s}{c_{\theta 2}'} \quad \dots\dots\dots(3.11)$$

Terdapat beberapa persamaan yang umum digunakan untuk menyatakan faktor slip, yaitu Stodola Equation, Stanitz Equation, dan Balje Equation [19].

1) Stodola Equation

Menurut Stodola, kecepatan slip diasumsikan yang terjadi disebabkan karena gerak rotasi, dengan nilai slip,  $\sigma$ :

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z} \left( \frac{\sin \beta_2'}{1 - \phi_2 \cot \beta_2'} \right) \quad \dots\dots\dots(3.12)$$

Dengan

$$\phi_2 = \frac{c_{r2}}{U_2} \quad \dots\dots\dots(3.13)$$

Untuk sudu radial dengan  $\beta_2 = 90^\circ$ , maka:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z} \dots\dots\dots(3.14)$$

2) Stanitz Equation

Persamaan Stanitz berlaku untuk sudu radial dengan  $45^\circ < \beta_2 < 90^\circ$ .

Kecepatan slip diketahui berdasarkan sudut keluar sudu dan kompresibilitas.

$$\sigma = \frac{1.98}{z(1 - \varphi_2 \cot \beta'_2)} \dots\dots\dots(3.15)$$

Untuk  $\beta'_2 = 90^\circ$ ,

$$\sigma = 1 - \frac{1.98}{z} \dots\dots\dots(3.16)$$

3) Balje Equation

Persamaan Balje berlaku untuk sudu radial dengan  $\beta'_2 = 90^\circ$ .

Dengan  $n = \frac{\text{Impeller tip diameter}}{\text{Eye tip diameter}}$

$$\sigma = \left(1 + \frac{6.2}{(zn)^{2/3}}\right)^{-1} \dots\dots\dots(3.17)$$

Secara umum, nilai slip yang terjadi berkisar pada angka 0.9 [39]. Maka dengan adanya slip yang terjadi, maka kerja yang diterima fluida tidak akan sama dengan yang diberikan oleh kompresor, berdasarkan slip yang terjadi.

$$W\left(\frac{kJ}{kg}\right) = \frac{\sigma \times u_2^2}{1000} = c_p (T_{02} - T_{01}) \dots\dots\dots(3.18)$$

d) Parameter unjuk kerja kompresor sentrifugal

Unjuk kerja pada kompresor sentrifugal terdiri dari beberapa parameter, antara lain rasio tekanan total, efisiensi, laju alir udara, dan perubahan massa jenis fluida yang disebabkan karena efek kompresibilitas fluida.

1) Rasio tekanan

Apabila kompresor diasumsikan bekerja pada gas ideal mampu-mampat, perubahan energi:

$$\Delta W = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_{02} - h_{01} = U_2 c_{\theta 2} \dots\dots\dots(3.19)$$

2) Laju alir udara

Kecepatan yang semakin tinggi akan meningkatkan laju alir udara yang dapat dikompresi oleh kompresor pada area tertentu.

$$\dot{m} = \rho_1 \times A_1 \times c_{x1} \dots\dots\dots(3.20)$$

$$A = \frac{\pi \times k \times u_{s1}^2}{N^2} \dots\dots\dots(3.21)$$

Dengan  $k$  adalah

$$1 - \left(\frac{r_{h1}}{r_{s1}}\right)^2 \dots\dots\dots(3.22)$$

3) Efisiensi keseluruhan (*total-to-total efficiency*)  $\eta_c$ :

$$\eta_c = \frac{h_{03ss} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} = \frac{C_p T_{01} (T_{03ss}/T_{01} - 1)}{h_{03} - h_{01}} = C_p T_{01} \frac{(T_{02ss}/T_{01} - 1)}{(U_2 c_{\theta 2})} \dots\dots\dots(3.33)$$

$$\eta_c = \frac{T_{03ss} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \dots\dots\dots(3.34)$$

Dengan:

$h_{03ss}$  : entalpi fluida keluar difuser (stage isentropic)

$h_{01}$  : entalpi fluida masuk sudu

$h_{03}$  : entalpi fluida keluar difuser

$T_{01}$  : temperatur fluida masuk sudu

$T_{03ss}$  : temperatur fluida keluar difuser (stage isentropic)

$U_2$  : kecepatan sudu sisi keluar

$c_{\theta 2}$  : kecepatan absolut sisi keluar sudu (tangensial)

Maka Rasio tekanan total:

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left( \frac{T_{03SS}}{T_{01}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \dots\dots\dots(3.35)$$

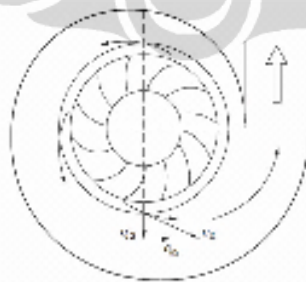
4) Perubahan massa jenis

Efek kompresibilitas fluida yang terjadi pada proses kompresi menyebabkan nilai massa jenis tidak dapat dianggap konstan. Perubahan massa jenis ditunjukkan sebagai:

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \left( \frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(3.36)$$

e) Sistem Difusi

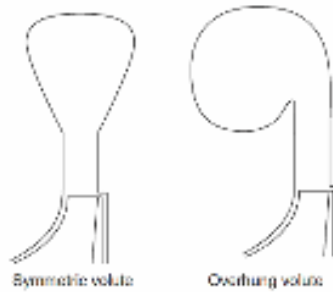
Sistem pendifusi pada kompresor sentrifugal terdiri dari difuser dan volute. Kompresor sentrifugal secara umum dilengkapi dengan difuser dengan atau tanpa bilah. Difuser berfungsi untuk mengubah energi kinetik pada sudu keluar menjadi tekanan statik (*static pressure*). Sementara volute merupakan komponen akhir dari kompresor. Volute merupakan saluran berbentuk spiral dengan luas penampang yang semakin meningkat ke arah saluran keluar yang berfungsi untuk menyatukan aliran fluida menuju keluaran kompresor.



Gambar 3.5. Konstruksi Volute [22]

Volute yang umum digunakan terdiri dari dua jenis, yaitu *symmetric volute* dan *overhung volute*.



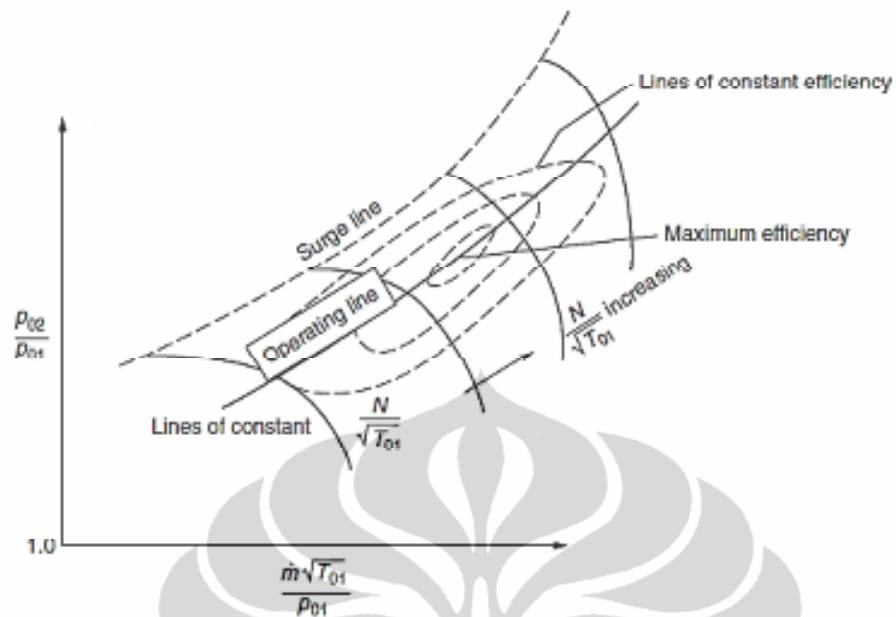


Gambar 3.6. Jenis-jenis volute [22]

f) *Compressor Performance Map*

*Compressor Performance Map* menunjukkan relasi antara rasio tekanan total terhadap fungsi dari laju alir massa pada setiap nilai kecepatan. [17]. Dengan kata lain, *performance map* menunjukkan karakteristik kerja dari kompresor, sesuai dengan perancangannya. Namun, secara umum, unjuk kerja kompresor paling optimum berada pada *lines of constant*, yaitu dimana dimana rasio tekanan yang meningkat diiringi oleh peningkatan laju alir massa.

Kondisi kerja kompresor yang berada pada *surge line* akan menjadikan unjuk kerja kompresor menjadi tidak stabil. *Surge* didefinisikan sebagai batas bawah dari operasi yang stabil pada sebuah kompresor dan melibatkan aliran balik. Kerja kompresor yang berada pada keadaan ini tidak stabil dan terdapat aliran balik. Kompresor yang bekerja pada kecepatan tinggi dengan rasio tekanan rendah akan menyebabkan terjadinya fenomena *choke* sehingga peningkatan kecepatan tidak diiringi dengan peningkatan laju alir massa. [17]



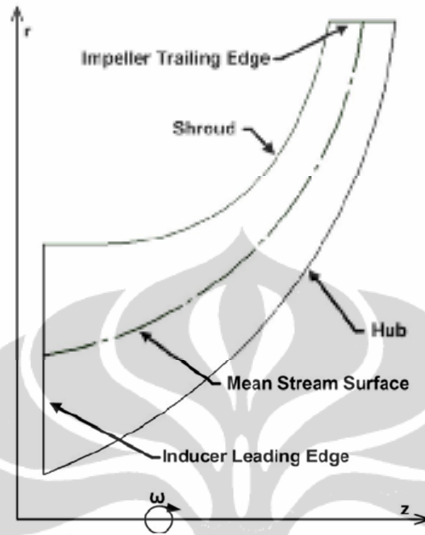
Gambar 3.7. Compressor Performance Map

### 3.2. ANALISA CFD PADA SUDU KOMPRESOR SENTRIFUGAL

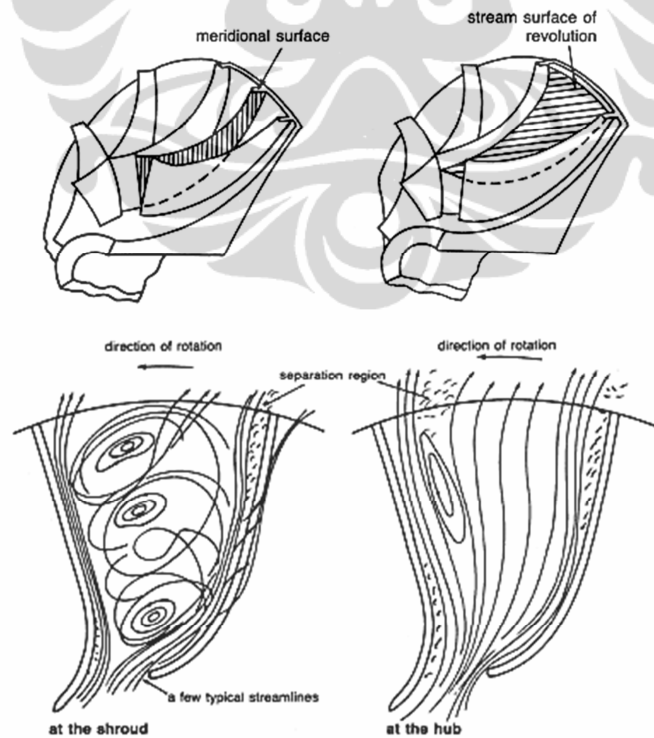
Kompresor merupakan komponen terpenting pada turbin gas, karena melalui kompresor udara pembakaran disuplai. Berangkat dari hal ini, kompresor harus didesain dengan baik untuk mendapatkan unjuk kerja yang optimum. Pada kompresor sentrifugal *turbocharger*, kompresor dapat berputar dengan kecepatan lebih dari 100.000 rpm. Pada kecepatan ini, udara menjadi mampu mampat, sehingga unjuk kerja kompresor antara lain dipengaruhi oleh: rasio tekanan, menurunkan *Mach Number* pada zona *transonic*, kompresibilitas fluida, dan perubahan massa jenis [12,13].

Lebih jauh, rugi-rugi yang terjadi pada bagian-bagian tertentu sudu akan mempengaruhi unjuk kerja kompresor maupun turbin gas secara keseluruhan. Maka untuk menganalisa atau bahkan memperbaiki unjuk kerja dari kompresor,

terlebih dahulu harus dimengerti pola aliran yang terbentuk, antara lain pada *meridional surface*.

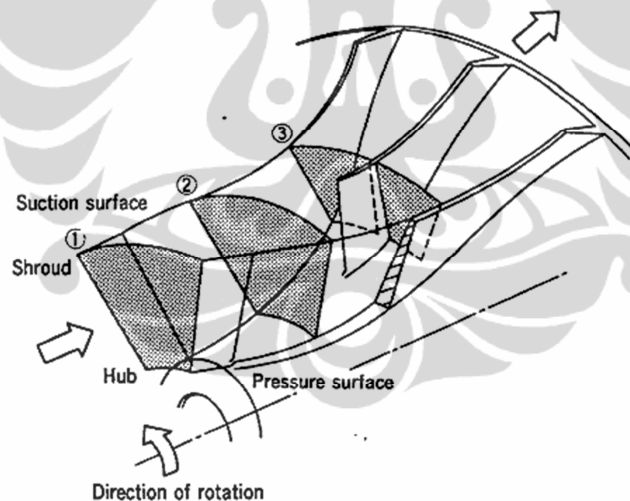


Gambar 3.8. Meridional Surface sudu kompresor [44]



Gambar 3.9. Permukaan meridional dan stream surface of revolution [16]

Metode untuk mengetahui pola aliran pada sudu kompresor pada *meridional surface* (permukaan meridional) dan *stream surface of revolution* antara lain metode CFD. Ibaraki et al. [8] pada tahun 2003 membuktikan bahwa dengan melakukan simulasi CFD pada permukaan meridional rugi aliran dan rugi kejut pada tip sudu dapat dianalisa. Pada tahun 2004, Ibaraki et al. [15] menggunakan metode CFD terhadap kompresor pada profil sudu dan permukaan meridional untuk melakukan optimisasi dengan terlebih dahulu mengetahui profil *full blade* dan *spliter blade* kompresor sebelumnya. Sementara beberapa tahun sebelumnya, Higashimori et al. pada tahun 1999 melakukan investigasi aliran kompresor sntrifugal pada permukaan hisap (*suction surface*) dan permukaan tekanan (*pressure surface*) [46].

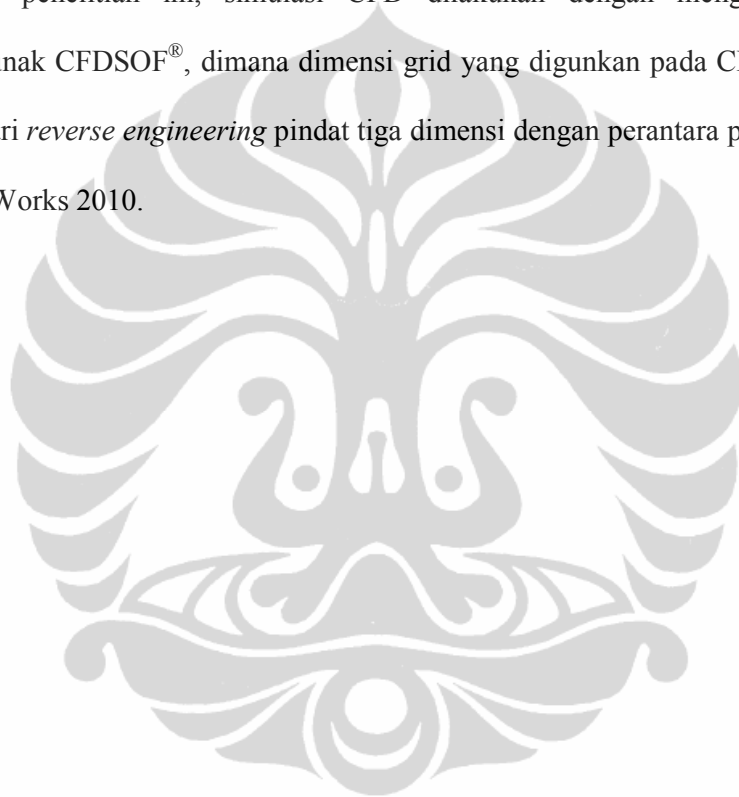


Gambar 3.10. Permukaan hisap dan tekanan pada kompresor sentrifugal [46]

Investigasi aliran yang tidak stabil pada kompresor sentrifugal juga ditinjau pada permukaan meridional seperti yang dilakukan oleh Ibaraki et al. [14]. Selanjutnya optimisasi terhadap kompresor sentrifugal yang dilakukan oleh Verstraete et al. pada tahun 2010 [16] juga menggunakan metode CFD pada

*meridional surface* pada bagian *hub* dan *shroud*. Sementara pada tahun 2011 Dickens et al. [13] metode CFD untuk merancang kompresor. Maka profil sudu yang dapat merepresntasikan karakteristik kompresor antara lain permukaan meridional, baik pada *full blade* maupun pada *spilter blade* serta pada bagian *stream surface of revolution* [17].

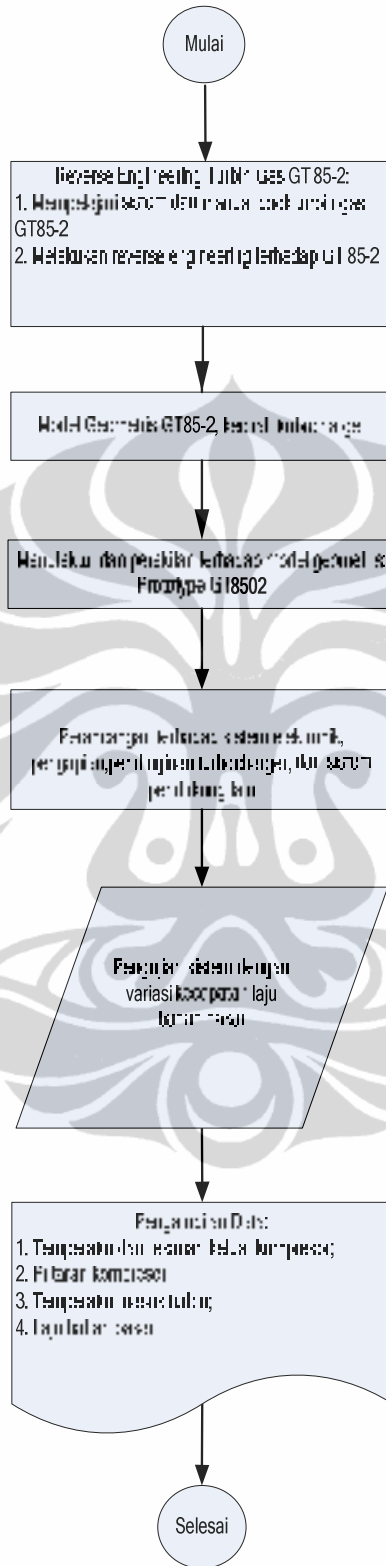
Pada penelitian ini, simulasi CFD dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak CFDSOF<sup>®</sup>, dimana dimensi grid yang digunakan pada CFDSOF<sup>®</sup> diperoleh dari *reverse engineering* pindat tiga dimensi dengan perantara perangkat lunak SolidWorks 2010.



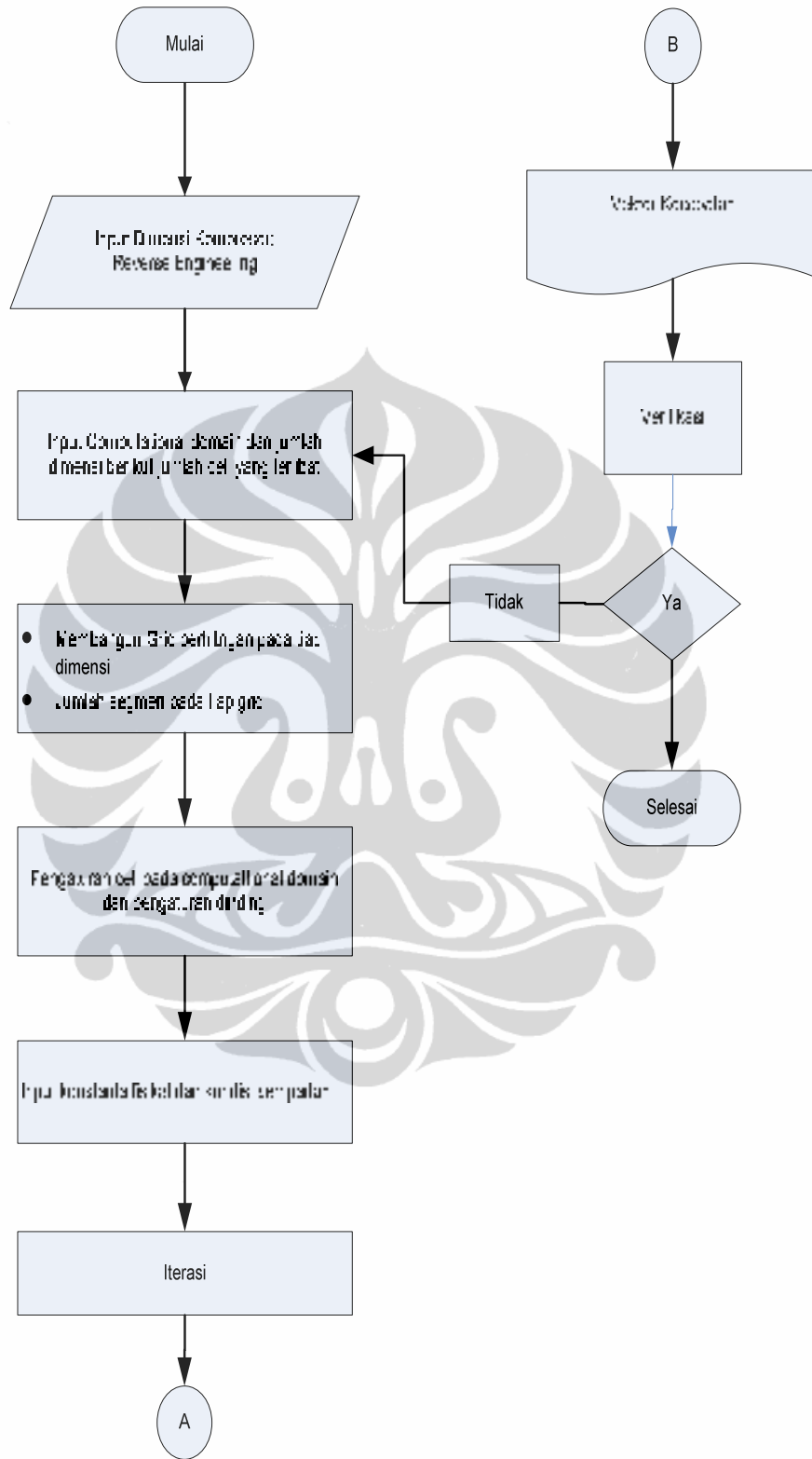
## **BAB 4**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

Turbin gas mikro yang digunakan sebagai objek penelitian adalah turbin gas mikro dengan kelas daya 7kW, yang terdiri dari kompresor sentrifugal satu tingkat dan turbin radial satu tingkat. Penelitian ini terdiri dari dua tahap. Tahap pertama merupakan pengujian aktual terhadap sistem untuk mendapatkan parameter-parameter karakteristik dari kompresor sentrifugal yang dapat merepresentasikan parameter unjuk kerja sistem. Tahap kedua merupakan analisa dari profil sudu kompresor sentrifugal yang dilakukan dengan menggunakan metode CFD.



Gambar 4.1. Diagram Alir Penelitian



Gambar 4.2. Diagram Alir Reverse Engineering dan Simulasi CFD Kompresor



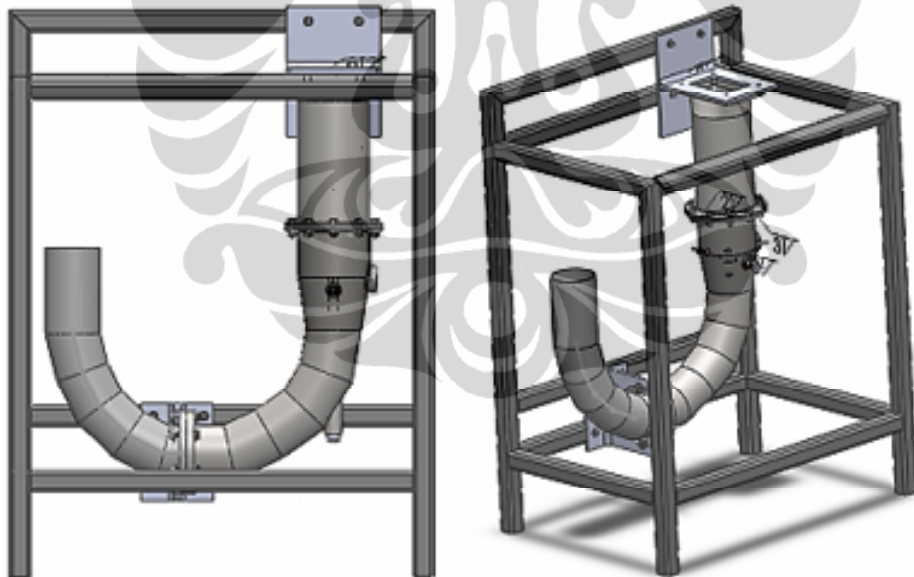
#### 4.1. PERSIAPAN PENGUJIAN SISTEM

Pengujian dilakukan dengan menggunakan turbin gas mikro yang merupakan prototype dari Two Shaft Gas Turbine GT85-2 dengan daya 7kW, yang terdiri dari satu buah *turbocaharger* otomotif radial dan ruang bakar. Prototype turbin gas dibuat berdasarkan Two shaft Gas Turbine GT 85-2 dari TQ Equipment, UK. Pada prototype, digunakan *turbocharger* otomotif Garrett TA31 sebanyak satu buah.

##### 4.1.1 Peralatan dan perlengkapan Pengujian

Peralatan dan perlengkapan yang digunakan pada penelitian pada sistem turbin gas ini antara lain:

1. Prototype GT85-2



Gambar 4.3. Model frame dan ruang bakar

## 2. *Turbocharger* Garrett TA31



*Gambar 4.4. Garrett Turbocharger TA31*

## 3. Sistem pendinginan dan pelumasan *turbocharger*

Sistem pendinginan dan pelumasan yang digunakan berupa pelumas dengan jenis 10W-40. Sistem ini terdiri atas pompa oli (Suntec Oil Pump Type-D) [40] dan penggerak, serta tempat penampung oli yang dilengkapi dengan pendingin air.



*Gambar 4.5. Pompa Oli dan Motor Listrik*



*Gambar 4.6 Bak pendingin oli*

#### 4. Pressure Gauge

Pressure gauge digunakan untuk mengukur tekanan yang terjadi pada area keluar kompresor, ruang bakar, dan keluar turbin.



*Gambar 4.7. Pressure Gauge*

#### 5. Thermocouple

Thermocouple yang digunakan adalah thermocouple tipe K sebanyak dua buah, yaitu pada *inlet* ruang bakar (*outlet compressor*) dan pada *outlet* ruang bakar (*Turbine Inlet*) dengan rentang pengukuran 0°C hingga 1000°C.

#### 6. Flow Control

Pengendali laju alir digunakan untuk mengendalikan laju alir bahan bakar gas dengan jenis rotameter.



*Gambar 4.8. Rotameter*

## 7. Stroboskop

Stroboskop digunakan untuk mengukur putaran kompresor (turbin) yang berubah sesuai dengan laju bahan bakar.

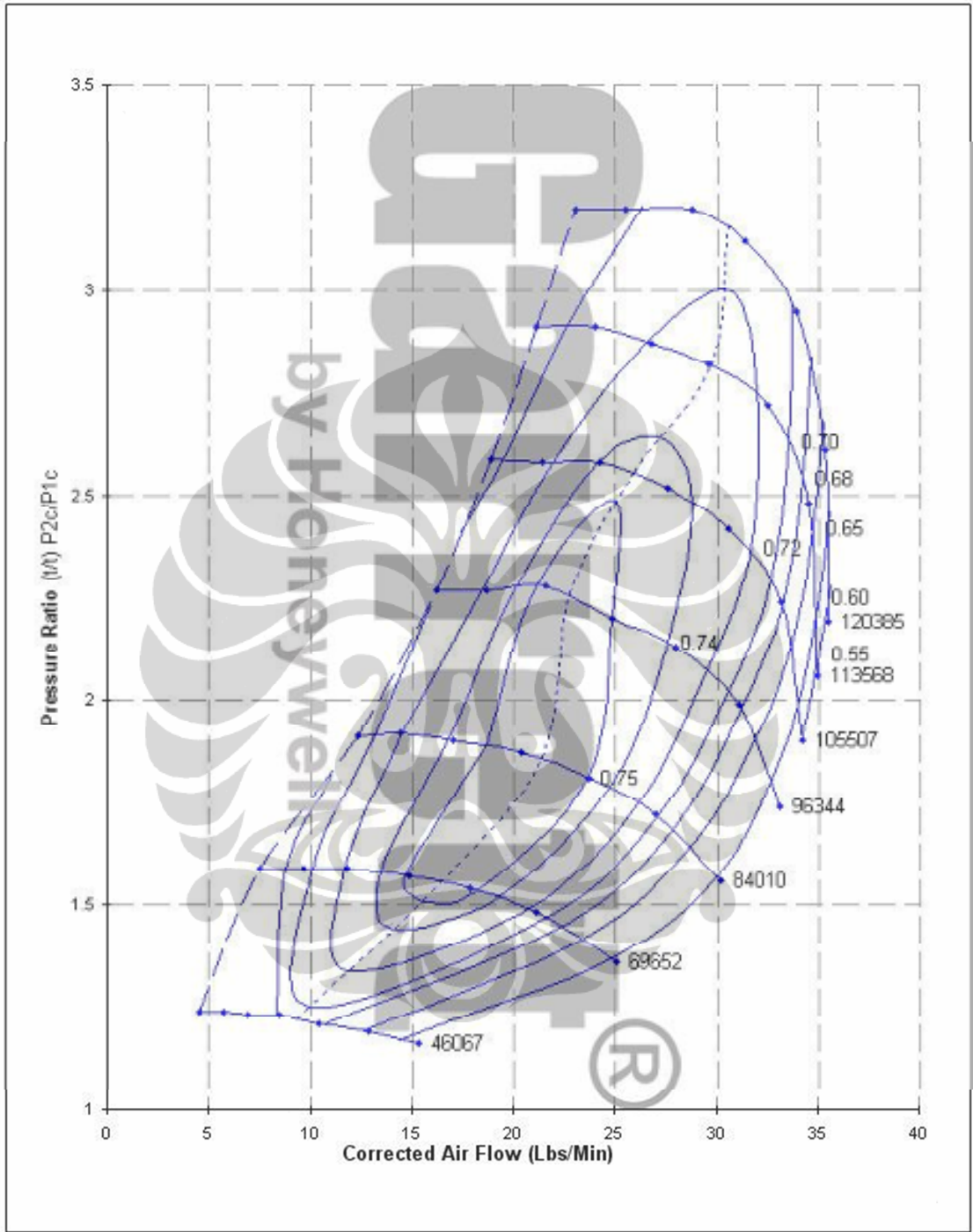


Gambar 4.9. Stroboskop

### 4.1.2 Spesifikasi dan Compressor Performance Map Garrett TA31

Tabel 4.1. Spesifikasi Garrett TA31.

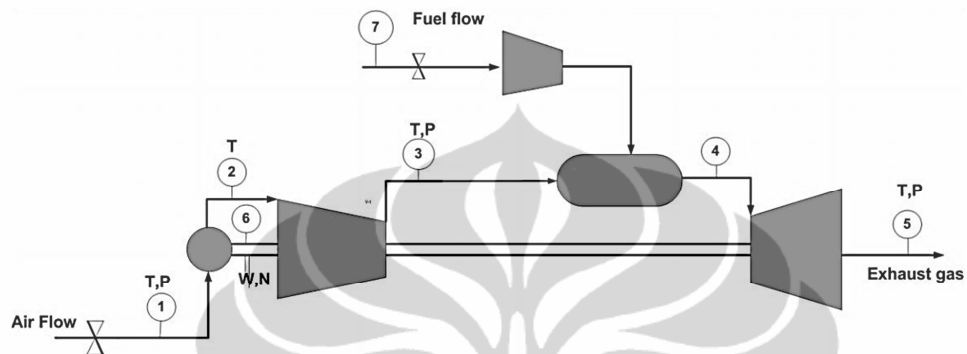
Tipe Turbocharger	Garrett Turbocharger TA31
Jenis sudu kompresor	<i>backward-curved radial</i>
Jumlah <i>full blade</i> kompresor	6
Jumlah <i>spliter blade</i> kompresor	6
Trim kompresor	40
A/R kompresor	0.5
Diameter <i>inducer</i> kompresor	47.4 mm
Diameter <i>exducer</i> kompresor	74.9 mm
Sudut alir relatif masuk ( $\beta_1$ )	32.64
Sudut alir relatif keluar ( $\beta_2$ )	26.5
Difuser	<i>vaneless difusser</i>



Gambar 4.10. Compressor Performance Map Garrett TA31

## 4.2. SKEMATIK PENGUJIAN

Pengujian dilakukan pada prototype GT85-2, dengan pengambilan data-data yang sesuai dengan parameter karakteristik. Parameter karakteristik ini selanjutnya digunakan sebagai input simulasi CFD.



*Gambar 4.11. Skematik Pengujian*



*Gambar 4.12. Proses pengujian*

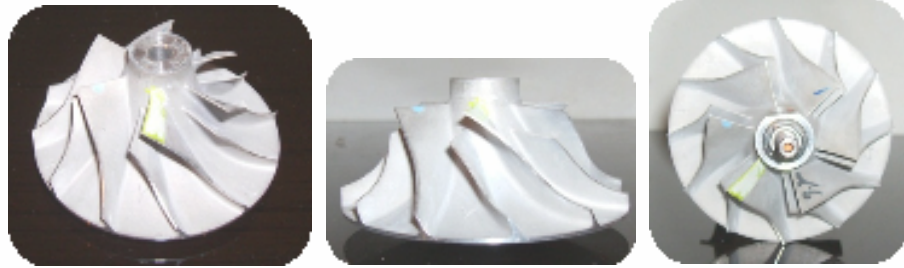
### 4.3. PARAMETER KARAKTERISTIK

Pengujian dilakukan untuk memperoleh data-data parameter karakteristik yang dibutuhkan untuk analisis. Parameter karakteristik di analisa untuk mendapatkan parameter unjuk kerja komponen. Jadi parameter karakteristik merupakan parameter yang merpresentasikan unjuk kerja dari komponen [2]. Pada pengujian prototipe MGT, parameter-parameter karakteristik dapat dihasilkan dari kompresor antara lain:

- Putaran kompresor
- Temperatur masuk kompresor
- Temperatur keluar kompresor
- Laju alir massa kompresor
- Rasio tekanan kompresor

### 4.4. REVERSE ENGINEERING

Pada penelitian ini, konsep reverse engineering dilakukan untuk mendapatkan model geometri dari kompresor sentrifugal. Metode Reverse engineering yang digunakan adalah metode *3D scanning* dengan benda kerja kompresor sentrifugal dari *turbocharger* Garrett TA31. Proses *scanning 3D* ini dilakukan dengan menggunakan GOM Optical Measuring Techniques dan software GOM Atos.



*Gambar 4.13. Kompresor Sentrifugal Garrett TA31*

Proses pindai yang dilakukan akan dihasilkan berupa titik-titik koordinat objek berdasarkan titik referensi yang telah ditetapkan sebelumnya. Titik koordinat selanjutnya akan diolah agar menjadi sebuah objek solid melalui proses *polygonal meshing* [41] dan *surfacing*. Proses dan hasil pindai (*scanning*) 3D dilakukan dalam beberapa tahap, antara lain:

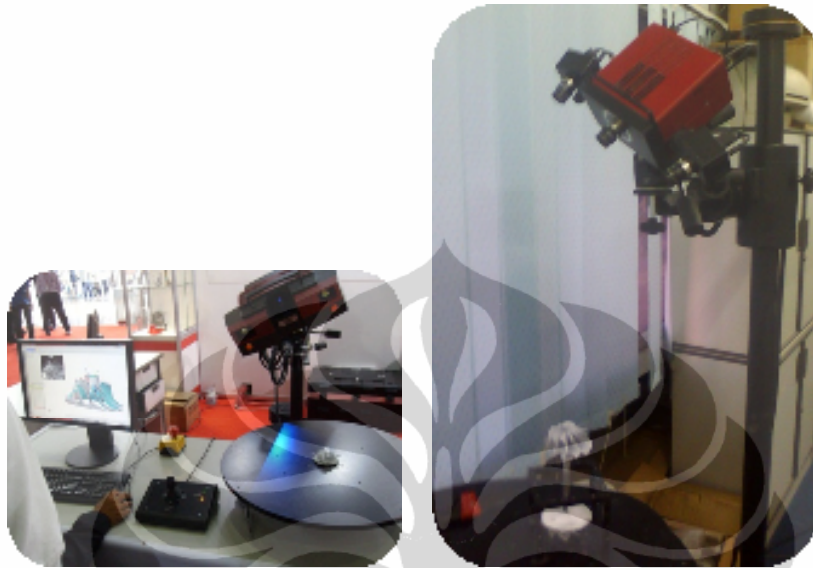
- a. *Powdering* dan penempelan *sticker* acuan



*Gambar 4.14. Powdering Rotor*



- b. Pengaturan posisi benda kerja pada *round table* terhadap posisi kamera dan Pemilihan bagian benda kerja yang menjadi objek



Gambar 4.15. Proses pindai 3 dimensi

#### 4.5. COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Pada penelitian ini, metode CFD (*Computational Fluid Dynamics*) digunakan untuk mengetahui pola aliran pada kompresor sentrifugal berdasarkan vektor kecepatan pada permukaan meridional antara *full blade* dan *splitter blade*. Metode CFD dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak CFDSOF<sup>®</sup>, dengan nilai input yang diperoleh dari hasil pengujian aktual. Dimensi yang digunakan untuk membangun model CFD didapatkan dari hasil *reverse engineering* (Pindai 3D) dengan perantara perangkat lunak SolidWorks 2010. Sudu satu dan yang lainnya pada kompresor sentrifugal memiliki profil yang seragam, maka simulasi dilakukan terhadap satu pasang *full blade* dan *splitter blade*.

Simulasi CFD dilakukan pada permukaan meridional antara *full blade* dan *splitter blade*. Simulasi dilakukan dengan variasi terhadap radius dari *splitter*

*blade* untuk setiap putaran poros yang didapat dari hasil pengujian. Variasi radius *splitter blade* yang disimulasi berjumlah 3 buah, termasuk radius standar, yaitu: variasi standar: 26.75mm, variasi a: 25.68mm, dan variasi b: 27.82mm. Sementara putaran uji terdiri dari 5 titik, yaitu: 7480 rpm, 8002 rpm, 8892 rpm, dan 13000 rpm. Simulasi dimulai dengan tahap pre-prosesor, yaitu tahap dimana dilakukan input untuk membentuk model CFD, yaitu:

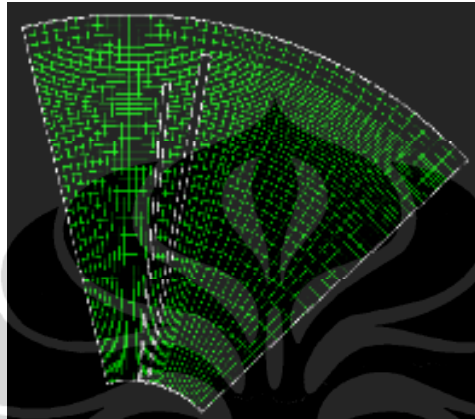
#### **4.5.1 Input domain komputasi: properti yang di-input antara lain:**

1. Dimensi-dimensi pengukuran, yang meliputi:
  - a. Radius luar kompresor
  - b. Radius *full blade*
  - c. Radius *splitter blade*
2. Jumlah dimensi kerja dan jumlah cell untuk setiap arah grid. Masing-masing grid selanjutnya dapat diatur menjadi beberapa segmen dengan jumlah cell akurat.
3. Pengaturan cell untuk setiap arah grid menjadi dinding, area hitung, inlet, outlet, dinding bergerak, dll.
4. Pengaturan kondisi sempadan: kecepatan, tekanan, temperatur, dll.

Input domain komputasi selanjutnya akan menghasilkan grid dari model CFD, dimana perhitungan dilakukan oleh komputer. Secara lengkap, data-data input dan tutorial tersaji pada lembar lampiran.

#### 4.5.2 Grid dari model CFD

Gambar 4.16 menunjukkan grid yang digunakan untuk proses perhitungan (solver), dimana cell pada bagian-bagian tertentu, seperti pada *tip blade* diatur dengan jumlah yang lebih banyak dengan kerapatan yang lebih tinggi.



Gambar 4.16. Grid Model CFD

Tahap pre-processor lalu dilanjutkan dengan tahap solver. Pada tahap ini, komputer akan melakukan perhitungan terhadap data-data input yang telah diberikan Solver dilakukan dengan proses iterasi sampai hasil perhitungan berbentuk konvergen.

NWKTU	(P)	(U)	(U)	(W)
1719	1.302E-03	9.958E-12	6.240E-05	4.033E-05
1719	1.112E-03	9.757E-12	6.158E-05	5.666E-05
1719	8.718E-04	9.541E-12	6.430E-05	7.309E-05
1719	6.508E-04	9.313E-12	6.824E-05	8.516E-05
1720	9.199E-04	1.057E-11	2.224E-04	9.575E-05
1720	9.403E-04	9.706E-12	1.733E-04	1.220E-04
1720	1.033E-03	8.634E-12	1.234E-04	9.802E-05
1720	1.185E-03	8.220E-12	9.187E-05	7.994E-05
1720	1.319E-03	7.999E-12	7.666E-05	6.185E-05
1720	1.377E-03	7.877E-12	5.987E-05	4.606E-05
1720	1.347E-03	7.763E-12	5.025E-05	3.277E-05
1720	1.221E-03	7.643E-12	4.762E-05	3.385E-05
1720	1.007E-03	7.511E-12	5.320E-05	5.052E-05
1720	7.449E-04	7.361E-12	6.159E-05	6.656E-05

NWKTU = 1720 NITER = 101875 STEP = 2.76E-01 TIME = 4.739E+02 S

Gambar 4.17. Proses solver (iterasi)

## BAB 5

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 5.1.RANCANG BANGUN SISTEM

Rancang bangun sistem yang telah dilakukan berupa prototipe dari Two Shaft Gas Turbine GT85-2.



*Gambar 5.1 Prototype GT85-2*

## 5.2.PINDAI TIGA DIMENSI

Pindai tiga dimensi dilakukan untuk mendapatkan dimensi dan parameter karakteristik dari kompresor sentrifugal. Pindai tiga dimensi dilakukan dengan menggunakan GOM Optical Measurement Technique dan perangkat lunak GOM ATOS. Hasil dari proses pindai 3 dimensi dapat ditunjukkan antara lain dengan dokumen dengan ekstensi .txt dan .stl dapat ditunjukkan pada tabel 5.1.

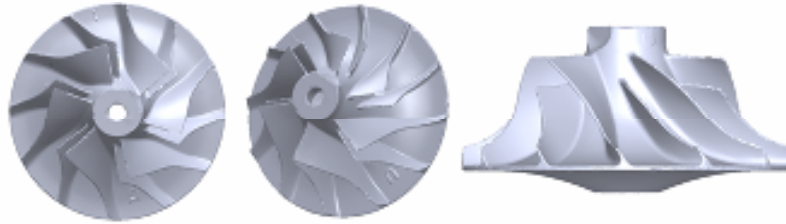
### 4.1.3 Dokumen ekstensi .txt

Hasil pindai tiga dimensi menghasilkan 71882 titik koordinat tiga dimensi, yang sebagiannya dapat ditunjukkan menurut tabel 5.1.

*Tabel 5.1. Contoh hasil pindai 3D*

No.	X	Y	Z
1.	-37.4633	0.75271	-5.32359
2.	-37.4515	0.523565	-5.95948
3.	-37.4621	0.237209	-5.71973
4.	-37.4474	-0.08515	-5.53096
5.	-37.4221	-0.74362	-5.40713
6.	-37.3201	0.772251	-5.00994
7.	-37.3838	1.196661	-5.04292
8.	-37.4531	-1.06606	-8.33368
9.	-37.4173	-1.20692	-8.68203
10.	-37.3823	-1.57475	-9.17682

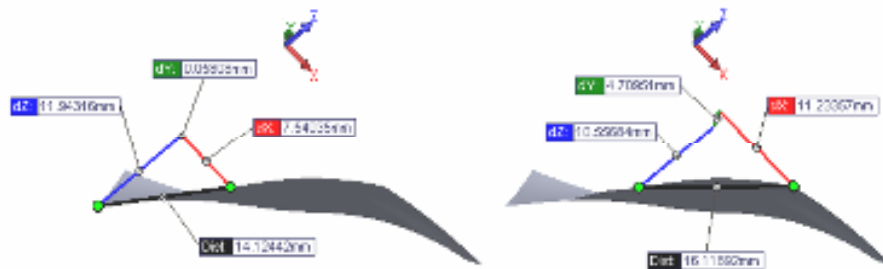
#### 4.1.4 Dokumen ekstensi .stl



Gambar 5.2. Hasil pindai 3 dimensi

### 5.3. PENGOLAHAN DATA PINDAI TIGA DIMENSI

Data yang didapatkan dari hasil pindai tiga dimensi harus diolah terlebih dahulu untuk mendapatkan parameter-parameter yang diperlukan, yaitu sudut alir relatif masuk dan keluar kompresor ( $\beta_1$  dan  $\beta_2$ ). Pengolahan hanya dilakukan pada satu buah sudu *full blade*. Hal ini dilakukan karena profil setiap *full blade* sama dan memiliki keseragaman profil dengan *spliter blade*.



Gambar 5.3. Model Gometris

Berdasarkan pengolahan data yang diperoleh melalui metode *Reverse Engineering*, maka didapatkan data spesifikasi sebagai berikut:

*Tabel 5.2. Spesifikasi sudut*

$\beta_1$ (deg)	$\alpha_1$ (deg)	$\beta_2$ (deg)	$\alpha_2$ (deg)
32.64	57.36	26.5	63.5

Dengan:

$\beta_1$  : sudut alir relatif inlet ( $^\circ$ )

$\beta_2$  : sudut alir relatif outlet ( $^\circ$ )

#### 5.4. DATA HASIL EKSPERIMEN

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan data-data sebagai berikut:

*Tabel 5.3. Data hasil pengujian*

No	Fuel (l/min)	N (rpm)	T2	T3	p2/p1
1	10	7480	40	373	1.005
2	12	8002	40	417	1.006
3	15	8892	41	457	1.007
4	17	11820	41	487	1.008
5	20	13000	85	555	1.009

## 5.5. PENGOLAHAN DATA HASIL EKSPERIMEN

Data hasil eksperimen selanjutnya diolah untuk mendapatkan karakteristik kompresor sentrifugal, yaitu kecepatan, *Mach number*, massa jenis, kerja, laju alir massa, dan efisiensi.

*Tabel 5.4. Spesifikasi Kompresor*

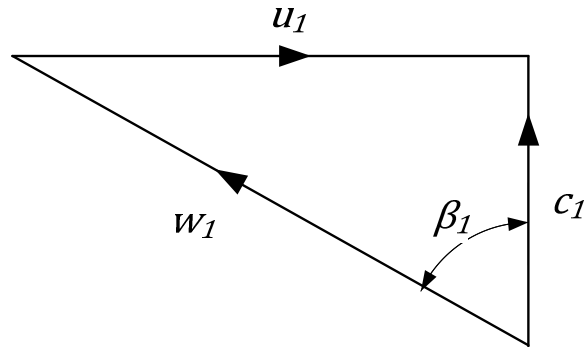
Diameter Inducer	47.4 mm
Diameter Exducer	74.9 mm
C <sub>p</sub>	1005 kJ/kg.K
R	287 kJ/kmol.K
Temperatur lingkungan	300,15 K

*Tabel 5.5. Data pengujian I*

No	N (rpm)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	p <sub>2</sub> /p <sub>1</sub>	β <sub>1</sub>	α <sub>1</sub>	β <sub>2</sub>	α <sub>2</sub>	γ
1	7480	40	373	1.005	32.64	57.36	26.5	63.5	1.4
2	8002	40	417	1.006	32.64	57.36	26.5	63.5	1.4
3	8892	41	457	1.007	32.64	57.36	26.5	63.5	1.4
4	11820	41	487	1.008	32.64	57.36	26.5	63.5	1.4
5	13000	85	555	1.009	32.64	57.36	26.5	63.5	1.4



a. Pada sisi inlet kompresor



Gambar 5.4. Segitiga kecepatan inlet kompresor

$$u_1 = \frac{\pi \times D_{h1} \times N_1}{60} = \frac{\pi \times 0,0474 \text{ m} \times 7480 \text{ rpm}}{60} = 18,564299 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_1 = \frac{u_1}{\sin \beta_1} = \frac{18,5643 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\sin 32,64} = 34,419209 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_1 = w_1 \times \cos \beta_1 = 34,419209 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \cos 32,64 = 28,98358688 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{1,4 \times 287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 313,15 \text{K}} = 354,716 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$M_1 = \frac{c_1}{a} = \frac{28,98358688 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{354,716 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,0817$$

Maka Temperatur stagnan dapat diketahui

$$\frac{T_{01}}{T_1} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2$$

$$\frac{T_{01}}{313,15 \text{K}} = 1 + \frac{1,4 - 1}{2} (0,0817)^2$$

$$T_{01} = 313,5681 \text{ K}$$

Massa jenis fluida stagnan:

$$\frac{\rho_{01}}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\frac{\rho_{01}}{1,2 \frac{kg}{m^3}} = \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} (1,2)^2\right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$\rho_{01} = 1,20000078 \frac{kg}{m^3}$$

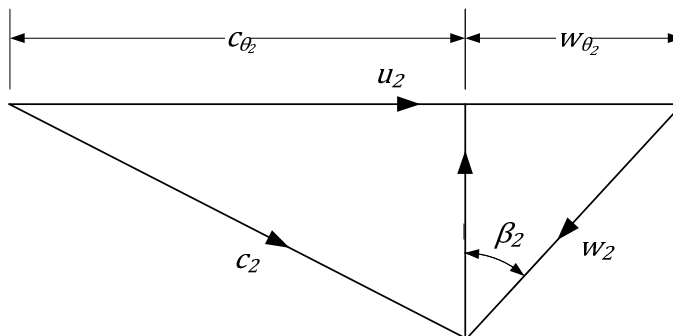
Maka massa jenis fluida yang dikompresi oleh kompresor:

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \left(\frac{300,15K}{300,5681K}\right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$\rho_1 = 1,1944 \frac{kg}{m^3}$$

b. Pada sisi outlet kompresor



Gambar 5.5. Segitiga kecepatan outlet kompresor

$$u_2 = \frac{\pi \times D_{s1} \times N_2}{60} = \frac{\pi \times 0,0749 \text{ m} \times 7480 \text{ rpm}}{60} = 28,3347 \frac{m}{s}$$

$$w_{\theta 2} = \frac{u_2}{\frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2} + 1} = \frac{28,3347 \frac{m}{s}}{\frac{\tan 63,5}{\tan 26,5} + 1} = 5,840 \frac{m}{s}$$

$$c_{\theta 2} = u_2 - w_{\theta 2} = 28,3347 \frac{m}{s} - 5,8403 \frac{m}{s} = 23,4944 \frac{m}{s}$$

$$c_{r2} = \frac{w_{\theta 2}}{\tan \beta_2} = \frac{5,8403 \frac{m}{s}}{\tan 26,5} = 2,9118 \frac{m}{s}$$

$$c_2 = \frac{c_{\theta 2}}{\sin \alpha_2} = \frac{23,4944 \frac{m}{s}}{\sin 63,5} = 26,2526 \frac{m}{s}$$

$$w_2 = \frac{w_{\theta 2}}{\sin \beta_2} = \frac{5,840 \frac{m}{s}}{\sin 26,5} = 13,0890 \frac{m}{s}$$

$$M_2 = \frac{c_2}{a} = \frac{26,2526 \frac{m}{s}}{354,716 \frac{m}{s}} = 0,074$$

Maka Temperatur fluida keluar kompresor dapat diketahui

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{T_2}{313,15K} = (1,005)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_2 = 300,597K$$

Temperatur stagnan fluida keluar kompresor:

$$\frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2$$

$$\frac{T_{02}}{300,597K} = 1 + \frac{1,4-1}{2} (0,074)^2$$

$$T_{02} = 300,94 K$$

Maka massa jenis fluida yang dikompresi oleh kompresor:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{300,597K}{313,15K} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$\rho_2 = 1,20038 \frac{kg}{m^3}$$

Hasil perhitungan untuk data-data putaran kompresor berikutnya ditunjukkan menurut tabel 5.6 hingga 5.9.

Tabel 5.6. Properti temperatur dan massa jenis

No	T1 (K)	T 01 (K)	T2 (K)	T 02 (K)	T 02 ss (K)	$\rho$ (kg/m3)	$\rho_0$ (kg/m3)	$\rho_1$ (kg/m3)	$\rho_2$ (kg/m3)
1	313.15	313.5863	313.5966	313.955	314.0339	1.2	1.2	1.194167	1.200138
2	313.15	313.6493	313.6857	314.096	314.1863	1.2	1.2	1.193328	1.200488
3	313.15	313.7665	313.7747	314.2815	314.3931	1.2	1.2	1.191768	1.20011
4	313.15	314.2394	313.8637	314.7595	314.9563	1.2	1.200001	1.185504	1.194988
5	313.15	314.4677	313.9527	315.0365	315.2746	1.2	1.200001	1.182494	1.193137

Pada proses isentropis, rasio panas spesifik akan berubah menurut temperatur [27], dengan nilai temperatur keluar kompresor isentropis yang ditunjukkan pada tabel 5.7.

Tabel 5.7. Properti Isentropis

No.	cp	cv	$\gamma$	p02/p01	T02ss (K)
1.	1.005789	0.718789	1.399282682	1.004157971	313.93963
2.	1.005789	0.718789	1.399282682	1.005035615	314.0783852
3.	1.005789	0.718789	1.399282682	1.005812286	315.2618332
4.	1.005789	0.718789	1.399282682	1.005902924	315.7239268
5.	1.008815	0.721875	1.397492641	1.006773302	360.1037681

Tabel 5.8. Properti kecepatan inlet

No	u1 (m/s)	w1 (m/s)	c1 (m/s)	a (m/s)	M1
1.	18.5642993	34.4192019	28.98358588	354.7163	0.081709197
2.	19.8598293	36.82118364	31.00623719	354.7163	0.087411363
3.	22.0686831	40.91651648	34.45481894	355.2822	0.096978726
4.	29.3355639	54.3897014	45.80026539	355.2822	0.128912341
5.	32.2641566	59.81946854	50.37254231	379.3477	0.132787265

Tabel 5.9. Properti kecepatan outlet

No	u2 (m/s)	w02 (m/s)	c02 (m/s)	cr2 (m/s)	c2 (m/s)	w2 (m/s)	M2
1.	29.3347	5.8403	23.4944	2.9119	26.2527	13.0891	0.0740
2.	31.3819	6.2479	25.1340	3.1151	28.0847	14.0025	0.0792
3.	34.8722	6.9428	27.9294	3.4616	31.2084	15.5599	0.0878
4.	46.3551	9.2290	37.1262	4.6014	41.4848	20.6836	0.1168
5.	50.9828	10.1503	40.8325	5.0608	45.6263	22.7484	0.1203

Maka penampang hisap kompresor:

$$A = \pi \times k \times r_{s1}^2$$

Dengan:  $k = 1 - \left(\frac{r_{h1}}{r_{s1}}\right)^2$

$$A = \pi \times 0,88605 \times (0,0237m)^2 = 0,0015635 m^2$$

Sehingga laju massa udara yang masuk kompresor:

$$\dot{m} = \rho_1 \times A_1 \times c_{x1}$$

$$\dot{m} = 1,1944 \frac{kg}{m^3} \times 0,0015635 m^2 \times 28,98539 \frac{m}{s} = 0,05412 \frac{kg}{s}$$

Efisiensi kompresor:

$$\eta_c = C_p T_{01} \frac{(T_{02ss}/T_{01} - 1)}{(U_2 c_{\theta 2})}$$

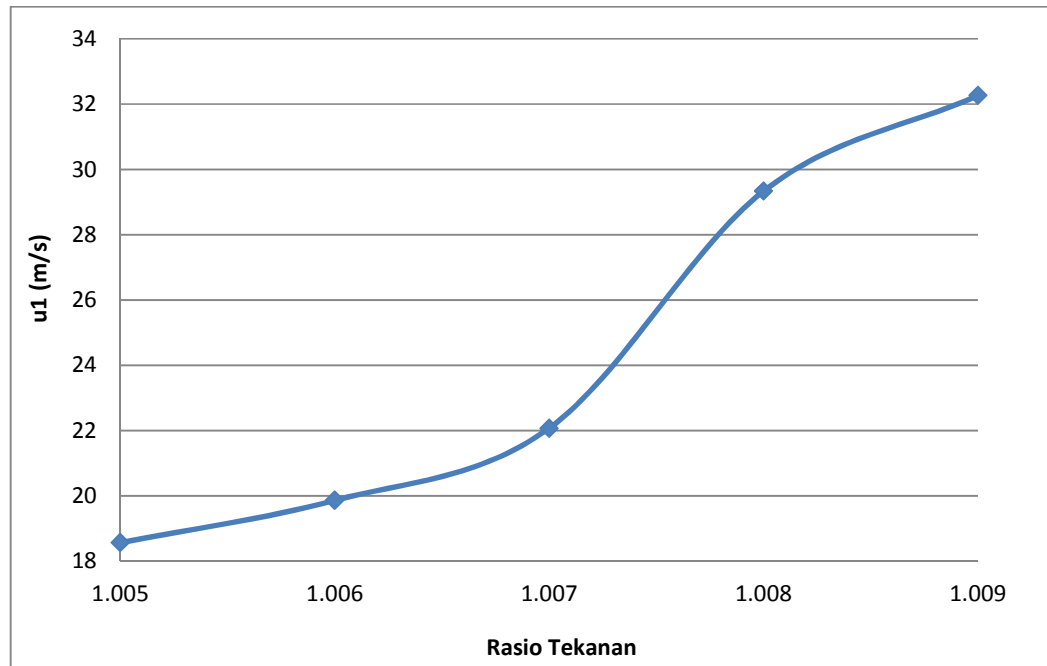
$$\eta_c = 1005 \frac{J}{kg \cdot K} \times 313,5681 K \frac{\left(\frac{314,0157 K}{313,5681 K} - 1\right)}{\left(29,3347 \frac{m}{s} \times 23,4944 \frac{m}{s}\right)} \times 100\% = 65,27\%$$

Tabel 5.10. Properti kerja dan efisiensi

No	A (m2)	m (kg/s)	h2-h1 (kJ/kg)	ΔW (kJ/kg)	ηc
1	0.001564	0.054127	764.625057	689.201863	65.270042
2	0.001564	0.057865	875.069252	788.751759	68.427474
3	0.001564	0.064222	1080.548433	973.962319	64.857297
4	0.001564	0.084940	1909.326864	1720.989418	41.993836
5	0.001564	0.093354	2309.574812	2081.756606	44.519263

## 5.6. GRAFIK PROPERTI KOMPRESOR SENTRIFUGAL

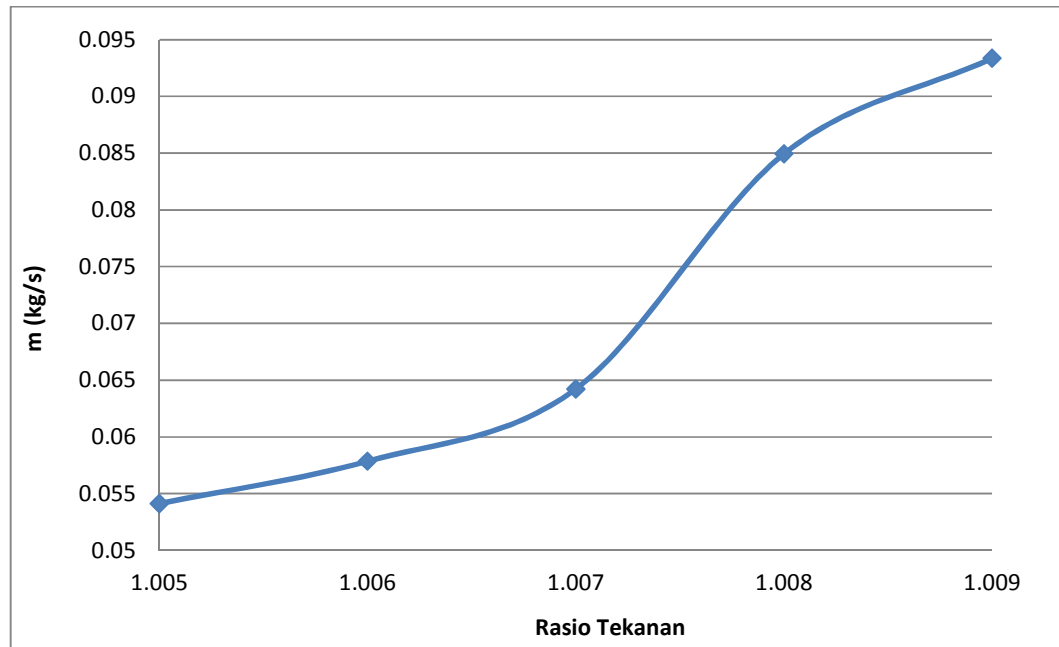
### A. Grafik antara rasio tekanan dan kecepatan sudu



Gambar 5.6. Grafik rasio tekanan vs  $u_1$

Dengan semakin besar rasio tekanan, laju massa udara yang masuk kompresor akan semakin besar, yang dicapai dengan kecepatan yang lebih tinggi. Namun, efisiensi tidak akan selalu naik dengan rasio tekanan yang semakin besar dan kecepatan yang semakin tinggi. Oleh karena itu, rasio tekanan harus dikendalikan agar mencapai kecepatan sudu yang optimum. Gambar 5.9 menunjukkan kecepatan tertinggi sebesar 32.26 m/s pada rasio tekanan 1.009. Rasio tekanan dapat dikendalikan melalui jumlah bahan bakar sehingga kecepatan sudu juga dapat dikendalikan.

## B. Grafik antara rasio tekanan dan laju alir massa

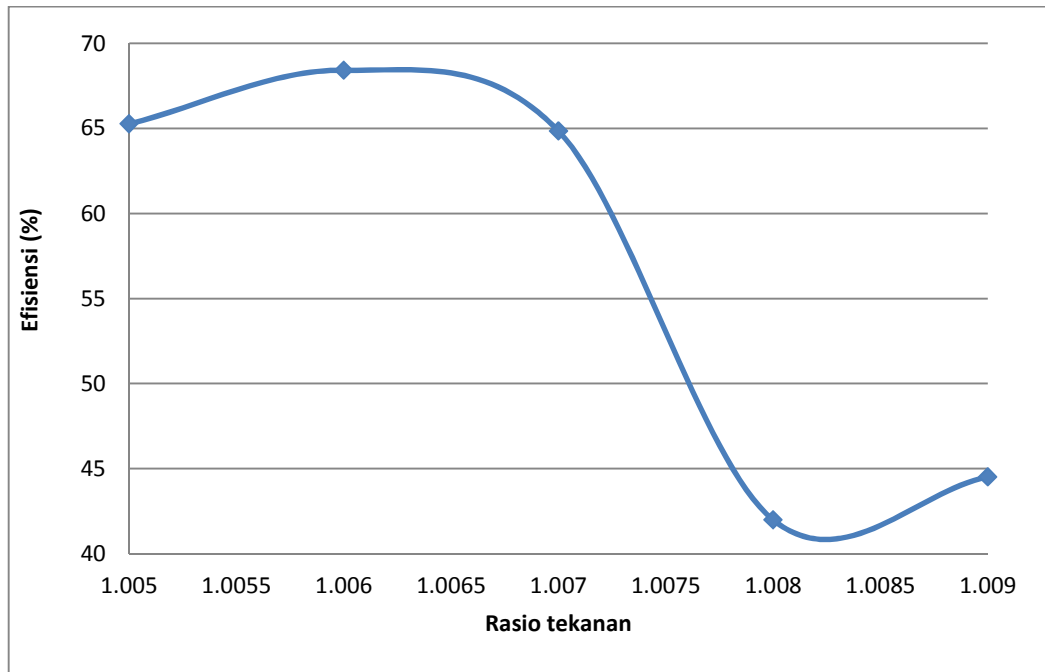


Gambar 5.7 Grafik rasio tekanan vs  $\dot{m}$

Gambar 5.7 menunjukkan bahwa semakin besar rasio tekanan, maka laju alir massa yang dihasilkan kompresor juga semakin besar. Namun, rasio tekanan hendaknya dikendalikan untuk mendapatkan laju alir massa yang diinginkan. Hal ini dapat dilakukan dengan pengaturan kecepatan putar kompresor [45]. Gambar 5.7 menunjukkan pada pengujian dengan rasio tekanan tertinggi, 0.09 dihasilkan laju alir massa sebesar 0.093 kg/s



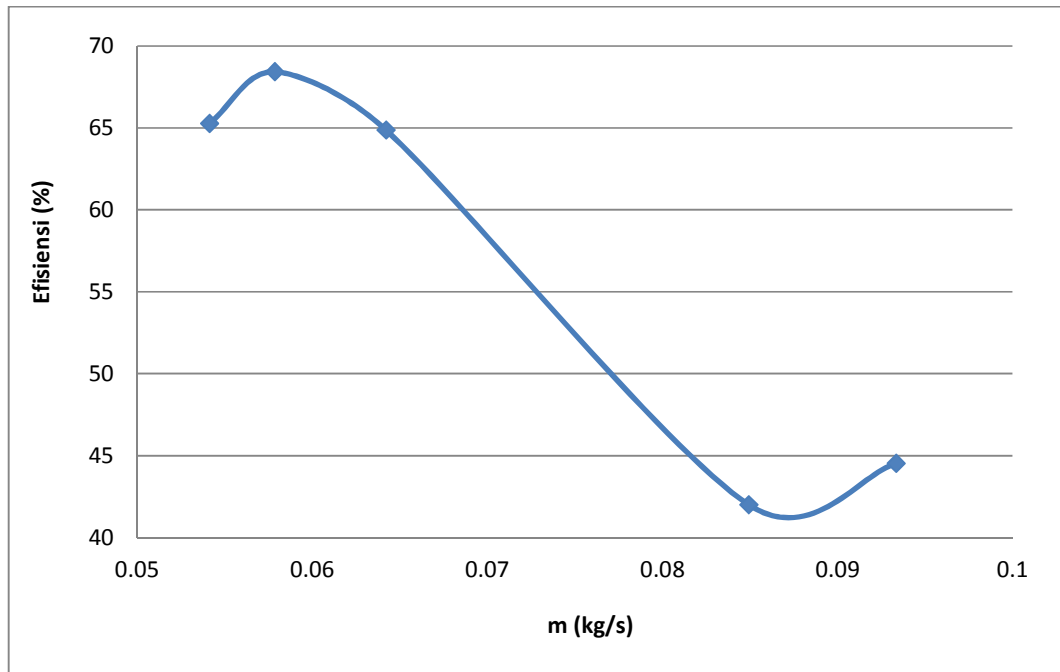
### C. Grafik antara rasio tekanan dan efisiensi



Gambar 5.8. Grafik rasio tekanan vs efisiensi

Rasio tekanan kompresor yang semakin tinggi dihasilkan oleh laju alir massa yang semakin tinggi, dimana efisiensi tertinggi sebesar 68.43% dicapai pada rasio tekanan 1.006. Namun seperti yang ditunjukkan pada gambar 5.8, setelah mencapai nilai maksimum, dengan rasio tekanan yang meningkat, rasio tekanan akan menurun.

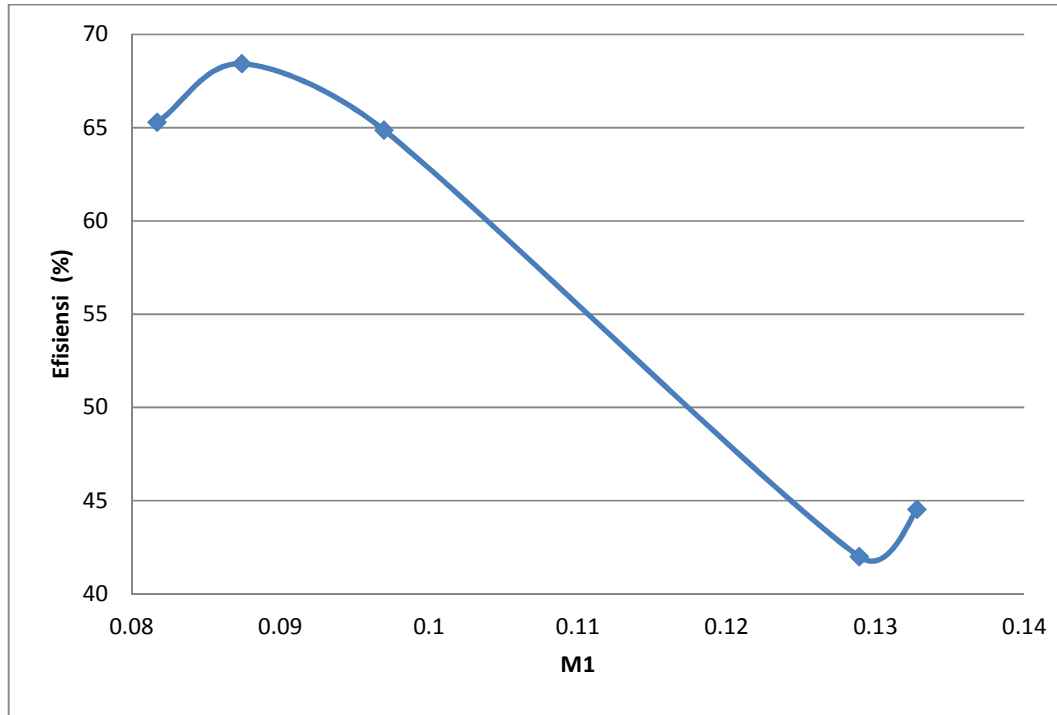
#### D. Grafik antara laju alir massa dan efisiensi



Gambar 5.9. Grafik  $\dot{m}$  vs efisiensi

Gambar 5.6 menunjukkan bahwa efisiensi akan mencapai puncak seiring dengan meningkatnya laju alir massa, lalu akan turun dengan laju massa yang terus meningkat, dimana laju massa akan meningkat seiring dengan meningkatnya putaran kompresor. Berdasarkan *compressor performance map* Garrett TA31, putaran yang dihasilkan kompresor masih berada pada *low speed region* sehingga terjadi fenomena dimana efisiensi kompresor akan terus menurun pada laju massa yang meningkat [15,45]. Pada keadaan ini, kompresor berada pada zona *surge* dimana aliran menjadi tidak stabil. Gambar 5.6 menunjukkan efisiensi tertinggi 68.43% dicapai pada laju alir massa 0.093 kg/s.

### E. Grafik antara Mach Number dan Efisiensi



Gambar 5.10. Grafik  $M_1$  vs efisiensi

Rasio tekanan yang semakin besar akan menghasilkan kecepatan yang semakin besar, yang berarti laju alir massa udara juga akan semakin besar. Namun, nilai efisiensi akan menurun secara drastis seiring dengan semakin besarnya kecepatan. Fenomena ini terjadi karena adanya rugi akibat separasi aliran pada bagian *inducer* sehingga menyebabkan lapisan batas pada permukaan sudu yang semakin tebal. Gambar 5.10 menunjukkan bahwa efisiensi terbesar 68.43% dihasilkan pada nilai Mach Number 0.087.

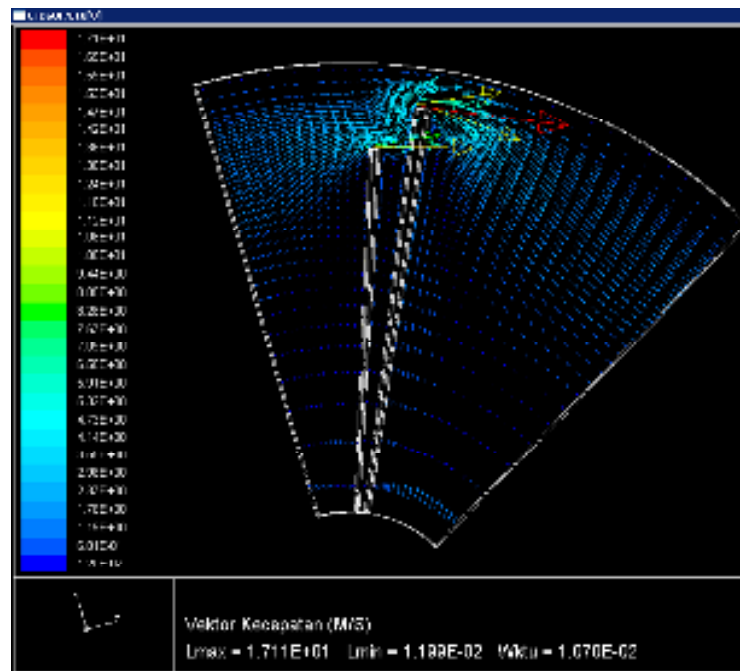
## 5.7. SIMULASI CFD

Simulasi CFD yang dilakukan dengan CFFDSOF<sup>®</sup> bertujuan untuk menganalisa pola aliran berdasarkan vektor kecepatan yang terjadi pada permukaan meridional antara *full blade* dan *splitter blade*. Simulasi dilakukan dengan variasi terhadap jari-jari *splitter blade*. Berdasarkan model CFD yang telah dibangun dengan perangkat lunak CFDSOF<sup>®</sup>, maka didapatkan hasil sebagaimana ditunjukkan pada gambar 5.11 hingga 5.25.

### A. Pada kecepatan 7480 rpm (777.92 rad/s)

Simulasi CFD pada kecepatan 7480 rpm dilakukan dengan *splitter blade* standar dan variasi *splitter blade*,a yaitu variasi a dengan radius 25.68 mm dan variasi b dengan radius 27.82 mm. Analisa simulasi dilakukan pada *time step* yang sama, yaitu pada 0.0107 detik.

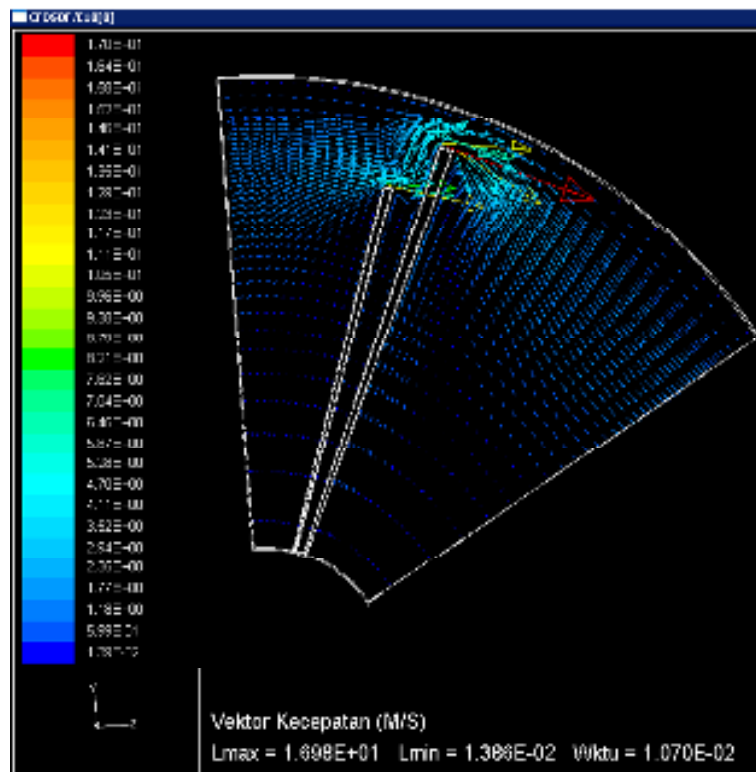
#### 1. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 26.75 mm (r)



Gambar 5.11 Vektor Kecepatan variasi splitter blade standar dan N1

Pada radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 17,11 m/s, selisih 7.83% dari kecepatan teoritis, sebesar 18.56 m/s. Berdasarkan vektor kecepatan yang dihasilkan dengan metode CFD, tampak bahwa pada zona hisap (*suction surface*), kecepatan fluida akan naik pada zona tekanan (*pressure surface*). Setelah melalui zona ini, pada zona tekanan, kecepatan fluida akan turun drastis. Penurunan kecepatan yang drastis akan menyebabkan zona kecepatan rendah setelah fluida meninggalkan sudu. Berdasarkan vektor kecepatan yang ada, fenomena ini terjadi karena adanya separasi aliran pada *tip full blade*, dimana lapisan batas akan semakin tebal.

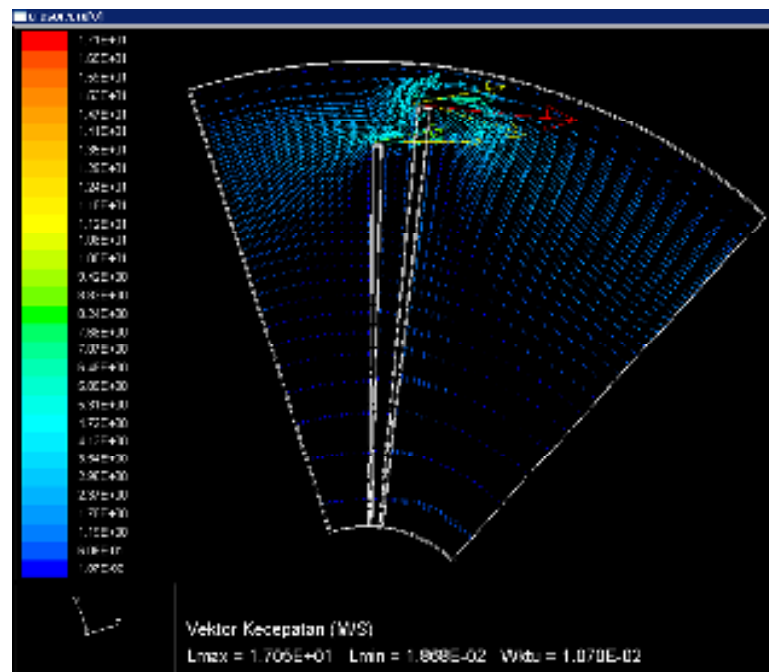
2. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 25.68 mm ( $r_a$ )



Gambar 5.12 Vektor Kecepatan variasi splitter blade a dan N1

Pada kecepatan 7480 rpm, variasi *splitter blade* dengan radius 25.68 mm akan menurunkan kecepatan sebesar 0.13 m/s (0.76%) daripada *splitter blade* standar. Namun, dengan digunakannya radius *splitter blade* yang lebih kecil, pada gambar tampak bahwa separasi aliran berkurang karena jarak antara *full blade* dan *splitter blade* yang semakin besar. Hal ini akan membuat fluida masuk menuju *suction surface* secara lebih baik. Akan tetapi, jarak yang lebih jauh dengan tip dari *full blade* akan membuat fluida yang menumbuk dinding *full blade* menjadi lebih banyak sehingga menyebabkan kecepatan berkurang.

### 3. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 27.82 mm ( $r_b$ )



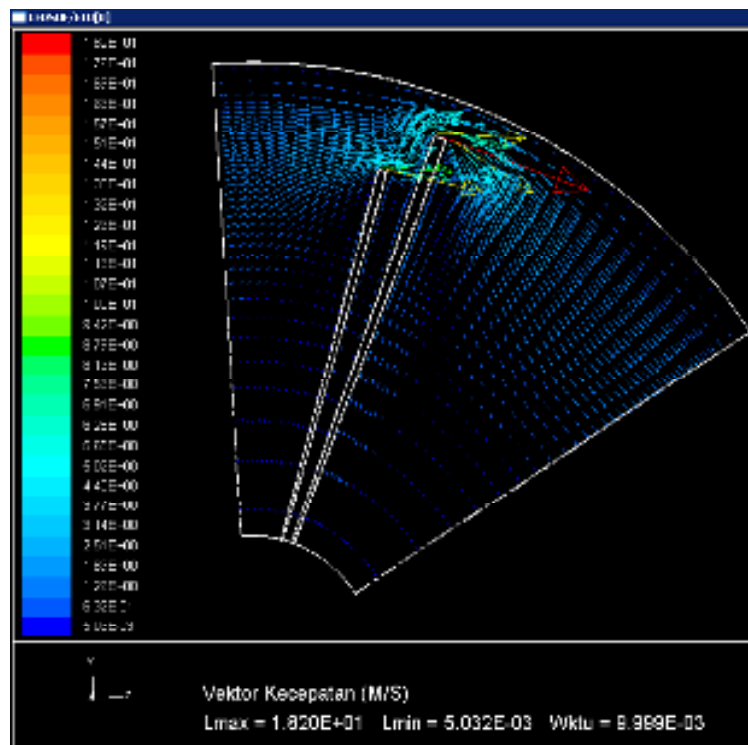
Gambar 5.13 Vektor Kecepatan variasi splitter blade b dan N1

Pada kecepatan 7480 rpm, variasi *splitter blade* dengan radius 27.82 mm akan menghasilkan penurunan kecepatan sudu sebesar 0.06 m/s (0.35%) daripada *splitter blade* standar. Fenomena ini dapat terjadi antara lain karena kerja kompresor masih berada pada *low speed region*, atau berada di luar zona kerja menurut *compressor map*.

### B. Pada kecepatan 8002 rpm (832.208 rad/s)

Simulasi CFD pada kecepatan 8002 rpm dilakukan dengan *splitter blade* standar dan variasi *splitter blade*, yaitu variasi a dengan radius 25.68 mm dan variasi b dengan radius 27.82 mm. Analisa simulasi dilakukan pada time step yang sama, yaitu pada 9.999E-03 detik.

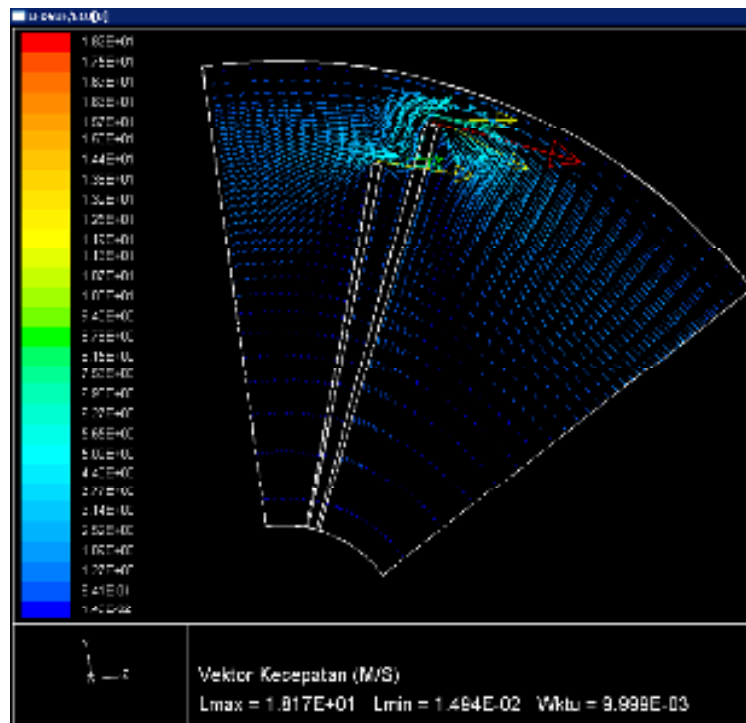
#### 1. Vektor Kecepatan dengan radius *splitter blade* 26.75 mm (r)



Gambar 5.14 Vektor Kecepatan variasi *splitter blade* standar dan N2

Pada kecepatan 8002 rpm, gambar menunjukkan dengan radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 18.2 m/s, selisih 8.36% dari kecepatan teoritis, sebesar 19.86 m/s. Fluida keluar dari *splitter blade* akan menumbuk dinding *full blade* sehingga menyebabkan terjadinya separasi aliran pada bagian *exducer* sehingga menyebabkan terjadinya rugi-rugi aliran. Separasi aliran menyebabkan naiknya ketebalan lapisan batas pada tip *full blade*.

2. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 25.68 mm ( $r_a$ )



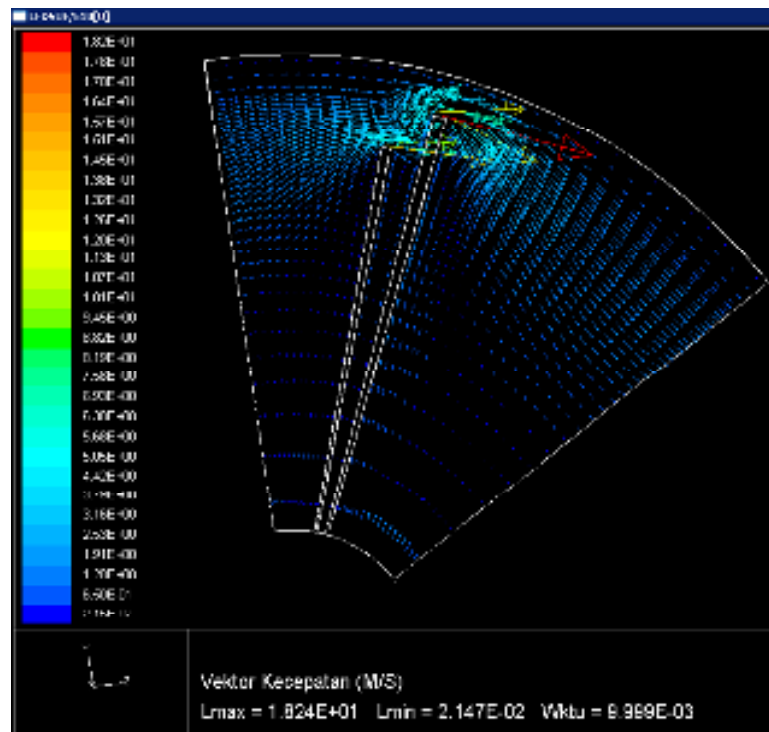
Gambar 5.15 Vektor Kecepatan variasi splitter blade a dan N2

Dengan radius *splitter blade* yang lebih kecil, pada kecepatan 8002 rpm, *flow separation* tidak terjadi pada *exducer splitter blade*, namun pada *full blade*.



Akibatnya, kecepatan yang dapat dicapai dengan radius *splitter blade* berkurang hingga 0.03 m/s dari *splitter blade* standar. Pada kecepatan yang lebih tinggi, rugi-rugi ini akan bertambah, terlebih kompresor belum bekerja pada putaran optimumnya, sesuai dengan *compressor map*.

### 3. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 27.82 mm ( $r_b$ )



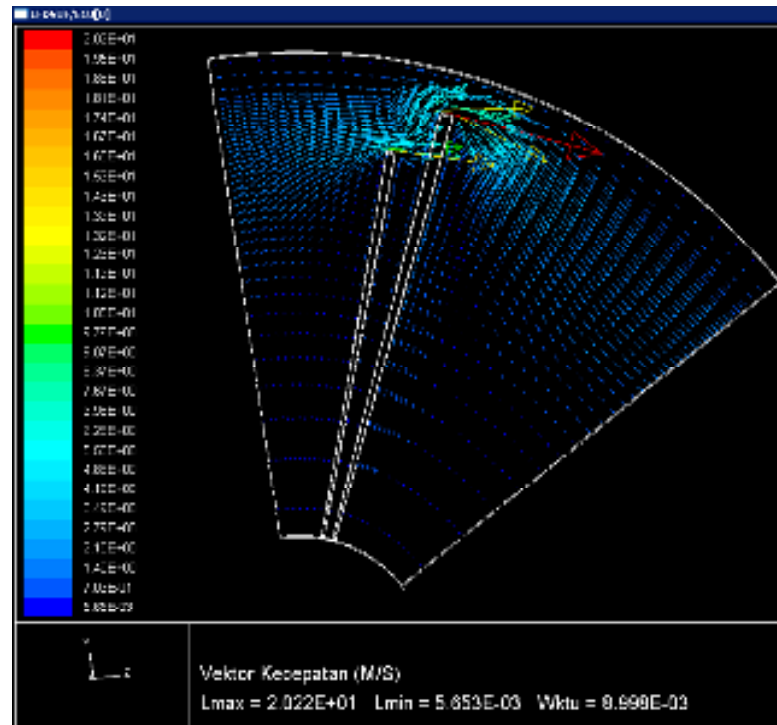
Gambar 5.16 Vektor Kecepatan variasi splitter blade  $b$  dan  $N2$

Kecepatan yang dihasilkan pada putaran 8002 rpm dengan radius *splitter blade* 27.82 mm 0.21% dari keadaan standar, yaitu sebesar 18.24 m/s. Pada gambar tampak bahwa separasi aliran yang terjadi lebih sedikit daripada *splitter blade* standar sehingga mampu menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik.

### C. Pada kecepatan 8892 rpm (924.768 rad/s)

Simulasi CFD pada kecepatan 8892 rpm dilakukan dengan splitter blade standar dan variasi splitter blade, yaitu variasi a dengan radius 25.68 mm dan variasi b dengan radius 27.82 mm. Analisa simulasi dilakukan pada time step yang sama, yaitu pada 8.998E-03 detik.

#### 1. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 26.75 mm (r)

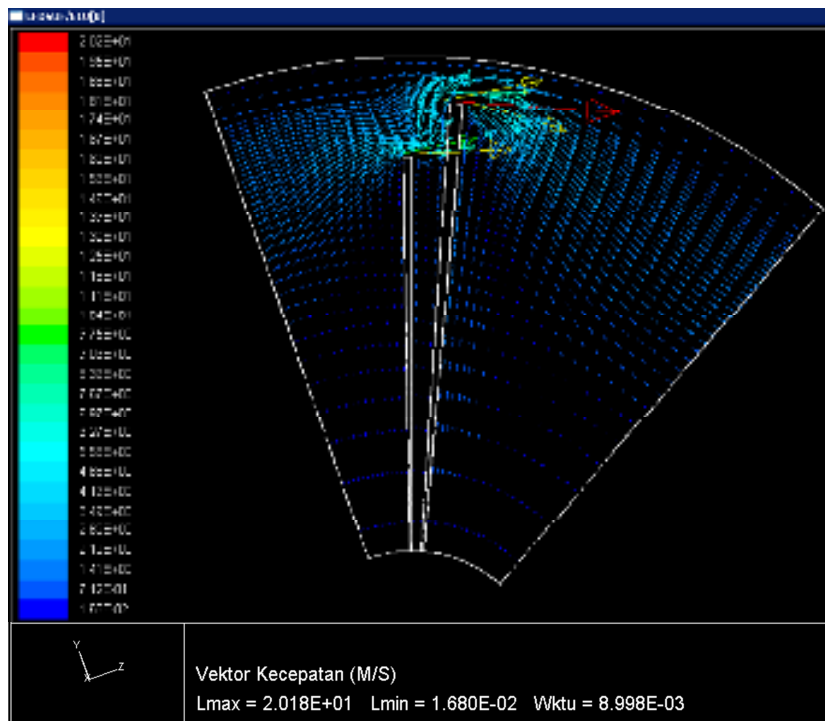


Gambar 5.17 Vektor Kecepatan variasi splitter blade standar dan N3

Pada radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 20.22 m/s, lebih rendah 8.36% dari kecepatan teoritis, sebesar 20.07 m/s. Berdasarkan vektor kecepatan yang dihasilkan dengan metode CFD, tampak bahwa pada zona hisap (*suction surface*), kecepatan fluida akan naik pada zona tekanan (*pressure surface*). Setelah melalui zona ini, pada zona tekanan,

kecepatan fluida akan turun drastis. Penurunan kecepatan yang drastis akan menyebabkan zona kecepatan rendah setelah fluida meninggalkan sudu. Berdasarkan vektor kecepatan yang ada, fenomena ini terjadi karena adanya separasi aliran pada tip *full blade*, dimana lapisan batas akan semakin tebal.

## 2. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 25.68 mm ( $r_a$ )

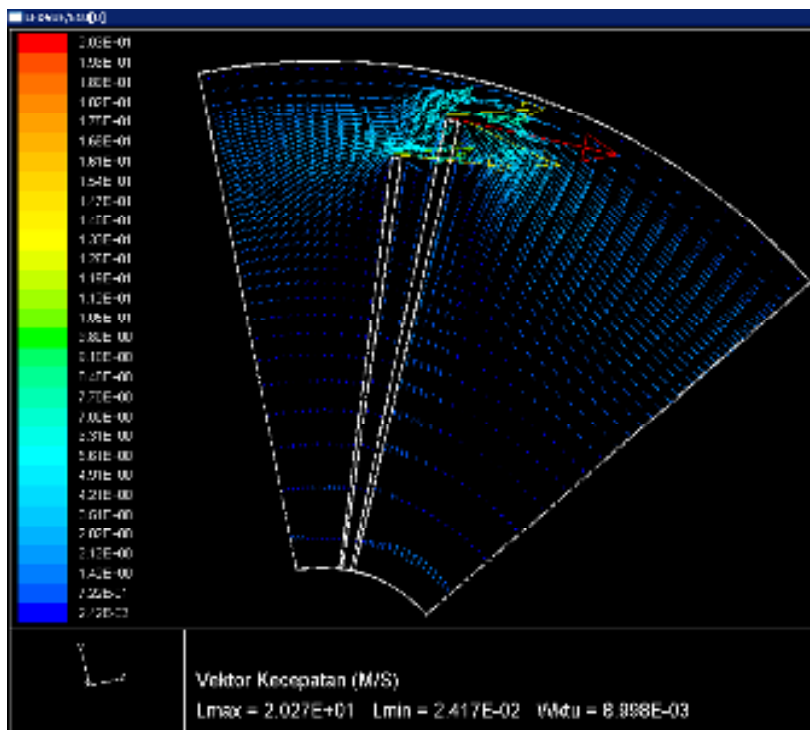


Gambar 5.18 Vektor Kecepatan variasi splitter blade a dan N3

Pada kecepatan 8892 rpm, gambar menunjukkan dengan radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 20.18 m/s, lebih rendah 0.19% daripada penggunaan *splitter blade* standar. Fluida keluar dari *splitter blade* akan menumbuk dinding *full blade* sehingga menyebabkan terjadinya separasi aliran pada bagian *exducer* sehingga menyebabkan terjadinya

rugi-rugi aliran. Separasi aliran yang terjadi kemungkinan juga disebabkan karena kompresor bekerja pada zona *surge* sehingga aliran menjadi tidak stabil.

3. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 27.82 mm ( $r_b$ )



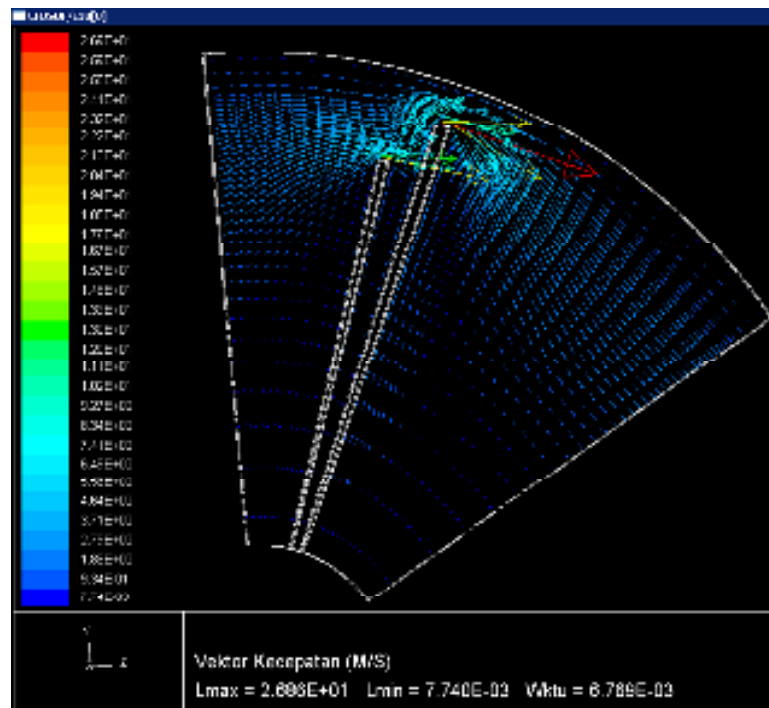
Gambar 5.19 Vektor Kecepatan variasi splitter blade b dan N3

Pada kecepatan 8892 rpm, variasi *splitter blade* dengan radius 27.82 mm, kecepatan yang mampu dihasilkan kompresor akan naik sebesar 0.24% daripada digunakannya *splitter blade* standar. Pada putaran poros yang semakin tinggi, kemungkinan kecepatan yang dihasilkan juga akan semakin tinggi, karena radius antara *full blade* dan *splitter blade* semakin dekat, sehingga separasi aliran pada tip *blade* akan berkurang.

#### D. Pada kecepatan 11820 rpm (1229.28 rad/s)

Simulasi CFD pada kecepatan 11820 rpm dilakukan dengan splitter blade standar dan variasi splitter blade, yaitu variasi a dengan radius 25.68 mm dan variasi b dengan radius 27.82 mm. Analisa simulasi dilakukan pada time step yang sama, yaitu pada 6.769E-03 detik.

##### 1. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 26.75 mm (r)

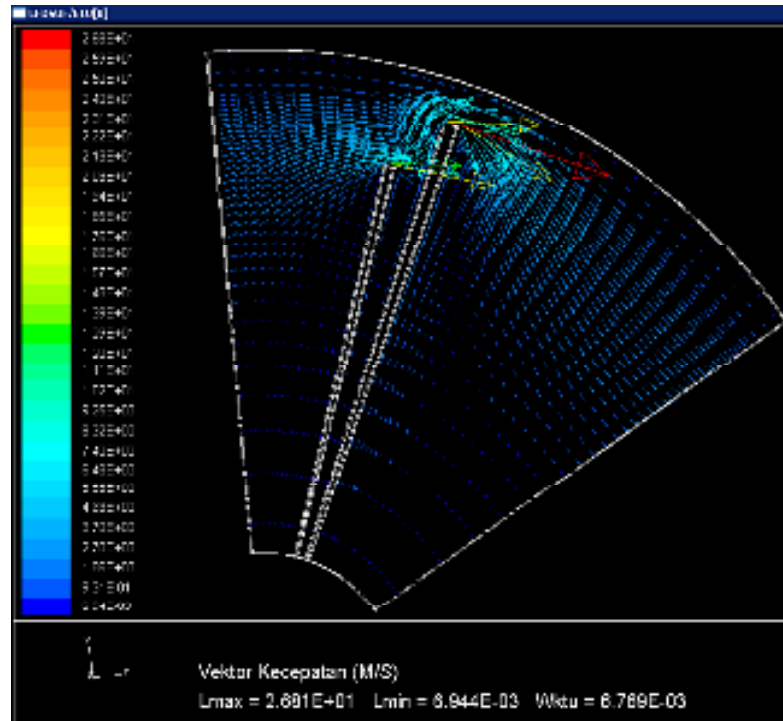


Gambar 5.20. Vektor Kecepatan variasi splitter blade standar dan N4

Pada radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 26.96 m/s, lebih rendah 2.37 m/s dari kecepatan teoritis, sebesar 29.33 m/s. Berdasarkan vektor kecepatan yang dihasilkan dengan metode CFD, tampak bahwa pada zona hisap (*suction surface*), kecepatan fluida akan naik pada zona tekanan (*pressure surface*). Setelah melalui zona ini, pada zona tekanan, kecepatan fluida akan turun drastis. Penurunan kecepatan yang drastis

akan menyebabkan zona kecepatan rendah setelah fluida meninggalkan sudu. Berdasarkan vektor kecepatan yang ada, fenomena ini terjadi karena adanya separasi aliran pada tip *full blade*, dimana lapisan batas akan semakin tebal.

## 2. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 25.68 mm ( $r_a$ )

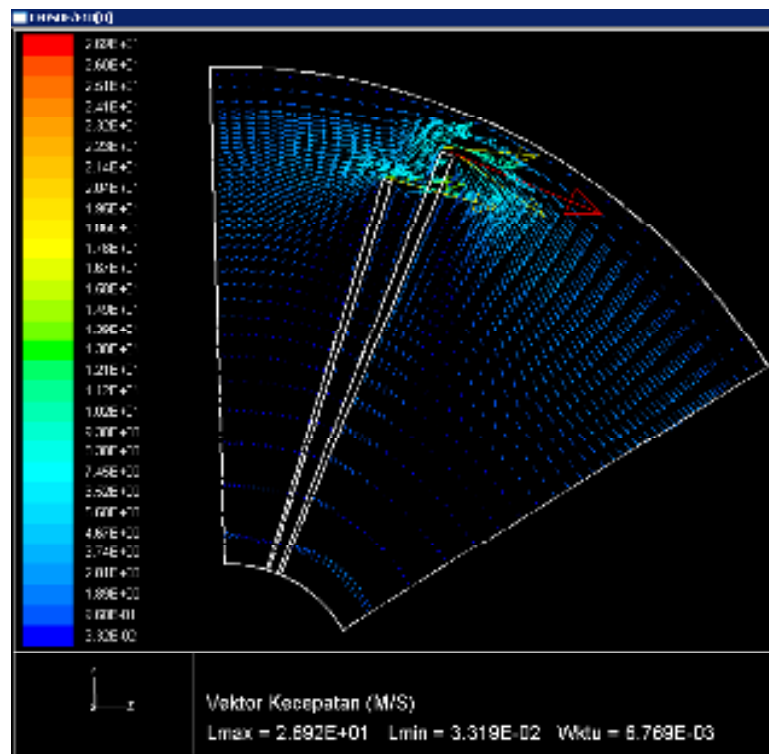


Gambar 5.21. Vektor Kecepatan variasi splitter blade a dan N4

Pada kecepatan 11820 rpm, gambar menunjukkan dengan radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 26.91 m/s, lebih rendah 0.55% daripada penggunaan *splitter blade* standar. Fluida keluar dari *splitter blade* akan menumbuk dinding *full blade* sehingga menyebabkan terjadinya separasi aliran pada bagian *exducer*. Rugi ini kemungkinan juga

disebabkan oleh kompresor yang bekerja pada zona *surge* dimana aliran fluida menjadi tidak stabil.

### 3. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 27.82 mm ( $r_b$ )



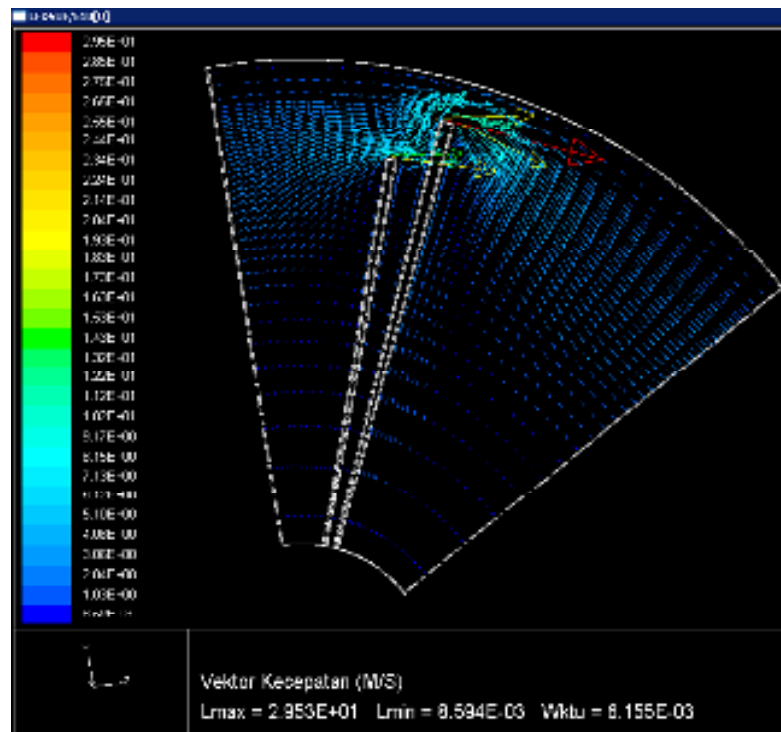
Gambar 5.22. Vektor Kecepatan variasi splitter blade b dan N4

Pada kecepatan 11820 rpm, variasi *splitter blade* dengan radius 27.82 mm, kecepatan yang dihasilkan hampir sama dengan digunakannya *splitter blade* standar, dimana variasi *splitter blade* b hanya terpaut 0.04% lebih rendah daripada standar. Fenomena ini dapat terjadi kemungkinan karena putaran yang terjadi tidak cukup sesuai untuk dapat membuat variasi *splitter blade* b bekerja dengan optimal, dengan kata lain kompresor berada pada zona *surge*.

### E. Pada kecepatan 13000 rpm (1352 rad/s)

Simulasi CFD pada kecepatan 13000 rpm dilakukan dengan splitter blade standar dan variasi splitter blade, yaitu variasi a dengan radius 25.68 mm dan variasi b dengan radius 27.82 mm. Analisa simulasi dilakukan pada time step yang sama, yaitu pada 6.155E-03 detik.

#### 1. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 26.75 mm (r)



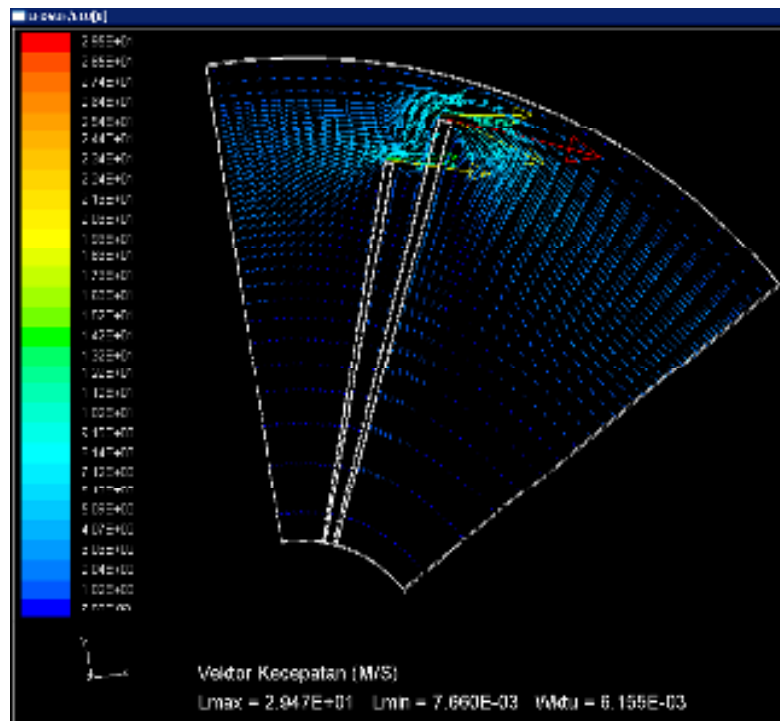
Gambar 5.23. Vektor Kecepatan variasi splitter blade standar dan N5

Pada radius *splitter blade* standar, kecepatan tertinggi terjadi pada *tip full blade*, yaitu sebesar 29.53 m/s, lebih rendah 2.73 m/s dari kecepatan teoritis, sebesar 32.26 m/s. Berdasarkan vektor kecepatan yang dihasilkan dengan metode CFD, tampak bahwa pada *suction surface* kecepatan fluida akan naik dan pada *pressure surface* kecepatan fluida akan turun drastis. Setelah melalui zona ini,



pada zona tekanan, kecepatan fluida akan turun drastis. Penurunan kecepatan yang drastis akan menyebabkan zona kecepatan rendah setelah fluida meninggalkan sudu. Berdasarkan vektor kecepatan yang ada, fenomena ini terjadi karena adanya separasi aliran pada tip *full blade*, dimana lapisan batas akan semakin tebal.

## 2. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 25.68 mm ( $r_a$ )

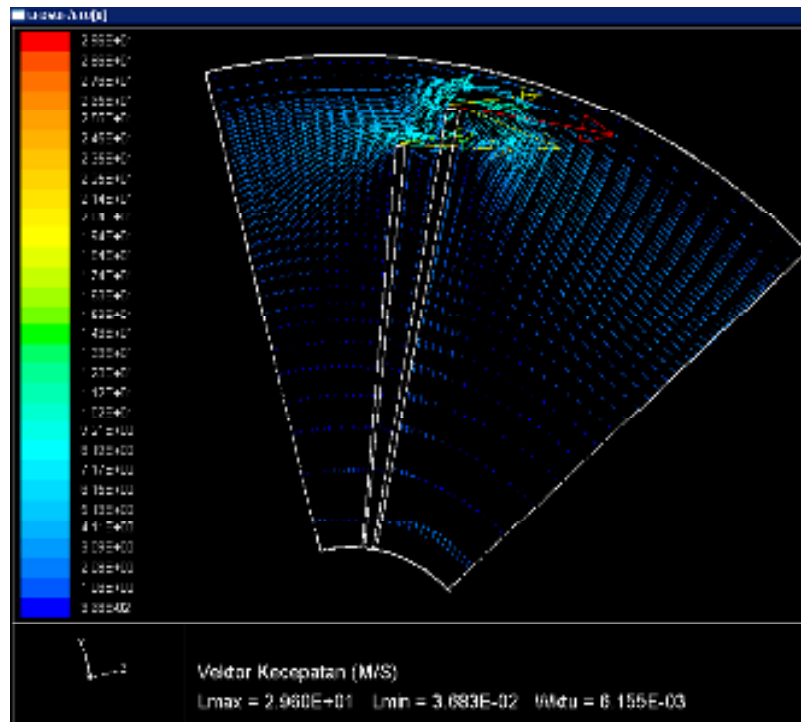


Gambar 5.24. Vektor Kecepatan variasi *splitter blade* a dan N5

Pada kecepatan 13000 rpm, variasi *splitter blade* dengan radius 25.68 mm, kecepatan yang dihasilkan hampir sama dengan digunakannya *splitter blade* standar, dimana variasi *splitter blade* a hanya terpaut 0.02% lebih rendah daripada standar. Namun, dengan digunakannya radius *splitter blade* yang lebih kecil, pada gambar tampak bahwa beban kejut sebagai akibat dari rugi pada lapisan batas

berkurang karena jarak antara *full blade* dan *splitter blade* yang semakin besar. Hal ini akan membuat fluida masuk menuju *suction surface* secara lebih baik.

3. Vektor Kecepatan dengan radius splitter blade 27.82 mm ( $r_b$ )



Gambar 5.25. Vektor Kecepatan variasi splitter blade b dan N5

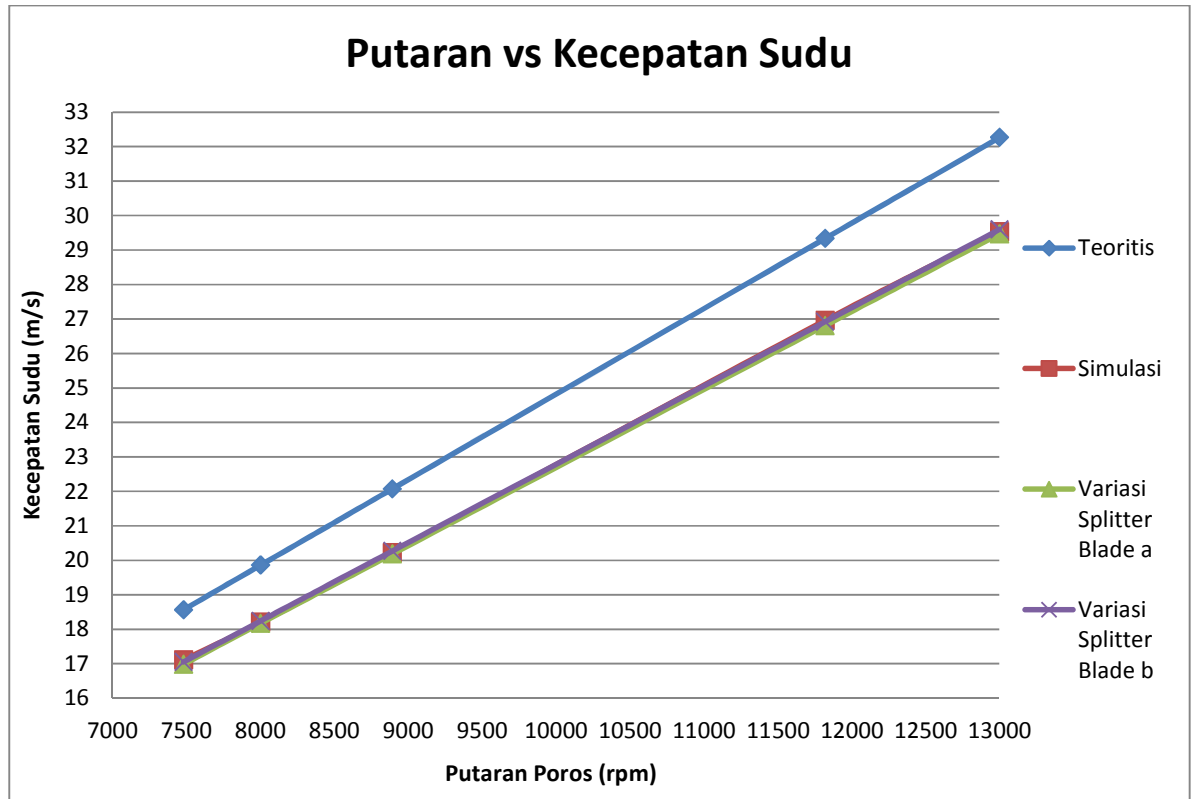
Pada kecepatan 13000 rpm, variasi *splitter blade* dengan radius 27.82 mm, kecepatan yang mampu dihasilkan kompresor akan naik sebesar 0.23% daripada digunakannya *splitter blade* standar. Pada putaran poros yang semakin tinggi, kemungkinan kecepatan yang dihasilkan juga akan semakin tinggi, karena radius antara *full blade* dan *splitter blade* semakin dekat, sehingga separasi aliran pada tip *blade* akan berkurang. Meskipun kecepatan sudu bertambah, namun masih terdapat separasi aliran pada tip *full blade* yang menyebabkan lapisan batas

menjadi semakin tebal. Selain itu, kompresor yang bekerja pada zona *surge* juga menambah rugi-rugi karena aliran menjadi tidak stabil. Dengan berada pada zona *surge*, kompresor bekerja di luar rentang optimum menurut *compressor map*.

## 5.8. VERIFIKASI

Simulasi dilakukan terhadap variasi radius *splitter blade*, yaitu radius *splitter blade* standar (26.75 mm), variasi a sebesar 25.68 mm, dan variasi b sebesar 27.82 mm, dimana *full blade* tetap. Tren kecepatan kompresor untuk tiap-tiap putaran poros cenderung sama. Akan tetapi variasi *splitter blade* b dengan radius 27.82 mm cenderung menghasilkan kecepatan kompresor yang lebih tinggi pada putaran poros yang semakin tinggi.

Sebagai verifikasi hasil simulasi dengan metode CFD untuk radius *splitter blade* standar terhadap perhitungan teoritis yang telah dilakukan, tersaji pada gambar.



5.26. Grafik Verifikasi Putaran Poros vs Kecepatan Sudu

Kecepatan yang dihasilkan oleh metode CFD selalu lebih rendah untuk setiap putaran uji. Pada putaran poros 7480 rpm, nilai kecepatan yang dihasilkan melalui metode CFD lebih rendah 7.833%, pada putaran 8002 rpm, lebih rendah 8.35%, pada putaran 8892 rpm lebih rendah 8.37%. Sedangkan pada putaran 11820 rpm dan 13000 rpm, lebih rendah masing-masing 8.09% dan 8.47%. Secara rata-rata, perbedaan antara teoritis dan metode CFD sebesar 8.22 %. Secara rata-rata, variasi *splitter blade* a akan menurunkan kecepatan sudu sebesar 0.37% dan variasi b akan meningkatkan kecepatan sudu sebesar 0.04%, terhadap penggunaan *splitter blade* standar.

## BAB 6

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 6.1. KESIMPULAN

1. Hasil simulasi CFD menunjukkan bahwa secara rata-rata, penggunaan variasi a *splitter blade* dengan radius 25.68 mm akan menurunkan kecepatan sudu kompresor sebesar 0.37% terhadap penggunaan *splitter blade* untuk setiap putaran poros.
2. Hasil simulasi CFD menunjukkan bahwa secara rata-rata, penggunaan variasi b *splitter blade*, dengan radius 27.82 mm memberikan kenaikan kecepatan sudu kompresor sebesar 0.04% terhadap penggunaan *splitter blade* standar untuk setiap putaran poros.
3. Kecepatan sudu yang dihasilkan antara simulasi CFD pada variasi *splitter blade* standar dan perhitungan teoritis menghasilkan perbedaan sebesar 8.22%.
4. Nilai efisiensi kompresor yang menurun pada laju alir massa yang semakin besar disebabkan oleh rugi akibat pemisahan aliran pada bagian inducer sudu.
5. Kecepatan maksimum *turbocharger* Garrett TA31 yang dicapai pada pengujian sebesar 13000 rpm berada pada daerah *surge*. Hal ini menyebabkan laju alir massa yang dihasilkan belum dapat memberikan unjuk kerja yang optimum.

## 6.2. SARAN

1. Untuk hasil simulasi yang lebih baik, pembuatan grid pada proses simulasi hendaknya ditinjau pada beberapa titik pada permukaan meridional.
2. Untuk unjuk kerja *turbocharger* yang lebih baik, udara pembakaran awal turbin gas harus ditingkatkan sesuai dengan *compressor map*.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Hiroshi Saito, John Latcovich, Mike Fusselbaugh, Milan Dinets, Koichi Hatorri, Naoyuki Sakaki. **Micro Gas Turbines, Risk and Markets**. IMA Conference. Stockholm. September 2003.
- [2]. Jong Joon Lee, Jae Eun Yoon, Tong Seop Kim, Jeong L. Sohm. **Performance Test and Component Characteristic Evaluation of a Micro Gas Turbine**. Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 21, No. 1, pp. 141-152. 2007.
- [3]. Anthony Giampaolo. **Gas Turbine Handbook: Principles and Practices**. 3<sup>rd</sup> ed. The Fairmont Press: Liburn, UK. 2006.
- [4]. W. P. J Visser, S. A Shakariyants, M. Oostveen. **Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications**. ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2011. April 2011, Vol. 133 / 042301.
- [5]. World Alliance for Decentralized Energy (WADE). **More for Less: How Decentralised Energy Can Deliver Cleaner, Cheaper and More Efficient Energy in Nigeria**. Agustus 2009.
- [6]. Jong Joon Lee. **Performance Test and Component Characteristic Evaluation of a Micro Gas Turbines**. Journal of Mechanical Science and Technology Vol. 21 No.1 (2007) 141-152.
- [7]. Sanford Fleeter, Elias Houstis, John Rice, dan Chenn Zhou. **Gas Turbine Engine Compressor-Combustor Dynamics Simulation Design**. 1999. U.S. Department of Energy ASCI program.
- [8]. Seiichi Ibaraki, Tetsuya Matsuo, Hiroshi Kuma, Kunio Sumida, Toru Suita. **Aerodynamics of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller**. Journal of Turbomachinery 125 (2003) 346-351.
- [9]. I.A. Hamakhan, T. Korakianitis. **Aerodynamics Performance Effects of Leading-Edge Geometry in Gas Turbine Blades**. Applied Energy 87 (2010) 1591-1601.
- [10]. Pezhman Akbari, Norbert Muller. **Performance Investigation of Small Gas Turbine Engines Topped With Wave Rotors**. 39<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Alabama, USA. 2003.
- [11]. J.Hannis, G.McColvin, C.J Small, J. Wells. **Mat UK Energy Materials Review: Materials R&D Priorities For Gas Turbine Based Power Generation**. 10<sup>th</sup> July 2007.

- [12]. B.T. Lebele-Alawa, H.I. Hart, S.O.T. Ogaji, S.D. Probert. **Rotor-Blades' Profile Influence on a Gas Turbine's Compressor Effectiveness**. Applied Energy 85 (2008) 494-505.
- [13]. Tony Dickens, Ivor Day. **The Design of Highly Loaded Axial Compressor**. 2011. ASME: Journal of Turbomachinery. July 2011, Vol. 133/031007-1.
- [14]. Seiichi Ibaraki, Tetsuya Matsuo, Takao Yokoyama. **Investigation of Unsteady Flow Field in a Vaned Diffuser of a Transonic Centrifugal Compressor**. Journal of Turbomachinery. 129 (2007) 686-693
- [15]. Seiichi Ibaraki, Tetsuya Matsuo, Keiichi Shiraishi, Koichiro Imakiire. **Design Optimization of Turbocharger Compressor for High Pressure Turbocharged Diesel Engine**. CIMAC Congress 2004, Kyoto (Paper No.59) 1-8.
- [16]. T. Verstraete, Z. Alsalihi, R. A. Van den Braembussche. **Multidisciplinary Optimization of a Radial Compressor for Microgas Turbine Applications**. Journal of Turbomachinery. (2010) Vol. 132/031004-1
- [17]. McHerwan P. Boyce. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 2<sup>nd</sup> ed. Gulf Professional Publishing: Woburn, UK. 2002.
- [18]. Anna Joanna Marszal, Per Heiselberg. **Zero Energy Building (ZEB) Definitions – A Literature Review**. Aalborg University. Denmark. 2008.
- [19]. V Ganesan. **Gas Turbines**. Tata McGraw Hill Education. India. 1999.
- [20]. Rolls Royce PLC. Renalut printing. Birmingham: England. 1996.
- [21]. Solar Turbines. **Gas Generator Systems**. 2001. USA.
- [22]. Dixon, S.L, C.A. Hall. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 6<sup>th</sup>ed. 2010. Butterworth-Heinemann, Elsevier: Oxford, U.K.
- [23]. Paul C. Hanlon. **Compressor Handbook**. McGraw Hill: United States of America. 2001.
- [24]. Hugh MacInnes. **Turbochargers**. H. P. Books: Tucson, Arizona, USA. 1976.
- [25]. [./2 Pz. Aufkl.Abt. Grossdeutschland - UK based WW2 German Re-enactment Group2\\_files/gd-style.css didownload tanggal 14 Desember 2010.](#)

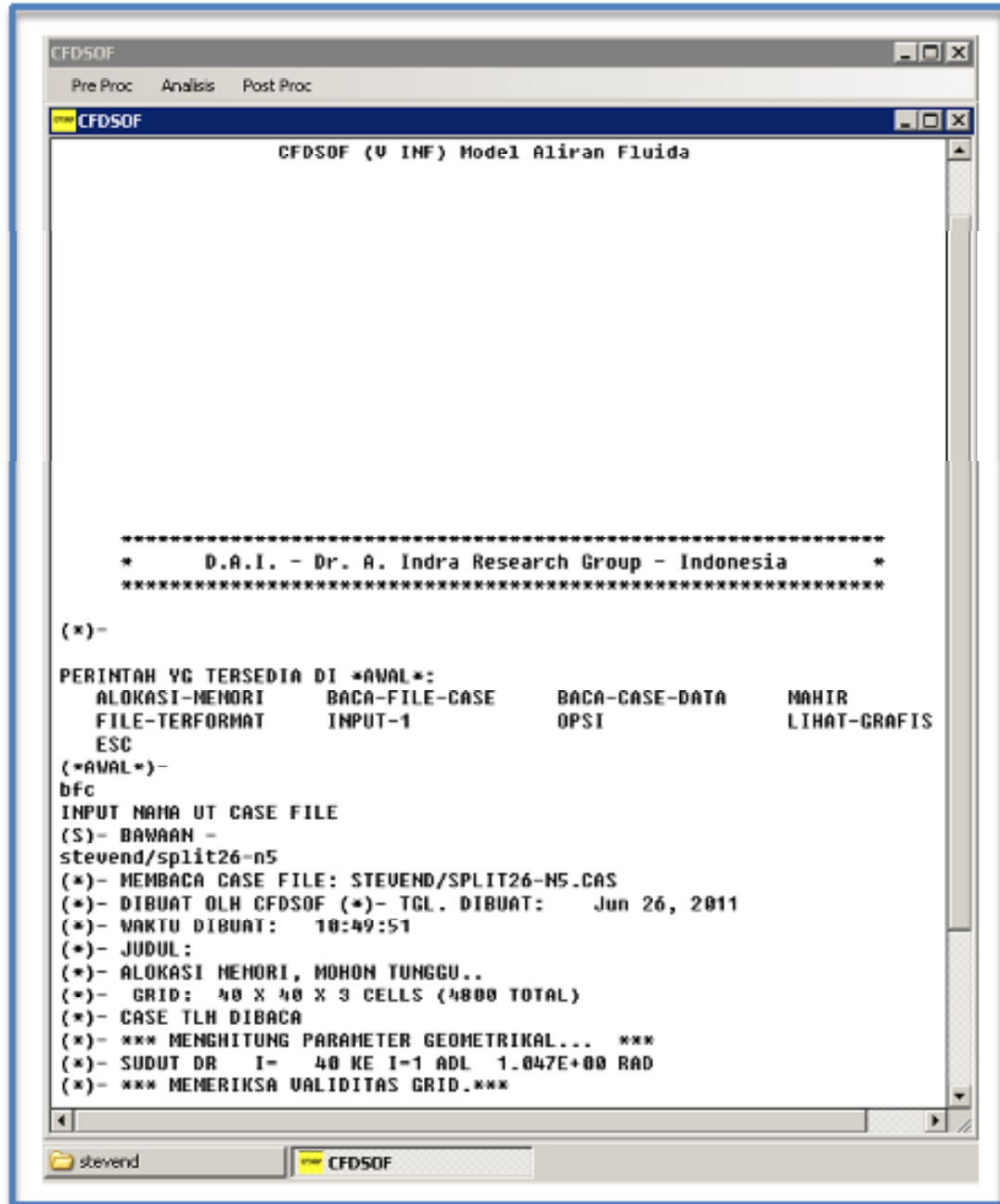


- [26]. Versteeg HK, W. Malalasekera. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics; The Finite Volume Method, 2<sup>nd</sup> ed.** Pearson Educational Limited. Harlow. 2007.
- [27]. Cengel, Yunus.A. Michael A. Boles. **Thermodynamics: An Engineering Approach.** 5<sup>th</sup> ed.
- [28]. Fox, Robert. W, Alan T. McDonald, Philip J. Pritchard. **Introduction to Fluid Mechanics.** 6<sup>th</sup> ed. 2002. John Wiley & Sons, Inc: USA.
- [29]. Faith A. Morrison. **Compressible Fluids.** Michigan Technological University. 2004.
- [30]. Genick Bar-Meir, Ph. D. **Fundamental of Compressible Fluid Mechanics.** 2007.
- [31]. Rangwala, A.S. **Turbo-Machinery Dynamics: Design and Operations.** 2005. USA: McGraw-Hill.
- [32]. [http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/catelog/Turbochargers/GT35/GTX3582R\\_803715\\_1.htm](http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/catelog/Turbochargers/GT35/GTX3582R_803715_1.htm) didownload tanggal 14 Desember 2010.
- [33]. [Corky Bell. Maximum Boost: Design, Testing, and Installing Turbocharging System.](#) 1997. Bentley Publishing. USA: Massachusetts
- [34]. [www.turbobygarrett.com](http://www.turbobygarrett.com) Garrett Turbocharger Comparison Charts. Didownload tanggal 21 Juni 2011.
- [35]. <http://forum.ih8mud.com/80-series-tech/132674-turbo-faq-info.html> Didownload tanggal 12 Juni 2011.
- [36]. Kun Liu, Tobias Waumans, Jan Piers, Dominiek Reynaerts. **Precision Manufacturing of Key Components for an Ultra Miniature Gas Turbine Units for Power Generation.** Microsyst Technol (2009) 15:1417-1425. Springer-Verlag. 2009.
- [37]. D. A. Lysenko, A. A. Solomatnikov. **Numerical Modeling of Turbulent Heat Exchange In The Combustion Chamber of Gas Turbine Plants With The Use of The Fluent Package.** Journal of Engineering Physics and Thermophysics 76 (2003) No. 4
- [38]. Rolls Royce PLC. Renault printing. Birmingham: England. 1996.
- [39]. GT85-2 Handbook. **GT85-2 Two Shaft Gas Turbine.** 1980. TQ International: Nottingham, UK.

- [40]. Dwi Basuki Wibowo. **Memahami Reverse Engineering Melalui Pembongkaran Produk Di Program S-1 Teknik Mesin**. Traksi, Vol. 4. No. 1, Juni 2006.
- [41]. Stephen P. Harston, Christopher A. Mattson. **Metrics for Evaluating and Optimizing the Barrier and Time to Reverse Engineer a Product**. 2009. ASME: International Design Engineering Technical Conference and Information in Engineering Conference (IDET/CIE2009).
- [42]. Robert G. Sargent. **Verification and Validation of Simulation Models**. Proceeding of the 1998 Winter Simulation Conference. 1998.
- [43]. World Alliance for Decentralized Energy (WADE). **More for Less: How Decentralised Energy Can Deliver Cleaner, Cheaper and More Efficient Energy in Nigeria**. Agustus 2009.
- [44]. Damian Kuiper. **Turbocharger Design and Performance Analysis, Part 1 of 2**. Proceedings of the Gas Machinery Research Council. Gas Machinery Conference 2007. Oktober 1-3, 2007. Dallas-Texas.
- [45]. Wei Jiang, Jamil Khan, Roger A. Dougal. **Dynamic Centrifugal Compressor Model For System Simulation**. Journal of Power Source 158 (2006) 1333 -1343.
- [46]. Hirotaka Higashimori, Toshiyuki Matsuda, Seiichi Ibaraki, Hideyoshi Isobe, Takashi Mikogami. **Flow Investigation of Centrifugal Compressor for Automotive Turbocharger**. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (1999) Technical Review Vol.36 No.1.

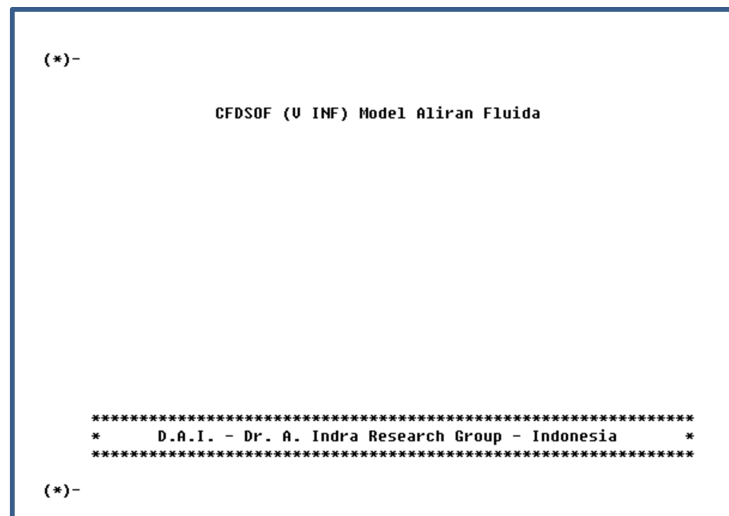
# LAMPIRAN 1

## Lembar Legalisasi Penggunaan Software CFDSOF



## LAMPIRAN 2

### Simulasi kompresor sentrifugal menggunakan CFDSOF



Simulasi CFD 3 dimensi kompresor sentrifugal pada sepasang *full blade* dan *splitter blade* dengan sudut sektor  $60^\circ$  dengan dimensi *splitter blade* standar.

Parameter fisik sebagai input simulasi CFD:

- Radius dalam : 0.0085 m
- Radius luar : 0.04 m
- Tinggi : 0.0378 m
- Kecepatan : 13000 rpm (1352 rad/s)

Langkah-langkah simulasi CFD yang dilakukan terhadap kompresor sentrifugal adalah sebagai berikut:

1. Menentukan jumlah dimensi dan dimensi

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI *AWAL*:
  ALOKASI-MEMORI      BACA-FILE-CASE      BACA-CASE-DATA      MAHIR
  FILE-TERFORMAT      INPUT-1              OPSI                  LIHAT-GRAFIS
  ESC
(*AWAL*)-
in1
(*)- ALOKASI MEMORI, MOHON TUNGGU..
(*)- *** SISTEM SATUAN ***
(L)- PAKAI SAT.INGGRIS ( N = SATUAN SI )?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
n

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL                BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN          BATAS-TAYANGAN
  BANGUN-GRID          KOORDINAT-NODAL     UBAH-CELL            ATUR-MODEL
  LIHAT-GRAFIS        MAHIR                ESC
(INPUT1)-
ad

PERINTAH YG TERSEDIA DI SET-DOMAIN:
  DIMENSI              UKRN-DOMAIN         JUMLH-CELL          SLR                ESC
(SET-DOMAIN)-
d
(I)- JUMLAH DIMENSI FISIKAL DALAM DOMAIN (2 / 3)
(I)- ++(BAWAAN 2)++
3

PERINTAH YG TERSEDIA DI SET-DOMAIN:
  DIMENSI              UKRN-DOMAIN         JUMLH-CELL          SLR                ESC
(SET-DOMAIN)-
ud
(L)- PILIH KOORDINAT SILINDRIKAL?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
y
(L)- PAKAI KEC. SILINDRIKAL?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
y
(R)- SUDUT SEKTOR
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN 1.0000E+00)++
1.047
(R)- RADIUS DALAM ANULUS
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 0.0000E-01)++
0.0085
(R)- RADIUS LUAR ANULUS
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 1.0000E+00)++
0.04
(R)- PANJ. AKSIAL
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 1.0000E+00)++
0.0378

PERINTAH YG TERSEDIA DI SET-DOMAIN:
  DIMENSI              UKRN-DOMAIN         JUMLH-CELL          SLR                ESC
(SET-DOMAIN)-
jc
(I)- ANGLR: ARAH (I)
(I)- ++(BAWAAN 10)++
40
(I)- RAD: ARAH (J)
(I)- ++(BAWAAN 10)++
40
(I)- AKS: ARAH (K)
(I)- ++(BAWAAN 3)++
3

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI SET-DOMAIN:
  DIMENSI      UKRN-DOMAIN  JUMLH-CELL  SLR      ESC
(SET-DOMAIN)-
es
(*)- DOMAIN TELAH BERUBAH DARI 2D KE 3D.
(*)- SISTEM KOORDINAT TELAH DIUBAH.
(*)- PANJNG DOMAIN TLH DIUBAH.
(*)- TINGGI DOMAIN TLH DIUBAH
(*)- LEBAR DOMAIN TELAH DIUBAH.
(*)- JUMLAH CELL PADA I->ARAH TELAH BERUBAH.
(*)- JUMLAH CELL PADA J->ARAH TELAH BERUBAH.
(*)- JUMLAH CELL PADA K->ARAH TELAH BERUBAH.
(*)- MBENTUK GRD SRAGAM I->ARH.
(*)- MBENTUK GRD SRAGAM J->ARH.
(*)- MBENTUK GRD SRAGAM K->ARH.
(*)- INISIALISASI TIPE CELL..

```

2. Membangun grid dan menentukan jumlah segmen untuk arah radial dan angular serta mengatur jumlah cell pada tiap segmen.

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL      BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN      BANGUN-GRID      MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL      UBAH-CELL      ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL      ATUR-CELL      DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN      DAFTR-SEMPANDAN      DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS      MAHIR      ESC
(INPUT1)-
bg
(I)- ARAH GRID      (ANGULAR=1,RADIAL=2,AXIAL=3)
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1

PERINTAH YG TERSEDIA DI BANGUN-GRID (ANGULAR):
  INISIALISASI-SEGMENT      MODIF-SEGMENT      DAFTAR-SEGMENT
  DAFTR-GRD      TMBH-SEGMENT      HAPUS-SEGMENT
  TENTUKAN-KOORD-NODE      LIHAT-GRAFIS      RESET
  UBAH-ARAH      ESC
(BANGUN-GRID (ANGULAR))-
is
(*)- INISIALISASI-SEGMENT (TITIK SEMPADAN , ANGULAR- (ARAH) )
(I)- JUMLAH SEGMENT
(I)- ++(BAWAAN      1)++
5
(I)- JUMLH TOTAL CELL INTERNAL
(I)- ++(BAWAAN      38)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(R)- SEGMENT 1 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN      0.0000E-01)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

(R)- SEGMENT 2 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN      2.0940E-01)++
0.505
(R)- SEGMENT 3 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN      4.1880E-01)++
0.538
(R)- SEGMENT 4 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN      6.2820E-01)++
0.713
(R)- SEGMENT 5 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN      8.3760E-01)++
0.746
(R)- SEGMENT 5 TTK-AKHIR
(R)- SAT. = RAD ++(BAWAAN      1.0470E+00)++
1.047

```

```

(*)- INISIALISASI-SEGMENT (JUMLAH CELL, ANGULAR-(ARAH) )
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 1 (PANJNG = 5.0500E-01)
(I)- ++(BAWAAN 10)++
13
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 2 (PANJNG = 3.3000E-02)
(I)- ++(BAWAAN 7)++
2
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 3 (PANJNG = 1.7500E-01)
(I)- ++(BAWAAN 7)++
8
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 4 (PANJNG = 3.3000E-02)
(I)- ++(BAWAAN 7)++
2
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 5 (PANJNG = 3.0100E-01)
(I)- ++(BAWAAN 7)++
13

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI BANGUN-GRID (ANGULAR):
  INISIALISASI-SEGMENT      MODIF-SEGMENT      DAFTAR-SEGMENT
  DAFTR-GRD                 TMBH-SEGMENT      HAPUS-SEGMENT
  TENTUKAN-KOORD-NODE      LIHAT-GRAFIS      RESET
  UBAH-ARAH                 ESC
(BANGUN-GRID (ANGULAR))-
es

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI BANGUN-GRID (RADIAL):
  INISIALISASI-SEGMENT      MODIF-SEGMENT      DAFTAR-SEGMENT
  DAFTR-GRD                 TMBH-SEGMENT      HAPUS-SEGMENT
  TENTUKAN-KOORD-NODE      LIHAT-GRAFIS      RESET
  UBAH-ARAH                 ESC
(BANGUN-GRID (RADIAL))-
is

```

```

(*)- INISIALISASI-SEGMENT (TITIK SEMPADAN , RADIAL-(ARAH) )
(I)- JUMLAH SEGMENT
(I)- ++(BAWAAN 1)++
2
(I)- JUMLH TOTAL CELL INTERNAL
(I)- ++(BAWAAN 38)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

```

```

(R)- SEGMENT 1 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 8.5000E-03)++
0.0085
(R)- SEGMENT 2 TITIK-MULAI
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 2.4250E-02)++
0.03745
(R)- SEGMENT 2 TTK-AKHIR
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 4.0000E-02)++
0.04

```

```

(*)- INISIALISASI-SEGMENT (JUMLAH CELL, RADIAL-(ARAH) )
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 1 (PANJNG = 2.8950E-02)
(I)- ++(BAWAAN 19)++
35
(I)- JUMLAH CELL PADA SEGMENT 2 (PANJNG = 2.5500E-03)
(I)- ++(BAWAAN 19)++
3

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI BANGUN-GRID (RADIAL):
  INISIALISASI-SEGMENT  MODIF-SEGMENT  DAFTAR-SEGMENT
  DAFTR-GRD            TMBH-SEGMENT  HAPUS-SEGMENT
  TENTUKAN-KOORD-NODE  LIHAT-GRAFIS  RESET
  UBAH-ARAH            ESC

(BANGUN-GRID (RADIAL))-
ms
(*)- MODIF-SEGMENT (RADIAL- (ARAH) )
(I)- NOMOR SEGMENT YG AKAN DIUBAH (0 = ESC )
(I)- ++(BAWAAN 1)++
1
(R)- TITIK-MULAI
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 8.5000E-03)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

(R)- TTK-AKHIR
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 3.7450E-02)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- JUMLH CELL
(I)- ++(BAWAAN 35)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(R)- FAKTOR PEMBERAT TITIK-MULAI (0=TAK-DIBATASI )
(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++
0.2
(R)- FAKTOR PEMBERAT TITIK-AKHIR (0=TAK-DIBATASI )
(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++
0

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI BANGUN-GRID (RADIAL):
  INISIALISASI-SEGMENT  MODIF-SEGMENT  DAFTAR-SEGMENT
  DAFTR-GRD            TMBH-SEGMENT  HAPUS-SEGMENT
  TENTUKAN-KOORD-NODE  LIHAT-GRAFIS  RESET
  UBAH-ARAH            ESC

(BANGUN-GRID (RADIAL))-
es

```

### 3. Mengatur jumlah dan jenis cell untuk dinding.

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL                BACA-FILE-GRID  ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN      BANGUN-GRID     MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL     UBAH-CELL       ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL  ATUR-CELL       DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN   DAFTR-SEMPADAN DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS        MAHIR           ESC

(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
25 25
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
1 25
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
2 2

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:
  W-WALL  Z-WALL  SYMMETRY  .(LIVE)  CYCLIC  OUTLET
  INLET   AXIS    ESC

(SEMPDN)-
zw

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:
  1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J
  K L M N O P Q R S T U V W X Y Z ESC

(PILIH-ZONA)-
1

```



```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL          DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN   DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC
(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
2 39
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1 40
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1 1

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPNDN:
  W-WALL      Z-WALL      SYMMETRY      .(LIVE)      CYCLIC      OUTLET
  INLET       AXIS       ESC
(SEMPDN)-
sym

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL          DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN   DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC
(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
2 39
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1 40
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
3 3

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPNDN:
  W-WALL      Z-WALL      SYMMETRY      .(LIVE)      CYCLIC      OUTLET
  INLET       AXIS       ESC
(SEMPDN)-
sym

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL          DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN   DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC
(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1 1
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1 40
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN      1)++
1 3

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPNDN:
  W-WALL      Z-WALL      SYMMETRY      .(LIVE)      CYCLIC      OUTLET
  INLET       AXIS       ESC
(SEMPDN)-
cyc

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL          DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN   DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC
(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN    1)++
40 40
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN    1)++
1 40
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN    1)++
1 3

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:
  W-WALL      Z-WALL      SYMMETRY      .(LIVE)      CYCLIC      OUTLET
  INLET       AXIS        ESC
(SEMPDN)-
cyc

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL          DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN   DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC
(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN    1)++
2 20
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN    1)++
1 1
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN    1)++
2 2

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:
  W-WALL      Z-WALL      SYMMETRY      .(LIVE)      CYCLIC      OUTLET
  INLET       AXIS        ESC
(SEMPDN)-
in

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:
  1  2  3  4  5  6  7  8  9  A  B  C  D  E  F  G  H  I  J
  K  L  M  N  O  P  Q  R  S  T  U  V  W  X  Y  Z  ESC
(PILIH-ZONA)-
1

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL           DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN    DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC

(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
22 24
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
1 1
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
2 2

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:
  W-WALL  Z-WALL  SYMMETRY  .(LIVE)  CYCLIC  OUTLET
  INLET   AXIS    ESC
(SEMPDN)-
in

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:
  1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J
  K L M N O P Q R S T U U W X Y Z ESC
(PILIH-ZONA)-
1

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL           DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN    DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC

(INPUT1)-
ac
(*)- *SET CELL *
(I)- INPUT I KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
26 39
(I)- INPUT J KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
1 1
(I)- INPUT K KE1
(I)- ++(BAWAAN 1)++
2 2

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:
  W-WALL  Z-WALL  SYMMETRY  .(LIVE)  CYCLIC  OUTLET
  INLET   AXIS    ESC
(SEMPDN)-
in

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:
  1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J
  K L M N O P Q R S T U U W X Y Z ESC
(PILIH-ZONA)-
1

```

#### 4. Kembali ke menu – Input-1

```
PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN
  BATAS-TAYANGAN BANGUN-GRID         MNIPULASI-GRID
  KOORDINAT-NODAL  UBAH-CELL          ATUR-MODEL
  KONSTANTA-FISIKAL ATUR-CELL          DAFTR-CELL
  KONDISI-SEMPADAN DAFTR-SEMPANDAN    DAFTR-KONS-FISIKAL
  LIHAT-GRAFIS     MAHIR              ESC
(INPUT1)-
es
(*)- DOMAIN ADA SEMPADAN CYCLIC.
(L)- GEOMETRI CYCLIC SCR ROTASIONAL ? (JK TDK CYCLIC TRANSLASIONAL)?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
y
(*)- *** MENGHITUNG PARAMETER GEOMETRIKAL... ***
(*)- SUDUT DR I= 40 KE I=1 ADL 1.047E+00 RAD
(*)- *** MEMERIKSA UALIDITAS GRID.***
```

#### 5. Mengatur konstanta fisikal

```
PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID      ATUR-DOMAIN      BATAS-TAYANGAN      BANGUN-GRID
  UBAH-CELL      ATUR-MODEL          KONSTANTA-FISIKAL  ATUR-CELL           DAFTR-CELL
  DAFTR-KONS-FISIKAL LIHAT-GRAFIS      MAHIR              ESC
(INPUT1)-
kf
PERINTAH YG TERSEDIA DI KONSTANTA-FISIKAL:
  DNSITAS      USKOSITAS      TEKANAN-OPERASI      ESC
(KONSTANTA-FISIKAL)-
dn
(L)- PKAI HK GAS?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI
(R)- DENSITAS FLUIDA
(R)- SAT. = KG/M3 ++(BAWAAN 1.2000E+00)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

PERINTAH YG TERSEDIA DI KONSTANTA-FISIKAL:
  DNSITAS      USKOSITAS      TEKANAN-OPERASI      ESC
(KONSTANTA-FISIKAL)-
us
(R)- USKOSITAS FLUIDA
(R)- SAT. = KG/M-S ++(BAWAAN 9.0000E-04)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

PERINTAH YG TERSEDIA DI KONSTANTA-FISIKAL:
  DNSITAS      USKOSITAS      TEKANAN-OPERASI      ESC
(KONSTANTA-FISIKAL)-
te
(R)- INPUT TEKANAN OPERASI
(R)- SAT. = PA ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

PERINTAH YG TERSEDIA DI KONSTANTA-FISIKAL:
  DNSITAS      USKOSITAS      TEKANAN-OPERASI      ESC
(KONSTANTA-FISIKAL)-
es
```

6. Mengatur parameter rotor, dengan masuk ke menu – mahir pada input-1

```
pr
(*)- ** PARAMETER ROTOR **
(R)- KECEPATN ANGULAR ROTOR
(R)- SAT. = RAD/S ++(BAWAAN 0.0000E-01)++|
1352
(I)- GARS SLIP DL RADIAL (ARAH)
(I)- ++(BAWAAN 2)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- BDANG SLIP 1 DL AXIAL (ARAH)
(I)- ++(BAWAAN 2)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- BDANG SLIP 2 DL AXIAL (ARAH)
(I)- ++(BAWAAN 3)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- JUMLAH RUANG GRID PER STEP WAKTU
(I)- ++(BAWAAN 1)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PENYESUAIAN STEP WKTU OTOMATIS? (T =MANUAL)?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(*)- ** STEP WAKTU DISESUAIKAN UTK MESH BERGERAK **
(I)- JUML MAKS ITER / STEP WAKTU
(I)- ++(BAWAAN 100)++
200
(R)- JUML RESIDU MINIM
(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-03)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

(R)- SET STEP WKTU
(R)- SAT. = S ++(BAWAAN 2.0379E-05)++

(R)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- SIMPAN OTOMATIS?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- VEKTOR GRAVITASI BERUBH MNRT WAKTU?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI
```

7. Mengaktifkan kecepatan silindrikan pada menu - atur model yang terdapat pada input-1

```
PERINTAH YG TERSEDIA DI ATUR-MODEL :
KEC.-SILINDRIKAL PINDAH-PANAS TURBULENSI NON-NEWTONIAN
ESC
(ATUR-MODEL)-
ks
(*)- ** TIPE KECEPATN **
(L)- PAKAI KEC. SILINDRIKAL?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y
y
```

8. Mengaktifkan grid bergerak dengan masuk ke menu **opsi** yang ada di dalam menu mahir pada input-1.

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI MAHIR:
  OPSI                PARAMETER-SOLUSI        PILIH-VARIABEL        PENGENDUR-1
  SATUAN              IKATAN-WAKTU          SOLUSI-PERS-LINIER    BATAS-TAYANGAN
  SUBROUTIN-USER      RESET-JUMLAH-ITERASI  DISKRITISASI-DNSITAS  ESC
(MAHIR)-

op
(*)- ** OPSI PEMODELAN **
(L)- PENGATURAN TAUTAN?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PENGATURAN PROFIL?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI MODEL ALIRAN NONNEWTONIAN?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI MODEL ALIRAN PORUS?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI MODEL FAN/RADIATOR?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI SEMPADAN TEKanan TETAP?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
y
(L)- ATUR SUDUT-SUDUT ALIRAN UNTUK INLET-TEKANAN?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI GAYA CORIOLIS TUNAK?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- PAKAI MULTI-KERANGKA-ACUAN-BERPUTAR?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI PERHITUNGAN GESERAN-GRID?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
y
(L)- AKTIFKAN MODEL PERUBAHAN FASA?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- PAKAI PERHITUNGAN DEFORMASI-GRID?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

```

9. Mengatur solusi persamaan linier yang digunakan, pada menu – mahir.

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI SOLVER-PERS-LINIER:
      TIPE-SOLVER          JALAR-SOLVER-LGS      ESC
(SOLVER-PERS-LINIER)-
jsl
(*)- ** JUMLAH ARAH JALARAN          **
(I)- KOREKSI-TEKANAN
(I)- ++(BAWAAN      5)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- KEC.-U
(I)- ++(BAWAAN      1)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- KEC.-U
(I)- ++(BAWAAN      1)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- KEC.-W
(I)- ++(BAWAAN      1)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- ARAH BARISAN SOLVER          ( I=1, J=2, K=3 )
(I)- ++(BAWAAN      3)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(I)- ARAH JALARAN          ( I=1, J=2, K=3 )
(I)- ++(BAWAAN      1)++

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- ARAH JALARAN DL BARISN SAPUAN DIBUAT BERGANTIAN?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y

(L)- BAWAAN DIPAKAI

PERINTAH YG TERSEDIA DI SOLVER-PERS-LINIER:
      TIPE-SOLVER          JALAR-SOLVER-LGS      ESC
(SOLVER-PERS-LINIER)-
es

```

10. Lakukan iterasi, keluar ke menu - awal

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
      JUDUL          BACA-FILE-GRID          ATUR-DOMAIN          BATAS-TAYANGAN
      UBAH-CELL      ATUR-MODEL          KONSTANTA-FISIKAL   ATUR-CELL
      DAFTR-KONS-FISIKAL  LIHAT-GRAFIS      MAHIR                ESC
(INPUT1)-
es
(*)- DOMAIN ADA SEMPADAN CYCLIC.
(L)- GEOMETRI CYCLIC SCR ROTASIONAL ? (JK TDK CYCLIC TRANSLASIONAL)?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y
y
(*)- *** MENGHITUNG PARAMETER GEOMETRIKAL... ***
(*)- SUDUT DR I= 40 KE I=1 ADL 1.047E+00 RAD
(*)- ** STEP WAKTU DISESUAIKAN UTK MESH BERGERAK **
(*)- *** MEMERIKSA UALIDITAS GRID.***

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI *AWAL*:
  BACA-FILE-CASE      BACA-CASE-DATA      BACA-FILE-DATA      MAHIR
  INPUT-2             CETAK-FILE           LIHAT-ALFA          TULIS-FILE-CASE     FILE-TERFORMAT
  FILE-UNIVERSAL     ESC                  LIHAT-ALFA          TULIS-CASE-DATA    INPUT-1
                                                                TULIS-FILE-DATA    ITER-1
                                                                Opsi
(*AWAL*)-
iter
(1)- BERAPA STEP WAKTU ?
(1)- ++(BAWAAN      0)++
2
(*)- PERHITUNGAN FASA FLUIDA
NWKTU =      1 NITER =      1 STEP = 2.04E-05 TIME = 2.038E-05 S
-----RESIDU-----
NWKTU      (P)      (U)      (U)      (W)
1 1.586E-06 4.164E-11 1.891E-04 2.705E-04
NWKTU =      1 NITER =      2 STEP = 2.04E-05 TIME = 2.038E-05 S
-----RESIDU NORMALISASI-----
1 1.000E+00 1.788E-07 1.122E+00 1.356E+00
1 9.200E-01 7.992E-08 6.656E-01 8.100E-01
1 8.750E-01 4.679E-08 4.721E-01 5.813E-01
1 8.367E-01 3.060E-08 3.578E-01 4.477E-01
1 7.887E-01 2.132E-08 2.799E-01 3.597E-01
1 7.250E-01 1.547E-08 2.227E-01 2.984E-01
1 6.461E-01 1.157E-08 1.788E-01 2.530E-01
1 5.583E-01 8.842E-09 1.443E-01 2.178E-01
1 4.683E-01 6.874E-09 1.170E-01 1.882E-01
1 3.821E-01 5.409E-09 9.516E-02 1.631E-01
1 3.042E-01 4.291E-09 7.763E-02 1.407E-01
1 2.390E-01 3.424E-09 6.342E-02 1.204E-01
1 1.856E-01 2.740E-09 5.191E-02 1.019E-01
1 1.430E-01 2.194E-09 4.242E-02 8.518E-02
1 1.107E-01 1.753E-09 3.455E-02 7.012E-02
1 9.560E-02 1.396E-09 2.804E-02 5.677E-02
1 1.110E-01 1.105E-09 2.262E-02 4.511E-02
1 1.250E-01 8.695E-10 1.815E-02 3.510E-02
NWKTU =      1 NITER =      20 STEP = 2.04E-05 TIME = 2.038E-05 S
-----RESIDU NORMALISASI-----

```

11. Mengaktifkan dan mengatur model **turbulensi**, pada menu – atur model.

```

(ATUR-MODEL)-
tu
(*)- ** MODEL TURBULENSI (PILIH SATU SAJA) **
(L)- K-EPSILON?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N
y
(L)- RNG K-EPSILON?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- REYNOLDS STRESS?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->N

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(*)- ** MODEL FISIKAL TURBULENSI **
(L)- PAKAI FUNGSI-WALL STANDAR?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y

(L)- BAWAAN DIPAKAI

```



12. Mengatur kondisi sempadan, yaitu berupa tekanan dan intensitas turbulen, yang terdapat pada – input 1

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:
  JUDUL          BACA-FILE-GRID          ATUR-DOMAIN          BATAS-TAYANGAN
  UBAH-CELL      ATUR-MODEL          KONSTANTA-FISIKAL   ATUR-CELL
  DAFTR-KONS-FISIKAL  LIHAT-GRAFIS        MAHIR                ESC
(INPUT1)-
ks

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:
  W-WALL      Z-WALL      SYMMETRY      .(LIVE)      CYCLIC      OUTLET      INLET
(SEMPDN)-
in

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:
  1  2  3  4  5  6  7  8  9  A  B  C  D  E  F  G  H  I  J  K  L  |
(PILIH-ZONA)-
1
(L)- SEMPADAN TEKANAN TETAP?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y
y
(L)- SEMPADAN INFLOW TEKANAN STATIK?
(L)- Y=YA/N=TDK BAWAAN->Y
y

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:
  TEKANAN          INTNSITAS/PANJNG-TURB          ESC
(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-
te
(*)- INPUT:
(*)-      TEKANAN STATIK PD INLET ALIRN
(*)-      TEKANAN STATIK PD KLUAR ALRN
(*)- TETAPKAN RELATIF MJD TEKANAN OPERASI.
(R)- TEKANAN
(R)- SAT. = PA ++(BAWAAN  0.0000E-01)++
(R)- BAWAAN DIPAKAI

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:
  TEKANAN          INTNSITAS/PANJNG-TURB          ESC
(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-
te
(*)- INPUT:
(*)-      TEKANAN STATIK PD INLET ALIRN
(*)-      TEKANAN STATIK PD KLUAR ALRN
(*)- TETAPKAN RELATIF MJD TEKANAN OPERASI.
(R)- TEKANAN
(R)- SAT. = PA ++(BAWAAN  0.0000E-01)++
0

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:
  TEKANAN          INTNSITAS/PANJNG-TURB          ESC
(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-
int
(R)- INTENSITAS TURB (PERSEN )
(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN  1.0000E-01)++
0.1
(R)- PANJANG KARAKTERISTIK
(R)- SAT. = M ++(BAWAAN  8.5000E-03)++
0.0085

```

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:
  TEKANAN          INTNSITAS/PANJNG-TURB          ESC
(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

```

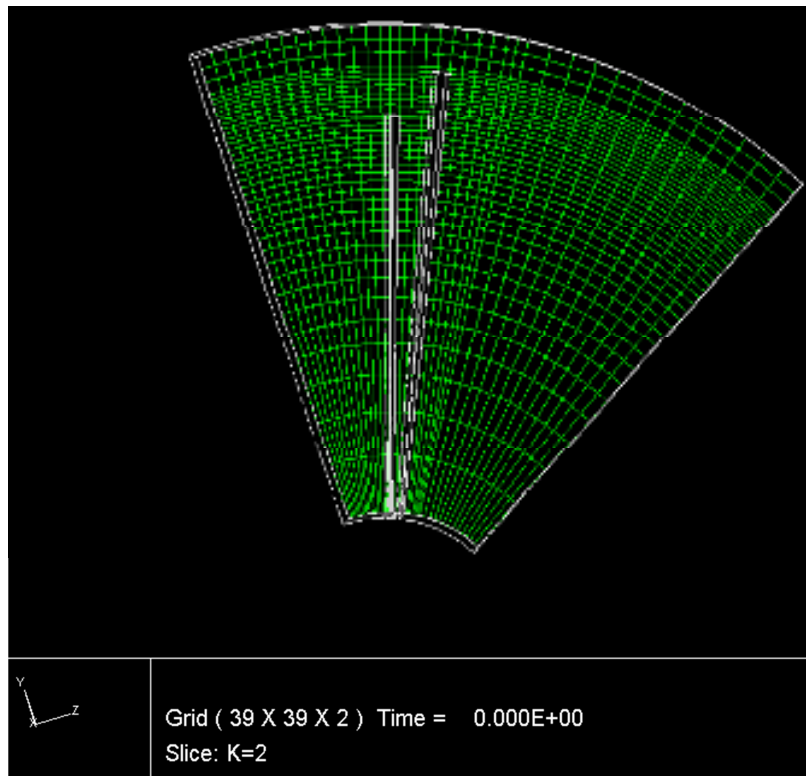


```

TYPE CELL : K = 3
J I= 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 34 36 38 40
38 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 38
37 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 37
36 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 36
35 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 35
34 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 34
33 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 33
32 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 32
31 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 31
30 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 30
29 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 29
28 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 28
27 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 27
26 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 26
25 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 25
24 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 24
23 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 23
22 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 22
21 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 21
20 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 20
19 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 19
18 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 18
17 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 17
16 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 16
15 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 15
14 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 14
13 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 13
12 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 12
11 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 11
10 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 10
9 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 9
8 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 8
7 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 7
6 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 6
5 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 5
4 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 4
3 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 3
2 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 2
1 C S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S S C 1
J I= 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 34 36 38 40
AKSI (<ENTER> =LJUT,SBLM,1KIR,2KNAN,AT,BAWH,#:#,
MULA ,AKHR,GULUNG,ESC ,#)

```

14. Grid yang terbentuk



## 15. Melakukan iterasi

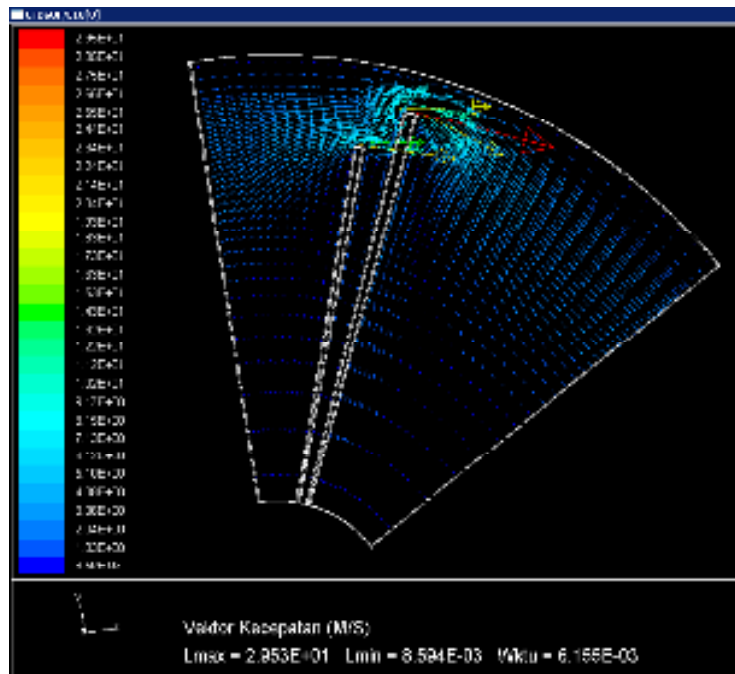
NWKTU	(P)	(U)	(V)	(W)	(E)	(D)
3	1.071E+00	8.981E-15	1.190E-06	1.705E-07	1.284E-07	1.945E-07
3	1.071E+00	8.972E-15	1.186E-06	1.665E-07	1.283E-07	1.945E-07
3	1.071E+00	8.936E-15	1.185E-06	1.664E-07	1.280E-07	1.946E-07
3	1.071E+00	8.987E-15	1.185E-06	1.589E-07	1.280E-07	1.945E-07
3	1.071E+00	8.941E-15	1.195E-06	1.600E-07	1.279E-07	1.946E-07
3	1.071E+00	8.942E-15	1.188E-06	1.648E-07	1.280E-07	1.945E-07
3	1.071E+00	9.035E-15	1.190E-06	1.716E-07	1.285E-07	1.946E-07
3	1.071E+00	9.019E-15	1.188E-06	1.696E-07	1.283E-07	1.947E-07
3	1.071E+00	8.895E-15	1.189E-06	1.631E-07	1.281E-07	1.945E-07
3	1.071E+00	8.861E-15	1.184E-06	1.612E-07	1.280E-07	1.945E-07
3	1.071E+00	9.003E-15	1.193E-06	1.645E-07	1.279E-07	1.946E-07
3	1.071E+00	8.946E-15	1.188E-06	1.612E-07	1.280E-07	1.948E-07
3	1.071E+00	8.970E-15	1.184E-06	1.598E-07	1.285E-07	1.949E-07
3	1.071E+00	8.987E-15	1.186E-06	1.632E-07	1.284E-07	1.949E-07
3	1.071E+00	8.981E-15	1.187E-06	1.601E-07	1.281E-07	1.950E-07
3	1.071E+00	8.969E-15	1.181E-06	1.601E-07	1.280E-07	1.949E-07
3	1.071E+00	8.878E-15	1.181E-06	1.645E-07	1.279E-07	1.949E-07
3	1.071E+00	9.087E-15	1.181E-06	1.613E-07	1.280E-07	1.948E-07
3	1.071E+00	9.005E-15	1.180E-06	1.670E-07	1.285E-07	1.948E-07
3	1.071E+00	9.120E-15	1.184E-06	1.686E-07	1.282E-07	1.939E-07

NWKTU = 3 NITER = 600 STEP = 2.04E-05 TIME = 6.114E-05 S

-----RESIDU NORMALISASI-----

NWKTU	(P)	(U)	(V)	(W)	(E)	(D)
3	1.071E+00	9.166E-15	1.193E-06	1.670E-07	1.280E-07	1.942E-07
4	2.405E+00	8.658E-09	2.999E-01	2.071E-01	6.568E-03	2.334E-02
4	2.002E+00	6.350E-09	2.254E-01	1.593E-01	5.425E-03	2.060E-02
4	1.857E+00	4.829E-09	1.743E-01	1.268E-01	4.430E-03	1.816E-02
4	1.889E+00	3.741E-09	1.371E-01	1.032E-01	3.637E-03	1.594E-02
4	1.985E+00	2.935E-09	1.093E-01	8.531E-02	2.969E-03	1.391E-02

## 16. Hasil simulasi berupa vektor kecepatan



## 17. Penyimpanan berkas

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI *AWAL*:
  BACA-FILE-CASE      BACA-CASE-DATA      BACA-FILE-DATA      MAHIR
  INPUT-2             CETAK-FILE           LIHAT-ALFA          TULIS-FILE-CASE
  FILE-UNIVERSAL     ESC                  FILE-TERFORMAT      TULIS-CASE-DATA
  INPUT-1             TULIS-FILE-DATA
(*AWAL*)-
tfc
INPUT NAMA UTK CASE FILE
(S)- BAWAAN -
stevend/split25-new
(*)- MENULIS CASE FILE: STEVEND/SPLIT25-NEW.CAS
(*)- CASE FILE DITULIS.

```