



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA
MELINTASI *TURBOMACHINERY FAN* AKSIAL DENGAN
PROFIL SUDUT SUDU 30° DAN VARIASI PUTARAN
POROS 1500 *RPM*, 2000 *RPM*, DAN 2500 *RPM***

**MUHAMMAD GANDA ADITYA
2110 100 040**

Dosen Pembimbing
Ir. NUR IKHWAN., M.Eng.

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



FINAL PROJECT - TM 141585

**NUMERICAL STUDY OF THE CHARACTERISTICS OF
FLUID FLOW ACROSS TURBOMACHINERY AXIAL FAN
WITH BLADE ANGLE OF 30° AND VARIATIONS OF
SHAFT ROTATION OF 1500 *RPM*, 2000 *RPM*, AND
2500 *RPM***

**MUHAMMAD GANDA ADITYA
2110 100 040**

Supervisor
Ir. NUR IKHWAN., M.Eng.

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Industrial Technology Faculty
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN
FLUIDA MELINTASI TURBOMACHINERY FAN
AKSIAL DENGAN SUDUT SUDU 30° DAN VARIASI
PUTARAN POROS 1500 RPM, 2000 RPM, 2500 RPM**

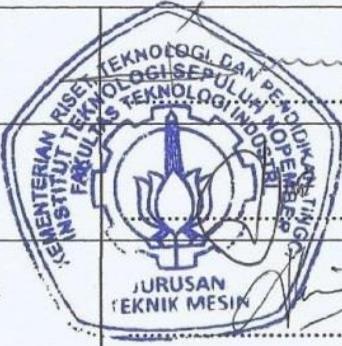
TUGAS AKHIR

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

Oleh :

**MUHAMMAD GANDA ADITYA
NRP. 2110 100 040**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

<u>Nur Ikhwan, ST, M.Eng.</u> (NIP. 196709151995121001)	(Pembimbing)
<u>Giri Nugroho, ST, M.Sc.</u> (NIP. 197910292012121002)	(Penguji I)
<u>Aida Annisa Amin D., ST, MT.</u> (NIP. 2100201405002)	(Penguji II)

**SURABAYA
JULI 2015**



**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA
MELINTASI *TURBOMACHINERY* FAN AKSIAL DENGAN
PROFIL SUDUT SUDU 30° DAN VARIASI PUTARAN
POROS 1500 RPM, 2000 RPM, DAN 2500 RPM**

Nama Mahasiswa : Muhammad Ganda Aditya
NRP : 2110 100 040
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Nur Ikhwan., M.Eng.

Abstrak

Turbomachinery adalah suatu peralatan mekanik yang mengambil energi dari fluida (turbin) atau memberikan energi pada fluida (pompa) sebagai hasil dari interaksi dinamik antara peralatan / mesin dan fluida. Turbomachinery digunakan dalam berbagai macam keperluan hidup sehari-hari dan oleh karenanya memegang peranan yang penting dalam kehidupan masyarakat.

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah studi numerik dengan menggunakan software fluent 6.3.26. dan Gambit 2.4.6. Model yang digunakan adalah turbomachinery berupa fan aksial dengan sudut sudu 30° dan variasi putaran poros sebesar 1500 rpm, 2000 rpm, dan 2500 rpm. Boundary condition untuk sisi inlet adalah pressure inlet, pada sisi fan menggunakan moving wall dan rotational dengan kecepatan 1500 rpm, 2000 rpm, dan 2500 rpm, dan untuk sisi outlet adalah pressure outlet, poros dan hub adalah wall dynamic, permukaan dinding luar berbentuk silinder adalah wall static, serta menggunakan symmetry pada pemodelan 3D.

Data yang didapatkan dari penelitian ini berupa data kuantitatif, yaitu debit aliran, perbedaan tekanan yang diakibatkan profil sudu fan aksial, serta data kualitatif berupa



vektor kecepatan, kontur turbulensi, kontur velocity, kontur turbulent intensity, serta kontur total pressure yang akan digunakan untuk menganalisa performa sudu fan aksial.

Kata kunci: fan aksial, sudu, turbomachinery.



**NUMERICAL STUDY OF THE CHARACTERISTICS OF
FLUID FLOW ACROSS TURBOMACHINERY AXIAL
FAN WITH BLADE ANGLE OF 30° AND VARIATIONS
OF SHAFT ROTATION OF 1500 RPM, 2000 RPM, AND
2500 RPM**

Student Name : Muhammad Ganda Aditya
NRP : 2110 100 040
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Ir. Nur Ikhwan., M.Eng.

Abstract

Turbomachinery, in mechanical engineering, describes machines that extract energy from the fluid (turbine) or add energy from the fluid (pump) as a result of the dynamic interaction between equipment/machinery and fluid. Turbo machinery is used in various purposes in everyday life, therefore plays a vital role in community lives.

The method used in this study is a numerical study using fluent software 6.3.26. and Gambit 2.4.6. The model used is turbo machinery in the form of axial fan with blade at an angle of 30 ° and variations of shaft rotation of 1500 rpm, 2000 rpm, and 2500 rpm. Boundary condition for the inlet side is the inlet velocity of 10 m / s, on the side of the fan using the moving wall and a rotational speed of 1500 rpm, 2000 rpm, and 2500 rpm, and on the outlet side is outflow, shafts and hubs are dynamic wall, the cylinder-shaped outer wall is wall static, and use symmetry in 3D modeling.



The data obtained from this study are in the form of quantitative data, the flow rate, the pressure difference caused by the axial fan blade profile, as well as qualitative data in the form of vector velocity, turbulence contour, contour velocity, turbulent intensity contour, and the contour of the total pressure that will be used to analyze the axial fan blade performance.

Keyword : axial fan, blade, turbomachinery.



KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan ijin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Ir. Nur Ikhwan., M.Eng., Sc., Selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Bapak Giri Nugroho, ST., M.Sc. dan Ibu Aida Annisa Amin D., ST., MT. selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
3. Kedua orang tua Bapak Susanto dan Ibunda Mas Ariyah yang telah memberi motivasi, memberi nasihat, dan mendoakan demi kelancaran kuliah dan Tugas Akhir penulis. Serta mas Eka Zusan Ariyanto, mbak Berlian, dan ponakan lucu Zafran yang selalu memberi dukungan, semangat, serta doa kepada penulis
4. Savina Zuriaty, yang telah banyak memberi banyak bantuan, memberi semangat, memberi doa, meluangkan waktu, dan kasih sayang sejak masa sekolah sampai sekarang. Terima kasih banyak sayang.
5. Teman seperjuangan Tugas Akhir Endy Hananta, yang banyak membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
6. Bapak Sampurno selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan dan kesabarannya selama ini.



7. Teman-teman seperjuangan lab. mekanika fluida yang mewarnai hari-hari di lab tercinta, Khanafi, Ageng, dek Salma, dek Rizka, Farouq, Adit, Aulia, Cinthya, Alif, Fauzi, Louis, Ina, Uma, Sudahra, Copet, Tsabit, Dimas, Dias, Philipus, Verdy, Peter, Nando, Adit, Gerard, dll, terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
8. Teman-teman angkatan M-53, Beta, Gallih, Pepeng, Danny, Arfi, Supri, Fuad, Naya, Endah, Danpris, Daffi, Bintang, Erni, Fitri, Puput, Tegar, dan lain-lain yang tidak bisa disebutkan satu persatu. Terima kasih buat kebersamaan, guyonan, dan segala bantuan selama perkuliahan di Teknik Mesin ITS ini.
9. Teman-teman departemen Hublu HMM, Gallih, Tetra, Tyas, Tegar, Hindun, Atus, Salma, Esti. Terima kasih atas dukungan kalian dan kebersamaan selama menjabat di Himpunan Mahasiswa Mesin.
10. Teman-teman laskar GK 40, Faris, Gentar, Mbah Candra, Syahrul, Rizky kingkong, The Bolet, Samid, Ikrom, Adi momok, Sendy, Farid, mas Endar, mas Kicing, dll.
11. Teman-teman sepermainan Eko, Guntur, Ayuk, Etytc, Indah, Dinul, Farah, Elvira, Dedy, Rizal, dll.
12. Seluruh Dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS dan seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 3 Agustus 2015

Penulis

*Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember*



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	v
<i>ABSTRACT</i>	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xix
DAFTAR SIMBOL	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Pengertian dan Klasifikasi <i>Fan</i>	5
2.1.1. Konsep Tekanan pada <i>Fan</i>	8
2.1.2. <i>Fan Static Pressure</i>	8
2.1.3. <i>Fan velocity pressure</i>	9
2.1.4. <i>Fan Total Pressure</i>	9
2.2. <i>Fan</i> Aliran Aksial	10
2.2.1. Peningkatan Tekanan (<i>Pressure Rise</i>) Pada <i>Axial Flow Fan</i>	10
2.2.2. Desain pada Multiwing <i>Fan</i>	11
2.2.3. Jumlah <i>Blade</i>	12
2.2.4. Solidity of <i>Blades</i>	12
2.2.5 <i>Blade angle</i> dan distribusi kecepatan.....	13



2.2.6	Komponen Kecepatan Pada <i>Airfoil Fan</i>	14
2.2.7	<i>Tip Clearance</i>	16
2.2.8	<i>Noise</i> pada <i>fan</i>	16
2.2.9	Efek perubahan jumlah <i>blade</i> pada aliran <i>fan</i>	16
2.2.10	Efek perubahan sudut pemasangan <i>blade</i> ..	17
2.2.11	Menentukan daya kerja <i>fan</i>	18
2.3	<i>Fan</i> Aliran Campuran (<i>Mixed Flow Fan</i>)	18
2.3.1	Desain <i>Mixed Flow Fan</i>	20
BAB III METODE PENELITIAN		23
3.1	Tahapan Penelitian	23
3.2	Tahap <i>pre-processing</i>	23
3.2.1	Pembuatan model	24
3.2.2	Pembuatan meshing elemen.....	25
3.2.3	Parameter pemodelan	26
3.3	Tahap Solving atau processing.....	33
3.4	Tahap Post-Processing.....	33
3.5	<i>Flowchart</i> Metode Penelitian.....	34
3.6	Alokasi Waktu Penelitian.....	35
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....		37
4.1	Analisa <i>Worse element</i> dan <i>Grid Independensi</i>	38
4.2	Analisa Hasil Simulasi dengan <i>software</i> <i>Fluent</i> 6.3.6.....	40
4.2.1	Kontur <i>Velocity Magnitude</i>	40
4.2.2	Kontur <i>Pressure Total</i>	41
4.2.3	Kontur <i>Turbulent Intensity</i>	43
4.2.4	Vektor kecepatan pada putaran poros 1500 <i>rpm</i>	44
4.3	Pembahasan Grafik	45



4.3.1 Analisis grafik perbandingan kecepatan (m/s) vs jarak (m).....	45
4.3.2 Analisis grafik perbandingan Total <i>Pressure</i> (Pa) vs Jarak (m)	46
4.3.3 Analisis grafik putaran poros (<i>rpm</i>) vs Debit (m ³ /s).....	48
4.4. Perbandingan Daya Kerja hasil simulasi dan teoritis	49
4.4.1 Daya kerja hasil dari simulasi menggunakan <i>software</i> fluent.....	49
4.4.2 Daya kerja Teoritis.....	49
4.4.3 Perbandingan hasil Daya Kerja teoritis dan Daya Kerja hasil simulasi.....	51
BAB V PENUTUP	53
5.1 Kesimpulan	53
5.2 Saran	53
DAFTAR PUSTAKA.....	55



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Alokasi waktu penelitian.....35

Tabel 4.1 Analisa *grid independensi pressure drop*
pada daerah *outlet*39

Tabel 4.2 Perhitungan daya kerja hasil simulasi
dengan menggunakan *software fluent*.....49



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Radial Flow Fan	5
Gambar 2.2	Axial Flow Fan.....	6
Gambar 2.3	Perbandingan karakteristik Jenis Mesin Turbo...	6
Gambar 2.4	Spesifik Speed Pada Mesin Turbo	7
Gambar 2.5	Kurva Performa fan untuk fan centrifugal dan Axial.....	7
Gambar 2.6	Kondisi kenaikan tekanan pada fan aliran aksial.....	10
Gambar 2.7	Diameter hub dan diameter tip fan.....	11
Gambar 2.8	Jarak Blade dan panjang chord dari fan.....	13
Gambar 2.9	Sudut pemasangan blade dan arah aliran fluida pada fan.....	14
Gambar 2.10	Segitiga kecepatan pada sisi inlet dan outlet fan	15
Gambar 2.11	Efek perubahan jumlah blade pada aliran udara..	17
Gambar 2.12	Pengaruh perubahan sudut blade terhadap perubahan aliran udara.....	17
Gambar 2.13	Arah aliran mixed flow fan dibandingkan jenis fan lainnya.....	19
Gambar 2.14	Mixed flow fan dengan ducting dan motor.....	19
Gambar 2.15	Jenis Mixed flow fan berdasarkan karakteristik Sudu.....	20
Gambar 2.16	Grafik Head (ΔP) vs Debit aliran (Q) pada karakteristik sudu yang berbeda.....	20
Gambar 2.17	Komponen kecepatan pada mixed flow fan dengan tipe sudu backward-curved.....	21
Gambar 3.1	Model benda uji 3D.....	23
Gambar 3.2	Dimensi Wall berbentuk silinder.....	25
Gambar 3.3	Dimensi Fan.....	25
Gambar 3.4	<i>Boundary Condition pada fan aksial.....</i>	29



Gambar 3.5	Hasil <i>meshing</i> blade fan aksial.....	30
Gambar 3.6	Pengaturan model pada fluent.....	34
Gambar 3.7	Pengaturan material pada fluent.....	34
Gambar 3.8	Pengaturan Operating Condition pada fluent.....	34
Gambar 3.9	Pengaturan Boundary Condition pada fluent.....	34
Gambar 3.10	Pengaturan Boundary Condition moving wall pada fluent	34
Gambar 3.11	Pengaturan Boundary Condition outlet.....	34
Gambar 3.12	Pengaturan solution pada fluent.....	34
Gambar 3.13	Pengaturan initialize pada fluent.....	34
Gambar 3.14	Pengaturan monitor residual pada fluent.....	34
Gambar 3.15	Pengaturan iterasi pada fluent.....	34
Gambar 3.16	Flowchart metodologi penelitian.....	34
Gambar 4. 1	Model Benda Uji 3D <i>Fan</i> aksial dengan sudut <i>blade</i> 30° didalam sebuah pipa silinder.....	36
Gambar 4.2	Model <i>meshing</i> pada pipa silinder <i>fan</i> aksial dengan menggunakan <i>software</i> gambit 2.4.....	36
Gambar 4.3	<i>Worse element</i> pada geometri pada <i>software</i> gambit 2.4.....	38
Gambar 4.4	Kontur Kecepatan (m/s) pada potongan $z = 0$ pada <i>fan</i> aksial dengan sudut <i>blade</i> 30° didalam silinder (a) putaran <i>rotor</i> 1500 <i>rpm</i> , (b) putaran <i>rotor</i> 2000 <i>rpm</i> , (c) putaran <i>rotor</i> 2500 <i>rpm</i>	38
Gambar 4.5	Kontur <i>total pressure</i> pada potongan $z = 0$ pada <i>fan</i> aksial dengan sudut <i>blade</i> 30° didalam silinder (a) putaran <i>rotor</i> 1500 <i>rpm</i> , (b) putaran <i>rotor</i> 2000 <i>rpm</i> , (c) putaran <i>rotor</i> 2500 <i>rpm</i>	35



Gambar 4.6	Kontur <i>Turbulent Intensity</i> pada potongan $z = 0$ pada <i>fan</i> aksial dengan sudut <i>blade</i> 30° didalam silinder (a) putaran <i>rotor</i> 1500 <i>rpm</i> , (b) putaran <i>rotor</i> 2000 <i>rpm</i> , (c) putaran <i>rotor</i> 250 <i>rpm</i>	40
Gambar 4.7	Vektor kecepatan pada sumbu X pada putaran poros 1500 <i>rpm</i> (a) vektor kecepatan aliran sebelum memasuki <i>fan</i> aksial, (b) vektor kecepatan aliran setelah melewati <i>fan</i> aksial	42
Gambar 4.8	(a) Vektor kecepatan aliran pada sumbu X sebelum memasuki <i>fan</i> aksial dengan perbesaran skala 40, (b) Vektor kecepatan aliran pada sumbu X setelah melewati <i>fan</i> aksial dengan perbesaran skala 40.....	43
Gambar 4.9	Grafik perbandingan Putaran (<i>rpm</i>) vs Jarak (<i>m</i>).....	44
Gambar 4.10	Grafik perbandingan Total Pressure (Pa) vs Jarak (<i>m</i>).....	45
Gambar 4.11	Grafik perbandingan putaran (<i>rpm</i>) vs debit (m^3/s).....	47



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



DAFTAR SIMBOL

Simbol geometri dari *Diffuser* :

- L_1 : panjang *diffuser*, mm
- L_2 : panjang *downstream channel*, mm
- L_3 : panjang *upstream channel*, mm
- b_1 : lebar span inlet *diffuser*, mm
- b_2 : lebar span outlet *diffuser*, mm
- W_1 : tinggi inlet *diffuser*, mm
- W_2 : tinggi outlet *diffuser*, mm
- : sudut divergensi *wall* atas
- : sudut divergensi *wall* samping
- x : posisi horizontal dimulai dari sisi *upstream channel* ($x = 0$), mm
- x/L_1 : posisi horizontal tak berdimensi
- y : posisi vertikal dimulai dari sisi *upstream channel* ($y = 0$), mm
- y/W_1 : posisi vertikal tak berdimensi
- z : posisi melintang dimulai dari sisi *upstream channel* ($z = 0$), mm
- z/b_1 : posisi horizontal tak berdimensi
- C_f : *skin friction coefficient*, ($C_f = \frac{\tau_w}{0.5\rho U_{ref}^2}$), tak berdimensi
- C_p : *wall pressure coefficient*, ($C_p = \frac{p_{s,i} - p_{s,0}}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2}$), tak berdimensi
- C_{pr} : *pressure recovery coefficient*, ($C_{pr} = \frac{p_{s,e} - p_{s,0}}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2}$), tak berdimensi
- g : percepatan gravitasi, m/s^2
- $p_{s,i}$: tekanan statis dinding pada $x/L_1 = i$, Pa
- $p_{s,0}$: tekanan statis pada *inlet diffuser*, Pa



- $p_{s,e}$: tekanan statis pada *outlet diffuser*, Pa
- Re_{w1} : bilangan Reynolds berdasarkan tinggi inlet *diffuser*,
 $Re_{w1} = \frac{\rho U_{maks} W_1}{\mu}$, bilangan tak berdimensi
- T : temperatur ruang kerja ($^{\circ}\text{C}$)
- u : kecepatan lokal, m/s
- U_{max} : kecepatan maksimum di setiap x/L_1 tertentu, m/s
- U_{ref} : kecepatan maksimum pada jarak $x/L_1 = 1$, m/s
- μ : viskositas absolut udara, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
: massa jenis udara, kg/m^3
- w : tegangan geser pada dinding, N/m^2
- ν : viskositas kinematis udara, m^2/s



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Fan merupakan suatu mesin turbo yang memindahkan fluida berupa gas (udara) pada arah aksial, ataupun radial. *Fan* memiliki karakteristik operasi kecepatan putar relatif rendah, mampu memindahkan fluida gas (udara) dalam volume yang besar, perubahan kerapatan fluida gas melalui *fan* tidak melebihi 7 % (misalnya untuk udara hanya mengakibatkan perubahan tekanan 6,9 kPa) sehingga dalam analisisnya kerapatan fluida dapat dianggap konstan, dan alirannya tak mampu mampat. Analisis desain, kinerja dan penskalaan *fan* tidak berbeda dengan pompa aksial. Namun, kenaikan head pada *fan* sering dinyatakan dalam kenaikan tekanan (baik statik maupun total).

Dalam menyelesaikan analisis *fan*, kerapatan gas dianggap konstan, oleh karena kenaikan tekanan yang rendah, konstruksi *fan* seringkali terbuat dari lembaran pelat metal yang ringan dan tipis. Jenis-jenis *fan* antara lain *blower*, *booster*, dan *exhauster*, tergantung pada penempatannya dalam suatu sistem; sebagai contoh *blower* ditempatkan pada sisi masuk sistem, *exhauster* pada sisi keluar sistem, sedangkan *booster* diletakkan diantara sisi masuk dan sisi keluar sistem.

Hampir kebanyakan pabrik industri menggunakan *fan* untuk ventilasi dan untuk proses industri yang memerlukan aliran udara. Sistem *fan* penting untuk menjaga pekerjaan proses industri, dan terdiri dari sebuah *fan*, motor listrik, sistim penggerak, saluran atau perpipaan, peralatan pengendali aliran, dan peralatan penyejuk udara (filter, kumpan pendingin, penukar panas, dll).



1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah dari penelitian tugas akhir ini diantaranya adalah bagaimana pengaruh profil sudu dengan sudut sudu 30° dan variasi putaran poros 1500 rpm , 2000 rpm , dan 2500 rpm pada *fan* aksial dalam menghasilkan tekanan dan debit aliran dengan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 6.3.26

1.3 Tujuan Perancangan

Tujuan dari dilakukan penelitian tugas akhir ini di antaranya adalah menganalisa pengaruh profil sudu dengan sudut sudu 30° dan variasi putaran poros 1500 rpm , 2000 rpm , dan 2500 pada *fan* aksial dalam menghasilkan tekanan dan debit aliran dengan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 6.3.26

1.4 Batasan Masalah

Agar permasalahan dalam penulisan tugas akhir ini lebih spesifik, maka diperlukan beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Fluida kerja adalah udara dengan sifat *incompressible* dan *viscous*
2. Aliran dalam kondisi *steady flow*
3. Aliran *Uniform*
4. Kemungkinan terjadinya perpindahan panas diabaikan
5. Penelitian dilakukan secara numerik menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 6.3.26

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penyusunan tugas akhir ini adalah:

1. Memperkaya pengetahuan mengenai prinsip kerja *Turbomachinery Fan* Aksial



2. Mampu menunjukkan pengaruh profil sudu pada *fan* aksial dalam menghasilkan tekanan dan debit aliran
3. Menambah wacana dan literatur bagi mahasiswa mengenai *Turbomachinery Fan* Aksial

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini terbagi menjadi beberapa bab yang dapat dijabarkan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini menjelaskan latar belakang, perumusan masalah, tujuan perancangan, batasan masalah, serta sistematika penulisan tugas akhir.

BAB II KAJIAN PUSTAKA

Bab ini berisi teori-teori dari berbagai referensi yang selanjutnya digunakan sebagai dasar teori dalam melakukan studi numerik karakteristik aliran fluida melintasi *fan* dengan sudut *blade* 30°.

BAB III METODOLOGI

Bab ini terdiri dari tahapan yang digunakan dalam penyusunan tugas akhir, yaitu proses penelitian karakteristik aliran fluida melintasi *fan* dengan sudut *blade* 30° secara numerik dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan *software* FLUENT 6.3.26 dan dengan *software* GAMBIT 2.4.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi analisa dan pembahasan data dari hasil penelitian numerik yang telah diuraikan pada bab sebelumnya.

BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari studi numerik karakteristik aliran fluida yang melintasi *turbomachinery* aksial dengan sudut *blade fan* 30°.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



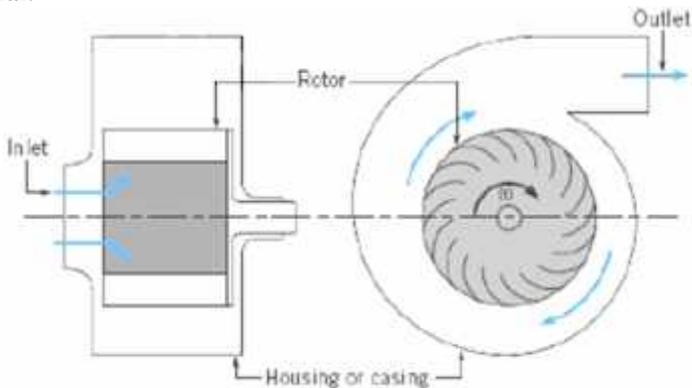
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

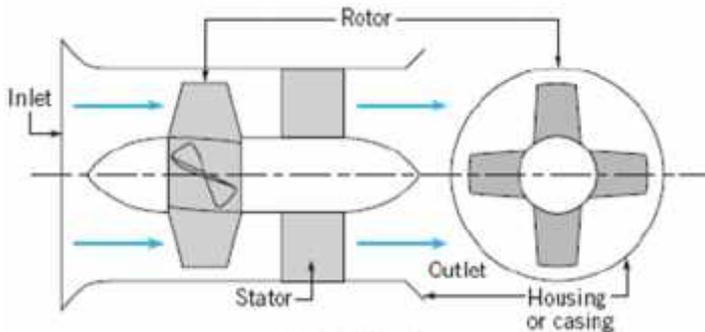
2.1 Klasifikasi *Fan*

Berdasarkan alirannya *fan* dapat diklasifikasikan sebagai aliran aksial, *mixed-flow* dan aliran *radial*, tergantung pada arah utama dari gerakan fluida relative terhadap sumbu *rotor/hub*. Pada *fan* aliran aksial aliran fluida bergerak sejajar dengan sumbu *rotor/hub*, pada area *inlet* sampai *outlet*. *Fan* aliran *radial* aliran fluida masuk sejajar dengan sumbu *rotor/hub* dan keluar pada arah *radial*. *fan* aliran *mixed flow* merupakan gabungan dari aliran *radial* dan aksial.

Pada gambar 2.1 dan gambar 2.2 di bawah ini merupakan gambar skematik *fan* untuk aliran *radial/centrifugal* dan aliran aksial. Pada *Centrifugal Fan* arah aliran masuk pada arah aksial dan keluar *fan* pada arah *radial*, sedangkan pada *Axial Fan* arah aliran masuk pada arah aksial dan keluar *fan* juga pada arah aksial.

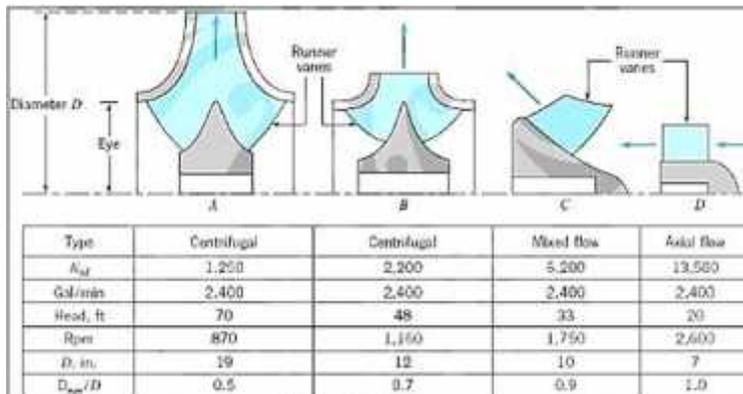


Gambar 2.1 *Radial Flow Fan*



Gambar 2.2 Axial Flow Fan

Perbandingan ketiga jenis *fan* dapat ditentukan oleh kecepatan spesifik (*specific speed*) dari mesin turbo tersebut. Spesifik speed merupakan parameter tak berdimensi yang menyatakan perbandingan karakteristik kapasitas aliran dan karakteristik *head*/tekanan pada mesin turbo.

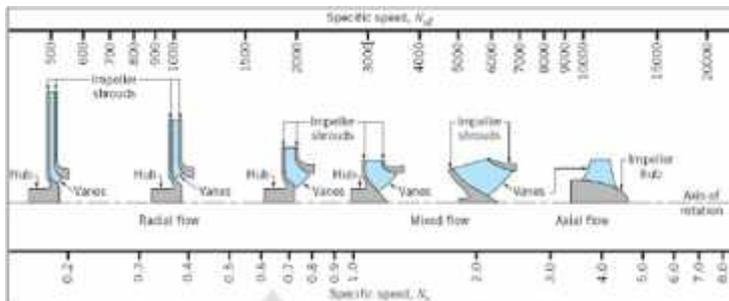


Gambar 2.3 Perbandingan karakteristik Jenis Mesin Turbo

Pada Gambar 2.3 menunjukkan parameter pada ketiga jenis *fan* yaitu *fan centrifugal*, *mixed flow* dan *axial flow*. *Fan* aksial merupakan *fan* dengan karakteristik kapasitas aliran yang

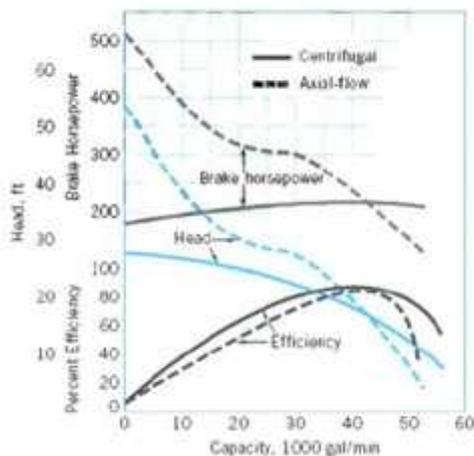


tinggi sedangkan *fan centrifugal* merupakan *fan* dengan karakteristik *head*/tekanan yang lebih tinggi hal ini dapat dilihat dari specific speed dari aksial *fan* tersebut yang lebih tinggi dari spesifik speed *fan centrifugal* dan *mixed flow*. Hal ini ditunjukkan oleh gambar 2.4 dibawah ini :



Gambar 2.4 Spesifik Speed Pada Mesin Turbo (Pompa, Kompresor, dan *Fan*)

Seperti telah dijelaskan sebelumnya bahwa kecepatan spesifik merupakan perbandingan antara karakteristik kapasitas aliran dan karakteristik tekanan/*head* maka persamaannya ialah :



Gambar 2.5 Kurva Performa *Fan* Untuk *Fan Centrifugal* dan Aksial



Pada gambar 2.5 menunjukkan kurva karakteristik dari *fan centrifugal* dan *fan aksial*, pada grafik tersebut dapat dilihat perbandingan peningkatan tekanan/*head* vs kapasitas / debit aliran dan grafik efisiensi vs kapasitas / debit aliran.

Berikut merupakan pernyataan yang menggambarkan kurva karakteristik dari *fan* :

1. Kurva performa *fan* merupakan kurva yang membandingkan antara nilai tekanan *total* dan laju aliran volumetrik/debit aliran

2. Pada kecepatan angular yang tetap semakin tinggi laju aliran volumetrik maka akan terjadi penurunan peningkatan tekanan pada *fan*

3. *Total pressure loss* = *static pressure loss* + *dynamic pressure loss*

$$\Delta P_{total} = (P_{in,static} - P_{out,static}) + \frac{1}{2} \rho (V_{in}^2 - V_{out}^2)$$

2.1.1. Konsep Tekanan Pada *Fan*

Secara teoritis, aliran udara yang terjadi diantara dua daerah yang berbeda tergantung pada perbedaan nilai tekanan yang ada pada kedua zona tersebut. Perbedaan tekanan ini merupakan parameter yang memaksa sejumlah besar udara mengalir dari zona yang memiliki tekanan yang lebih tinggi ke zona dengan tekanan yang lebih rendah. Sebuah sistem *fan* menghasilkan energi dengan cara meningkatkan nilai perbedaan *total pressure* yang terdapat pada sisi *inlet* dan output sistemnya.

2.1.2. *Fan static pressure*

Static pressure (P_s) merupakan salah satu parameter yang digunakan untuk mengetahui performa dari *fan*. *Static pressure* (P_s) dibutuhkan untuk menggerakkan udara di sistem, dan proporsional terhadap nilai kuadrat dari kapasitas diberikan. *Static pressure* bernilai negatif bila nilainya berada dibawah nilai tekanan atmosfer, dan bernilai positif ketika nilainya lebih dari tekanan atmosfer.



2.1.3. Fan velocity pressure (Dynamic Pressure)

Pada saat sistem diberikan kecepatan aliran (V), disamping *static pressure* maka secara bersamaan muncul *velocity pressure* yang mempengaruhi sistem. *Velocity pressure* (P_v) untuk udara standar didefinisikan sebagai :

$$P_v = \frac{1}{2} \rho V^2$$

Nilai P_v selalu positif dan arahnya selalu berlawanan dengan arah aliran. Pada proses transfer energi ke fluida udara dari impeller menghasilkan kenaikan nilai *static* dan *velocity pressure*.

Persamaan dibawah ini menunjukkan tekanan yang ditimbulkan akibat kecepatan udara yang diberikan di sistem pada sisi *outletnya* :

$$P_v = \frac{\rho}{2} (Q_o / A_o)^2$$

Dimana :

- Q = Debit aliran udara (m³/s) pada sisi *outlet*
- A = Luas area aliran pada sisi *outlet* (m²)
- = Massa jenis udara (kg/m³)

2.1.4. Fan total pressure

Total pressure dari sistem adalah penjumlahan kedua nilai *static* dan *velocity pressure* tersebut :

$$P_T = P_s + P_v$$

Fan total pressure adalah perbedaan nilai tekanan *total* yang terjadi antara sisi *outlet* dan sisi *inlet fan*.

$$P_T = P_{T,o} - P_{T,i}$$

Ketika kondisi *inlet fan* dikondisikan dekat dengan tekanan atmosfer, maka

$$P_{T,i} = 0$$



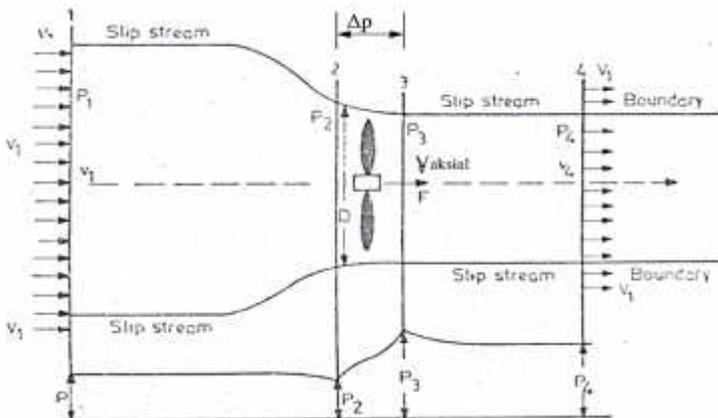
dengan nilai :

$P_{T,0}$ = Rata-rata nilai velocity pressure pada sisi outlet

2.2. Fan Aliran Aksial (Axial-Flow Fan)

Pada penggunaannya, *axial fan* seringkali digunakan untuk kondisi operasi sistem yang membutuhkan debit aliran udara yang besar pada tekanan yang relatif rendah dan menunjukkan performa yang optimal dalam pengkondisian pada lingkungan dengan nilai *static pressure* yang besar. Bentuk dari *blade* biasanya dibuat dalam bentuk airfoil untuk meningkatkan efisiensi dari *fan* dan susunan dari *blade* yang menyusun *fan* biasanya tidak berdekatan satu sama lainnya (konfigurasinya dapat bervariasi).

2.2.1 Peningkatan Tekanan (Pressure Rise) pada Axial Flow Fan



Gambar 2.6 Kondisi Kenaikan Tekanan pada Fan Aliran Aksial

Pada Gambar 2.6 menggambarkan kondisi kenaikan tekanan yang terjadi pada aksial *fan*, pada area *upstream* (aliran sebelum memasuki *fan*) terjadi penurunan tekanan / *pressure drop* dari p_1 ke p_2 kemudian setelah memasuki *fan* terjadi kenaikan tekanan/*pressure rise* dari p_2 ke p_3 dan setelah melewati *fan* pada



daerah *downstream* kembali terjadi penurunan tekanan/*pressure drop* dari p_3 ke p_4 . Dapat dilihat pada gambar penurunan kecepatan arah aksial dari area *upstream* ke area *downstream* dari *fan* yaitu dari v_1 ke v_4 .

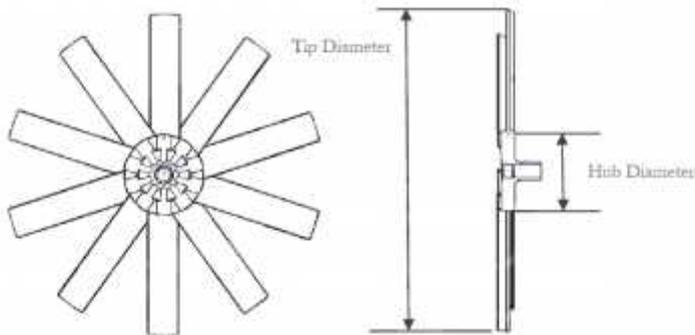
2.2.2. Desain pada Multiwing Fan

Hub diameter

Diameter Hub minimum dapat dihitung setelah kecepatan operasional dari sistem *fan* dipilih. Nilai minimum *hub diameter* didefinisikan sebagai berikut :

$$d_{hub,min} = 19000 / rpm \sqrt{P_s}$$

Sehubungan dengan nilai *static pressure fan*, dari *low – medium*, maka nilai *hub diameter* dapat bervariasi dari 30-80 % *blade outside diameter*.



Gambar 2.7 Diameter hub dan diameter tip fan aksial

Hub ratio didefinisikan sebagai :

$$r = \frac{r_{hub}}{r_{tip}}$$

Dimana :

rh = *Hub radius*



$r_t = \text{Tip radius}$

jari-jari efektif rata-rata dari *axial fan* (r_m), merupakan jari-jari yang membagi aliran kedalam dua bagian yang sama.

$$r_m^2 = \frac{r_{tip}^2 + r_{hub}^2}{2}$$

2.2.3. Jumlah blade

Jumlah *blade* (n_b) yang optimal dalam satu sistem *fan* dapat dihitung dari ukuran *hub* dan *tipnya*. Persamaan tersebut didefinisikan :

$$n_b = \frac{6r}{1-r}$$

2.2.4. Solidity of blades

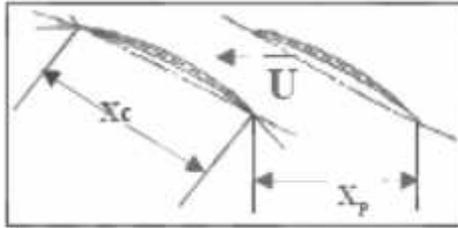
Solidity of Blades merupakan parameter yang menunjukkan rasio antara *chord length* dengan *blade spacing*, yaitu X_c / X_p (biasa disebut dengan *pitch-chord ratio*). Nilai ini secara langsung mendeskripsikan nilai debit yang dihasilkan per putaran *blade*.

$$X_p = \frac{2\pi R}{n_b} = \frac{\pi R(1-r)}{3r}$$

Dimana :

$X_p = \text{blade spacing}$ atau *pitch*, dimana nilainya didapat dari nilai keliling *fan* ($2 R$) dibagi dengan jumlah *blade* yang digunakan (n_b).

$X_c = \text{chord length of blade}$, yaitu jarak antara ujung-ujung edge di *fan* dalam *radius* yang sama.

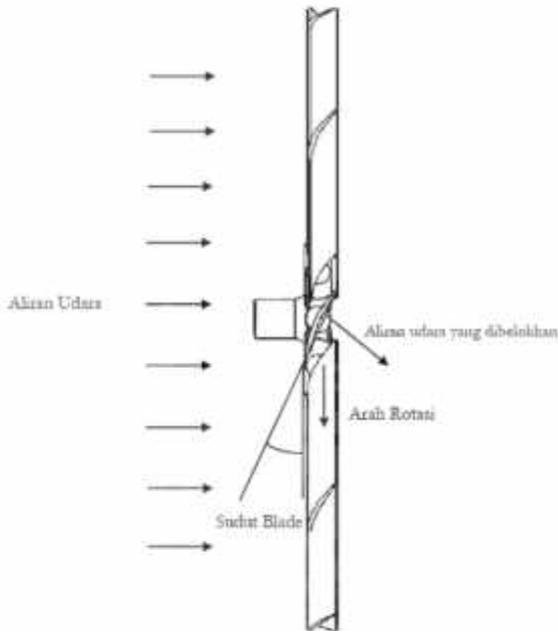


Gambar 2.8 Jarak *blade* dan panjang *chord* dari *fan*

Nilai konfigurasi *pitch-chord ratio* memiliki nilai optimal dan efisien pada nilai 4:1 atau lebih besar dari nilai tersebut.

2.2.5. Blade angle dan distribusi kecepatan

Aliran udara yang melewati *axial fan* merupakan aliran yang sejajar dengan sumbu putar *fan*. Pada sisi *inlet*, aliran mengalir sejajar sumbu putaran, kemudian dengan mekanisme putaran yang diberikan dari shaft (*rotor*) ke impeller (sudu), *fan blade* membelokkan arah aliran udara. Seperti yang terlihat pada skema di bawah ini, yaitu aliran yang melewati *fan blade* berbentuk helical, dimana kecepatan dari udara terdiri dari dua komponen utama, yaitu komponen aksial dan komponen tangensial kecepataannya. Komponen kecepatan aksial adalah parameter kecepatan yang paling banyak berguna, sedangkan komponen tangensial merupakan komponen parsial yang menunjukkan *total energy loss*.



Gambar 2.9 Sudut pemasangan *blade* dan arah aliran fluida (udara) pada *fan*

Untuk efisiensi yang baik, aliran udara dari sebuah *fan* aksial terdistribusi secara merata pada area permukaan dari sudu *fan*, hal ini berarti kecepatan aksial udara harus sama dari *hub* hingga *tip*.

2.2.6. Komponen Kecepatan Pada Airfoil *Fan*

Segitiga kecepatan pada sisi masuk *fan* diperlihatkan pada gambar 5. Kecepatan absolut sisi masuk adalah:

$$W_1 = \frac{V_A}{\cos\beta_1}$$

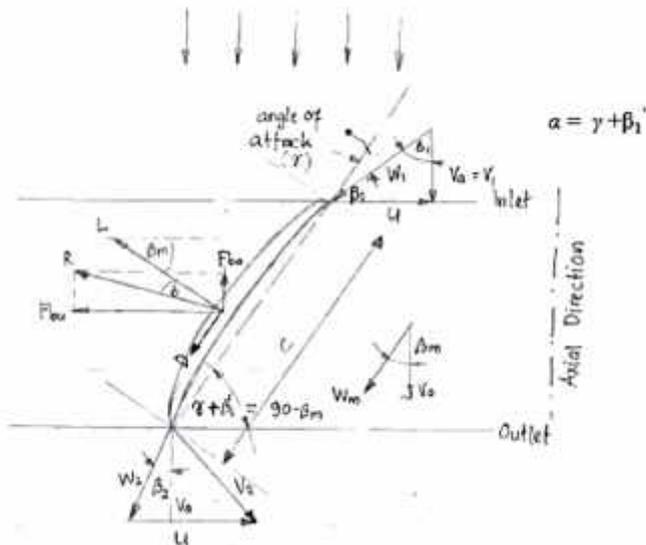


Dimana :

W_1 = Kecepatan absolut (m/s)

V_A = Kecepatan dalam arah aksial

U = Kecepatan tangensial = $2 \pi rN/60$



Gambar 2.10. Segitiga kecepatan pada sisi *inlet* dan *outlet fan*

Gaya angkat (L) pada *fan* ialah :

$$L = \frac{C_L \rho V_1^2 C}{2}$$

Gaya Geser (D) pada *fan* ialah :

$$D = \frac{C_D \rho V_1^2 C}{2}$$

Dimana :

C_L = Koefisien gaya angkat

C_D = Koefisien gaya geser

C = Panjang *chord*



2.2.7. Tip clearance

Jarak antara *tip* dari *fan* dan permukaan casing yang mengelilinginya merupakan parameter yang penting dalam proses aliran udara yang dihasilkan dari *fan*. Keuntungan utama dari jarak *tip clearance* yang kecil adalah meningkatkan jumlah aliran yang dihasilkan pada kondisi rpm yang diberikan dan juga untuk mengurangi noise akibat turbulensi yang terjadi didekat *blade tips*. Rekomendasi yang diberikan untuk ukuran dari *tip clearance* adalah:

$$\text{Tip Clearance} = \frac{\text{Fan Diameter}}{100}$$

Penurunan nilai *tip clearance* sebesar 1% sampai 3% dapat meningkatkan aliran udara sistem sebesar 10 %.

2.2.8. Noise pada *fan*

Perpindahan aliran udara pada *fan* menyebabkan *blade fan* mengalami getaran harmonik dengan frekuensi (f) :

$$f_{blade} = \frac{\text{jumlah blade} \times \text{RPM}}{60}$$

2.2.9 Efek perubahan jumlah *blade* pada aliran *fan*

Ketika jumlah *blade* dari suatu sudu *fan* ditambah maka debit aliran udara *fan* ikut bertambah, persentase perubahan aliran terhadap perubahan jumlah *blade* pada *fan*, ditunjukkan oleh persamaan :

- Untuk jumlah *blade* 2 sampai 8

$$\text{Flow Change} = \left(\frac{n_2 - n_1}{n_2 + 6,5} \right) 100\%$$

- Untuk jumlah *blade* 9 sampai 30

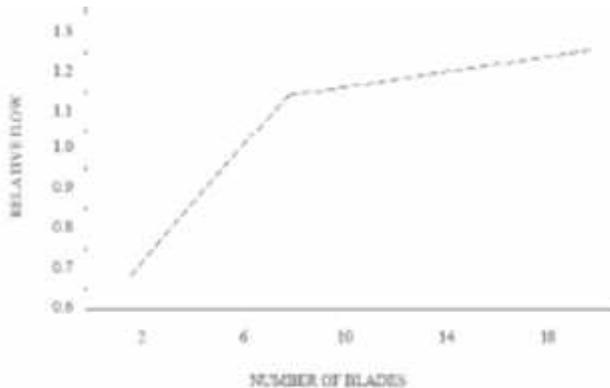
$$\text{Flow Change} = \left(\frac{n_2 - n_1}{n_2 + 222} \right) 100\%$$



Dimana :

n_1 = jumlah *blade* awal

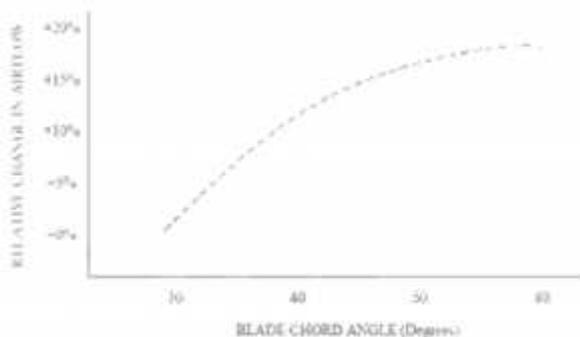
n_2 = jumlah *blade* baru



Gambar 2.11. Efek perubahan jumlah *blade* pada aliran udara

2.2.10. Efek perubahan sudut pemasangan *blade*

Aliran udara (debit) akan meningkat secara kontinu dengan peningkatan sudut pemasangan *blade* dari 20 sampai 60.



Gambar 2.12 Pengaruh perubahan sudut *blade* terhadap perubahan aliran udara



Pada gambar 2.12, aliran udara meningkat secara cepat terhadap sudut *blade* sampai mencapai sudut 400 setelah itu meningkat secara lambat.

2.2.11 Menentukan Daya Kerja *Fan*

Daya kerja *fan* adalah besarnya daya yang diterima fluida ketika sudah melewati *fan*. Untuk mendapatkan daya kerja *fan*, harus dicari debit aliran dan perubahan tekanan *total*. Untuk daya saat pengujian nilai nya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{aktual} = Q \Delta P_t \quad [1]$$

$$\Delta P_t = P_{s outlet} + P_{v outlet} + f \left(\frac{L_{outlet}}{D_{outlet}} + \frac{L_e}{D} \right) P_{v outlet}$$

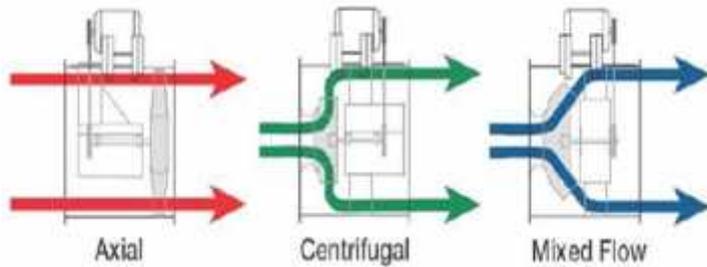
Sedangkan untuk daya kerja *fan* teoritis, diambil dari segitiga kecepatan dan dituliskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{Teoritis} = Q \Delta P_{th}$$

$$\Delta P_{th} \approx \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}^{[9]}$$

2.3. *Fan* Aliran Campuran (*Mixed-Flow Fan*)

Mixed-Flow Fan merupakan kombinasi karakteristik dari *Axial Fans* dan *Centrifugal Fans* pada *fan* aliran *mixed-flow* aliran udara yang keluar melalui sisi *outlet* bergerak pada arah miring. Hal ini berbeda dengan *Axial Fan* dan *Centrifugal Fan*, dimana pada *axial fan* arah aliran *outlet* bergerak searah sumbu *rotor* sedangkan pada *centrifugal fan* arah aliran udara keluar pada arah tegak lurus dengan sumbu putar. Hal ini dapat dilihat pada gambar berikut ini perbedaan arah aliran pada *axial fan*, *centrifugal fan* dan *mixed-flow fan*



Gambar 2.13 Arah aliran *mixed-flow fan* dibandingkan jenis *fan* lainnya

Seperti telah disinggung sebelumnya *fan* aliran *mixed-flow* mengkombinasikan karakteristik dari jenis *fan* lainnya, yaitu mampu menghasilkan tekanan yang tinggi dengan debit aliran udara yang sedang

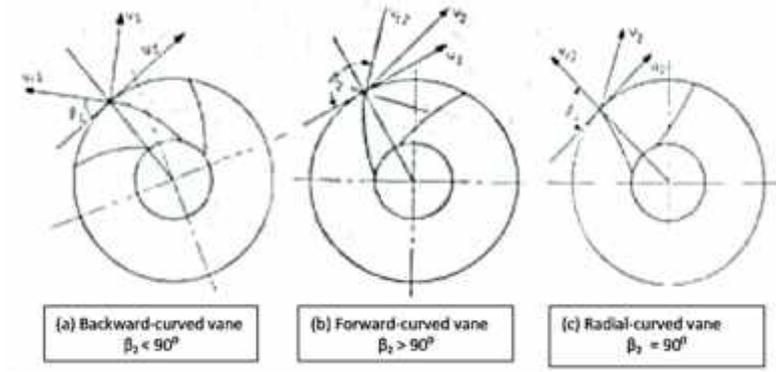


Gambar 2.14 *Mixed-Flow Fan* dengan ducting dan motor listrik

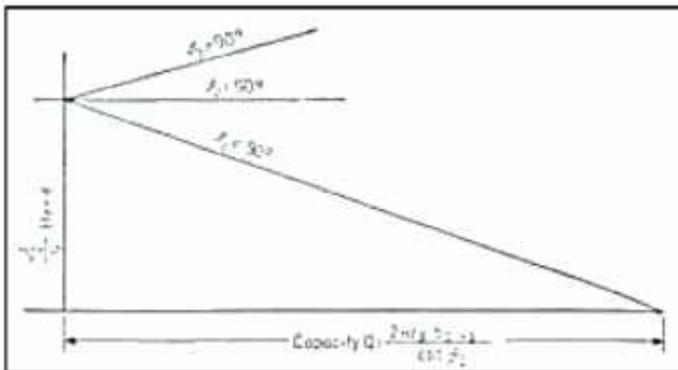


2.3.1 Desain *Mixed-Flow Fan*

Profil Sudu pada *Mixed-flow fan*

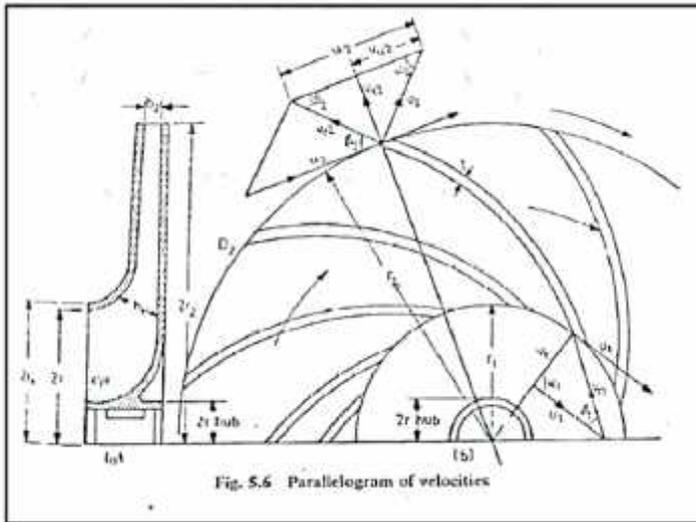


Gambar 2.15 Jenis *Mixed Flow Fan* Berdasarkan Karakteristik Sudu



Gambar 2.16 Grafik *Head*/kenaikan Tekanan H (P) vs Debit Aliran (Q) pada karakteristik sudu yang berbeda

Pada gambar 2.16 terlihat trendline dari kurva H - Q pada *mixed flow fan* untuk tipe *backward-curved vane* kenaikan kapasitas/debit aliran diringi dengan penurunan *head* tekanan, berbeda dengan *forward-curved vane* dimana kenaikan kapasitas/debit aliran diiringi dengan kenaikan *head* tekanan pula.



Gambar 2.17 Komponen kecepatan pada *mixed flow fan* dengan tipe sudu *backward-curved*



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB III

METODE PENELITIAN

Penelitian secara numerik dilakukan dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan *software* Fluent 6.3.26 dan dengan *software* Gambit 2.4. Model yang dibuat berupa geometri dari *fan* aksial didalam sebuah silinder dengan udara sebagai fluida kerjanya (gambar 3.1). Secara umum ada tiga tahapan utama yang perlu dilakukan, antara lain: *Pre-processing*, *solving* dan *post-processing*.

Model yang digunakan yaitu benda uji berupa *fan* aksial dengan sudut sudu sebesar 30° didalam sebuah *wall* berbentuk silinder.

3.1. Tahapan Penelitian

Tahapan kegiatan yang dilakukan *sehubungan* dengan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Membuat geometri *set-up blade* pada *fan* aksial dengan silinder sebagai *wall* dengan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6
2. Pengintegrasian hasil atau penyelesaian permodelan
3. Analisa hasil pemodelan dan visualisasi aliran

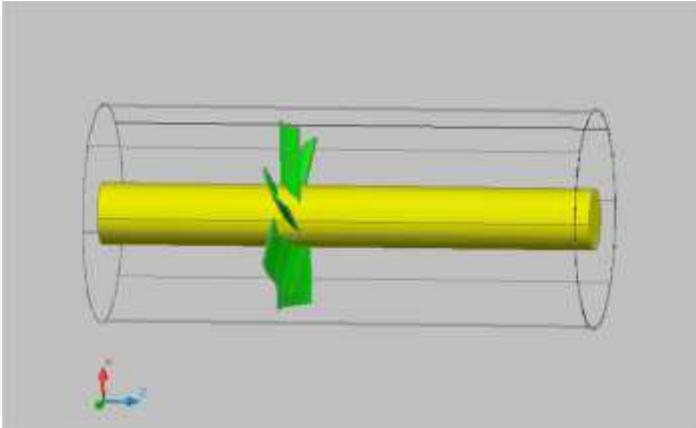
3.2. Tahap *Pre-processing*

Pada tahap ini dilakukan pembuatan model terlebih dahulu dengan *software* GAMBIT 2.4.6. Tahapan ini meliputi beberapa sub-tahapan antara lain: pembuatan model, pembuatan *meshing* elemen, penentuan daerah analisa dan penentuan parameter-parameter yang digunakan.

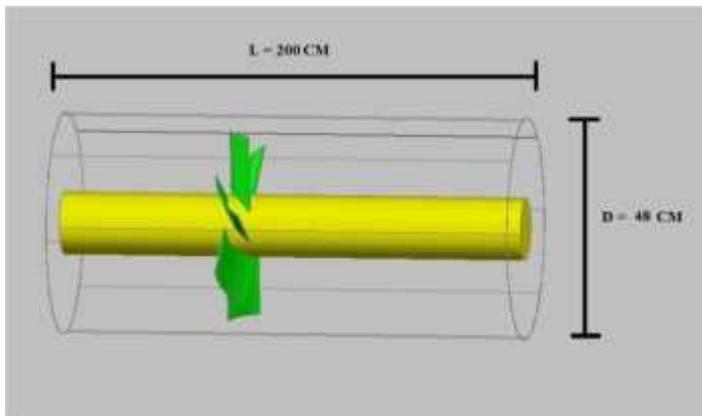


3.2.1 Pembuatan model

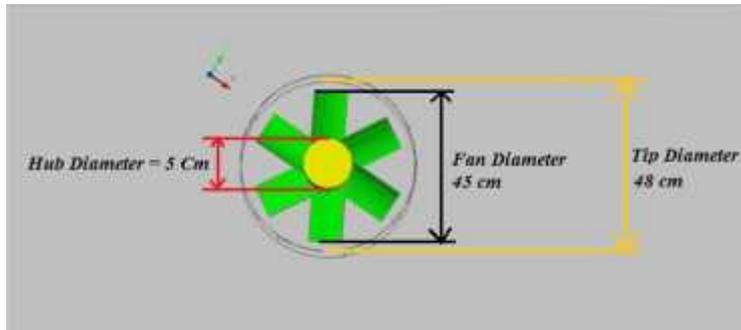
Pembuatan model merupakan proses menggambarkan bentuk model (*prototype*) berupa *set-up blade* pada *fan* aksial. Adapun geometri dan dimensi dari *blade* pada *fan* aksial dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



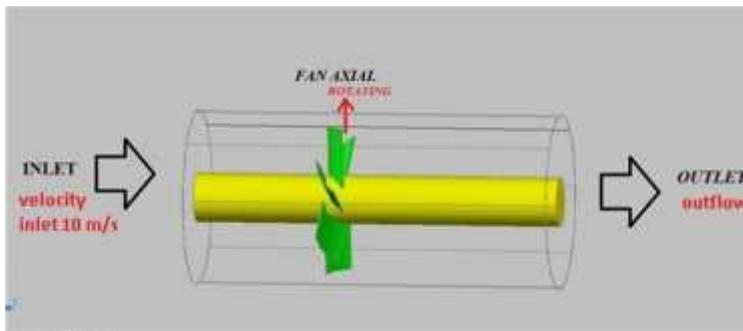
Gambar 3.1 Model Benda Uji 3D



Gambar 3.2 Dimensi *Wall* berbentuk Silinder



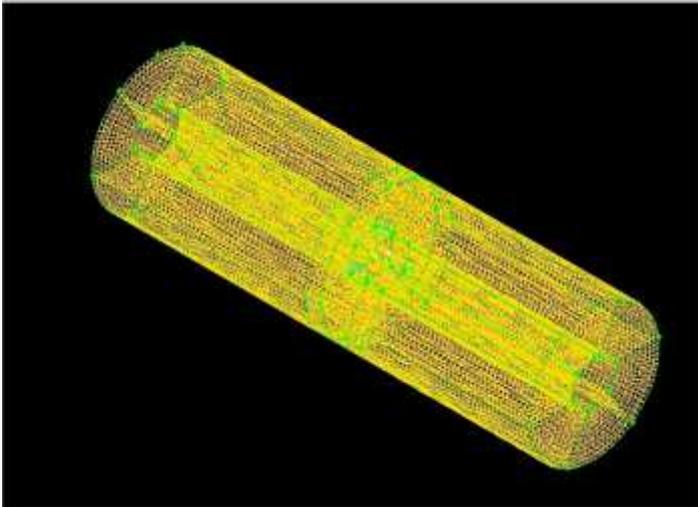
Gambar 3.3 Dimensi Fan



Gambar 3.4 Boundary Condition pada Fan aksial

3.2.2 Pembuatan *meshing* elemen

Pembuatan *meshing* elemen yaitu membagi model solid menjadi elemen-elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan ke dalam elemen-elemen kecil tersebut. Bentuk yang dipilih adalah *quadrilateral-map* dengan distribusi *mesh* yang semakin rapat pada daerah dinding *blade* pada *fan* aksial. (Gambar 3.5).

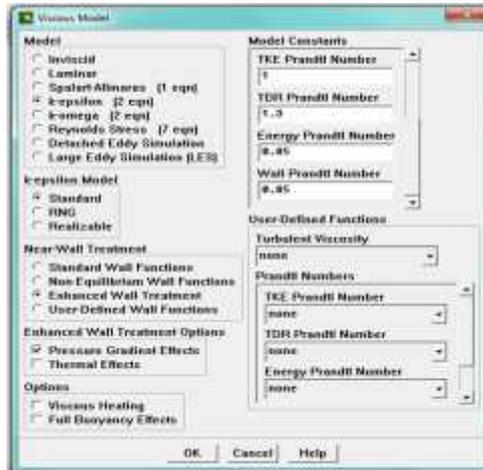


Gambar 3.5 Hasil *Meshing* blade fan aksial

3.2.3 Parameter Pemodelan

a. Models

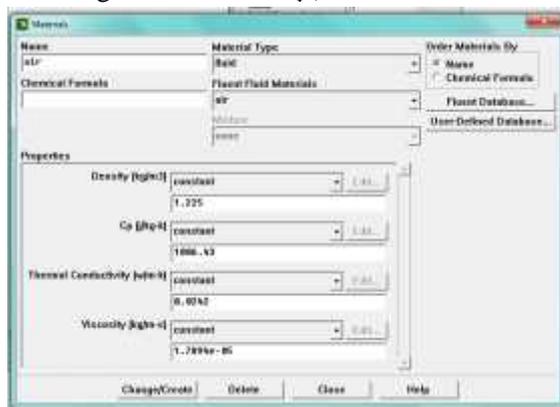
Pada langkah ini dilakukan permodelan dari aliran (estimasi karakteristik aliran), meliputi pemilihan model *solver* dan penentuan *turbulence model* yang digunakan. Permodelan yang akan digunakan adalah *viscous turbulent k-epsilon*. Hal ini untuk mendapatkan hasil yang akurat dalam kontur baik tekanan maupun kecepatan.



Gambar 3.6 Pengaturan *models* pada FLUENT

b. Material

Pada tahap ini menetapkan jenis material yang akan digunakan serta memasukkan data-data properties dari material tersebut. Permodelan ini menggunakan udara sebagai fluida kerja dengan (ρ) = 1,225 kg/m³, viskositas (μ) = 1,7894 x 10⁻⁵ N.s/m²

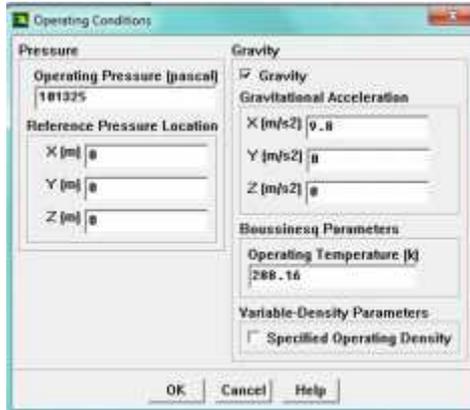


Gambar 3.7 Pengaturan *material* pada FLUENT



c. Operating Condition

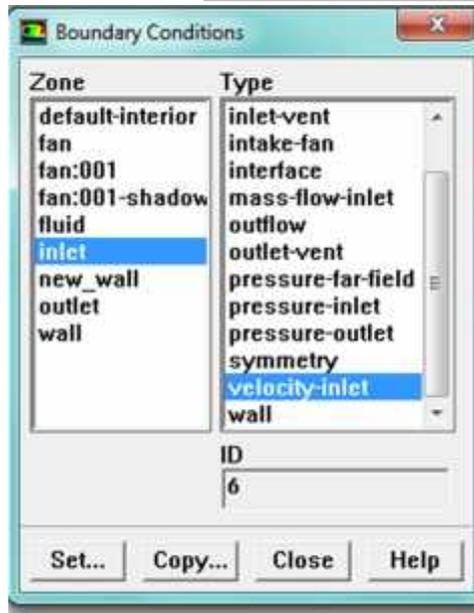
Operating Condition adalah penentuan kondisi daerah operasi yang biasanya merupakan perkiraan tekanan pada daerah operasi yaitu 1 atm atau 101325 Pascal.



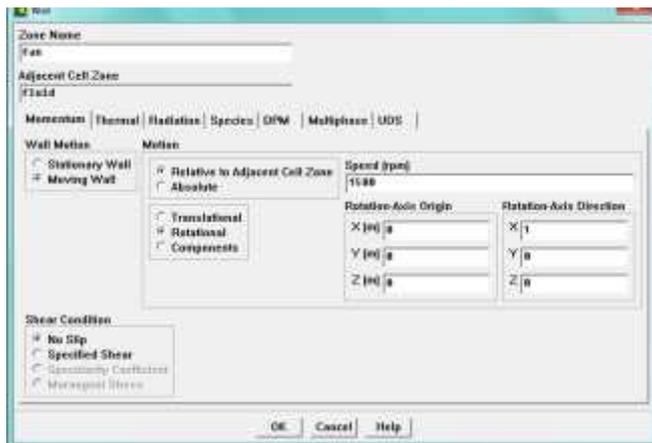
Gambar 3.8 Pengaturan *operating condition* pada FLUENT

d. Boundary Condition

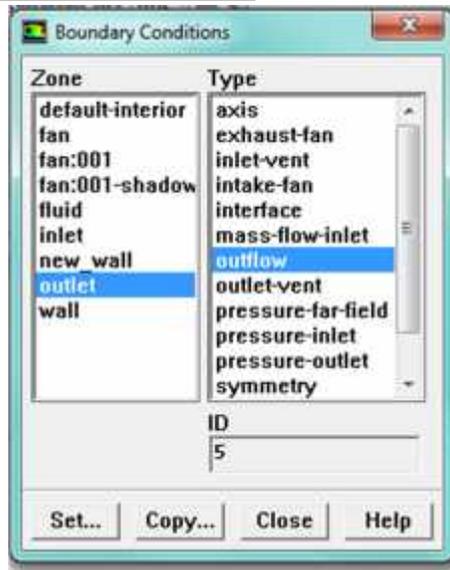
Boundary Condition adalah penentuan parameter-parameter dan batasan yang terjadi pada aliran yang melewati benda uji *fan* aksial dengan menentukan *inlet*, *outlet* serta kondisi pada dinding. *Inlet* merupakan sisi aliran datang, inputannya berupa velocity inlet sebesar 10 m/s, dan *outlet* nya berupa outflow. Pada sisi fan menggunakan moving wall dan rotational dengan kecepatan 1500 rpm, 2000 rpm, dan 2500 rpm serta poros dan hub adalah wall dynamic



Gambar 3.9 Pengaturan *boundary condition* pada FLUENT



Gambar 3.10 Pengaturan *moving wall boundary condition* pada FLUENT



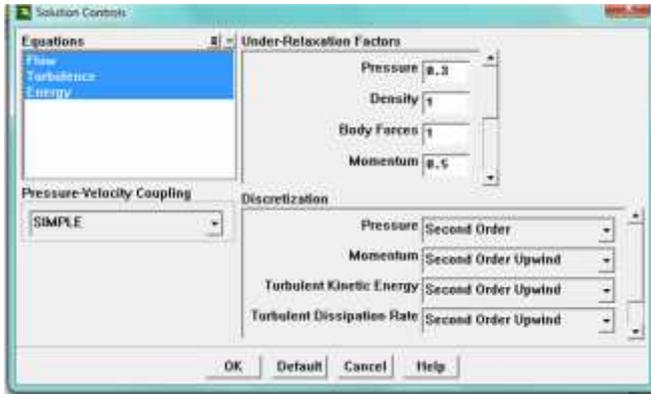
Gambar 3.11 Pengaturan *outflow* pada FLUENT

e. *Adapt*

Sebelum melakukan iterasi pada *software* Fluent 6.2.26, maka diperlukan solusi grid independensi yaitu dengan melakukan *adapt* (menghaluskan *meshing*) untuk penelitian ini hanya pada dinding saja.

f. *Solution*

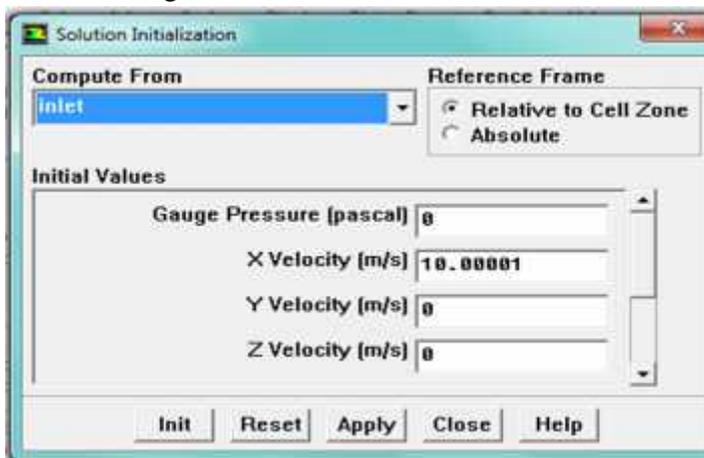
Solusi pada penelitian ini adalah menggunakan *second order* untuk *pressure*, *momentum turbulent kinetic energy*, dan *turbulent dissipation rate*.



Gambar 3.12 Pengaturan *solution* pada FLUENT

g. *Initialize*

Merupakan langkah perhitungan awal untuk memudahkan dalam mendapatkan hasil yang konvergen pada tahap iterasi. *Initialize* dihitung dari sisi *inlet*.

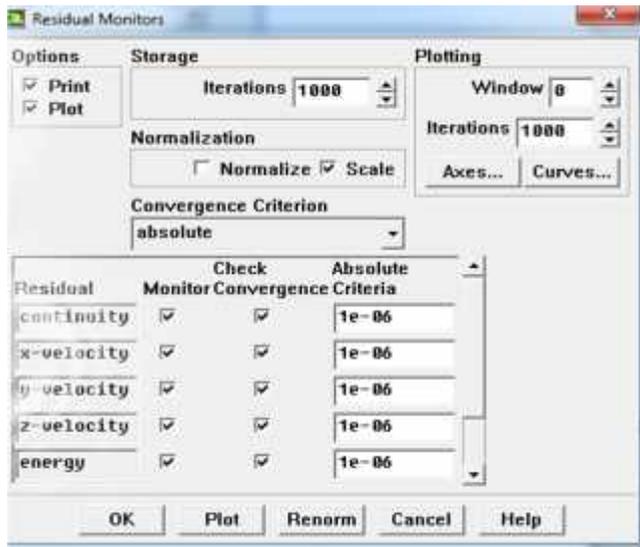


Gambar 3.13 Pengaturan *initialize* pada FLUENT



h. Monitor Residual

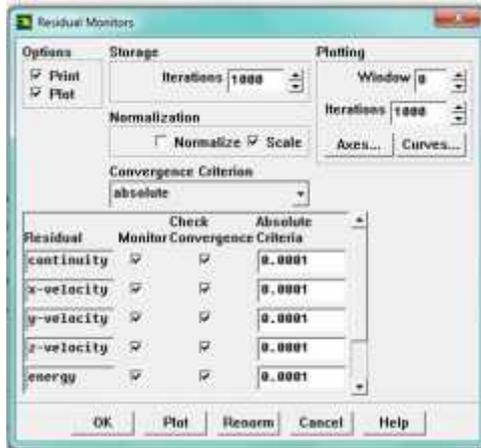
Merupakan bagian tahapan dalam penyelesaian masalah, berupa proses iterasi sampai mencapai kriteria konvergensi yang diinginkan. Kriteria konvergensi ditetapkan sebesar 10^{-6} , artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga lebih kecil dari 10^{-6} .



Gambar 3.14 Pengaturan *monitor residual* pada FLUENT

i. Iterasi

Merupakan langkah kelanjutan dari *monitor residual* yang merupakan langkah perhitungan pada Fluent 6.3.26. Pada tahap ini dilakukan iterasi sampai *convergence criterion* sebesar 10^{-4}



Gambar 3.15 Pengaturan *iterasi* pada FLUENT

3.3. Tahap *solving* atau *processing*

Dengan menggunakan software *Fluent 6.3.26*, parameter pemodelan serta kondisi yang telah ditetapkan pada saat *pre-processing* akan dihitung (diiterasi) sampai mencapai harga kriteria konvergensi yang diinginkan. Jika kriteria konvergensi tercapai sesuai pengaturan *monitor residual* maka tahapan dilanjutkan pada *post-processing* dan jika tidak tercapai tahapan akan kembali ke tahapan pembuatan *meshing*.

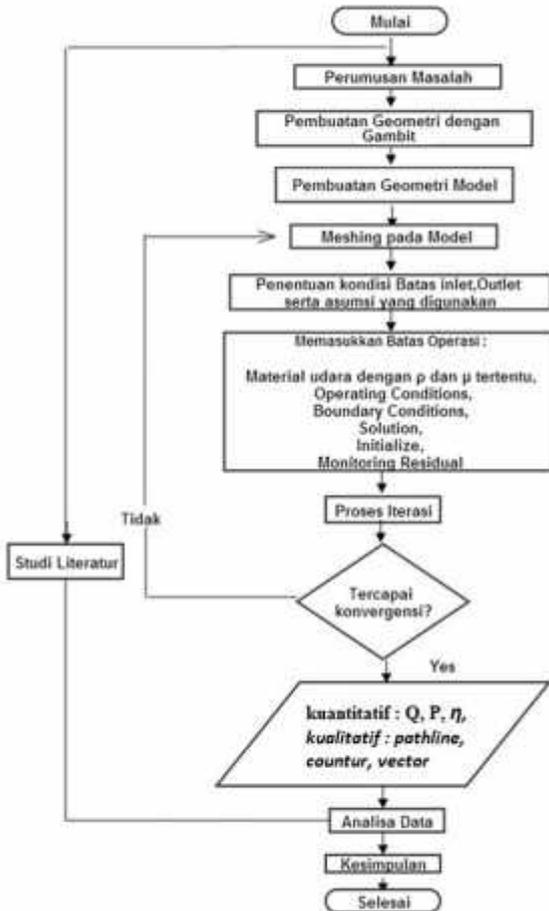
3.4. Tahap *Post-processing*

Post-processing merupakan penampilan hasil serta analisa terhadap hasil yang telah diperoleh berupa data kualitatif dan data kuantitatif. Data kuantitatif berupa distribusi koefisien tekanan. Sedangkan data kualitatif berupa visualisasi aliran dengan menampilkan *grid display*, *pathlines*, plot kontur, plot vektor dan profil kecepatan.



3.5. Flowchart Metode Penelitian

Secara singkat prosedur penelitian secara numerik pada *fan* aksial didalam sebuah pipa silinder dapat dijelaskan dengan menggunakan *flowchart* yang akan ditunjukkan seperti pada gambar 3.16.



Gambar 3.16 Flowchart Metodologi Penelitian.



3.6. Alokasi Waktu Penelitian

Penelitian ini dijadwalkan dalam waktu 6 bulan dengan rincian kegiatan seperti pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Alokasi Waktu Penelitian.

Kegiatan	Bulan																							
	Bulan ke 1				Bulan ke 2				Bulan ke 3				Bulan ke 4				Bulan ke 5				Bulan ke 6			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1 Studi Pustaka	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
2 Analisa 2 Dimensi	■	■	■	■																				
3 Pembuatan model SolidWorks 3D					■	■	■	■																
4 Pembuatan Meshing Gambit								■	■	■	■													
5 Iterasi Fluent								■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
6 Postprocessing Data												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
7 Penulisan Laporan				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■								
8 Seminar Proposal Tugas Akhir										■	■	■	■											
9 Sidang Tugas Akhir																								■



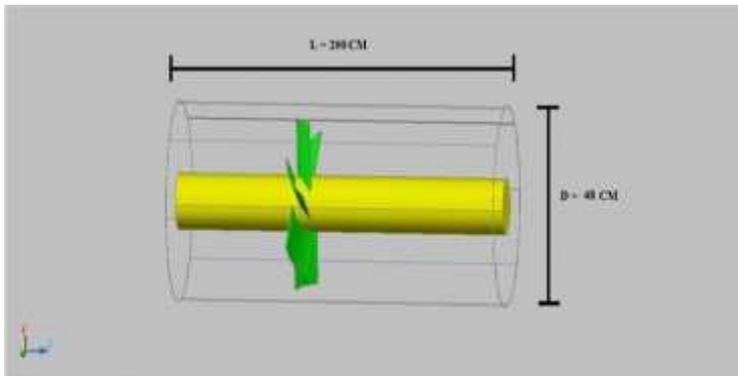
(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi analisa dan pembahasan data dari hasil penelitian numerik tentang *Turbomachinery Fan Aksial* yang telah diuraikan pada bab sebelumnya yaitu pengaruh profil sudu dengan sudut sudu 30° dan variasi putaran poros 1500 *rpm*, 2000 *rpm*, dan 2500 *rpm* pada *fan* aksial aksial dalam menghasilkan tekanan dan debit aliran didalam sebuah silinder dengan udara sebagai fluida kerjanya dengan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 6.3.26. Pembahasan mengenai pembahasan data dari hasil iterasi. Data yang diperoleh dari penelitian ini berupa data kualitatif dan data kuantitatif. Data kuantitatif berupa nilai efisiensi *fan* aksial secara simulasi dengan menggunakan *software* FLUENT 6.3.26 dan kemudian dibandingkan dengan nilai efisiensi *fan* aksial secara teori. Sedangkan data kualitatif berupa visualisasi aliran antara lain kontur *velocity*, *total pressure*, dan *velocity vector* untuk memperkuat data sebelumnya.

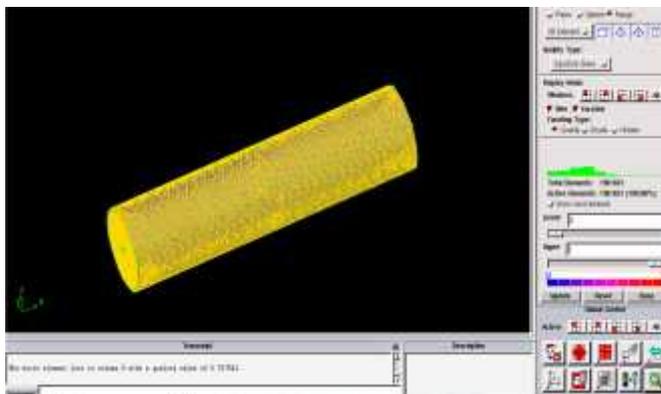


Gambar 4.1. Model Benda Uji 3D *Fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam sebuah pipa silinder



4.1 Analisa *Worse Element* dan *Grid Independensi*

Analisa studi numerik yang dilakukan dalam simulasi tugas akhir ini menggunakan FLUENT 6.3.26 diperlukan keakuratan data, baik pada langkah *post processing* maupun *pre processing*nya. Hal ini dilakukan agar data yang diperoleh dapat divalidasi pada aplikasi sebenarnya. Salah satu metode *post processing* adalah diskritisasi elemen yang dilakukan pada *software* gambit 2.4. Untuk menghasilkan hasil simulasi yang baik dapat dilihat pada hasil *meshing*. Kualitas *meshing* dalam *software* ini ditunjukkan dalam kisaran nilai 0-1. Kualitas *meshing* yang memiliki nilai mendekati 0 merupakan yang terbaik. Bentuk geometri dari *axial fan* yang digunakan merupakan desain yang simple dan tidak rumit dengan demikian didapatkan kualitas *meshing* yang baik.

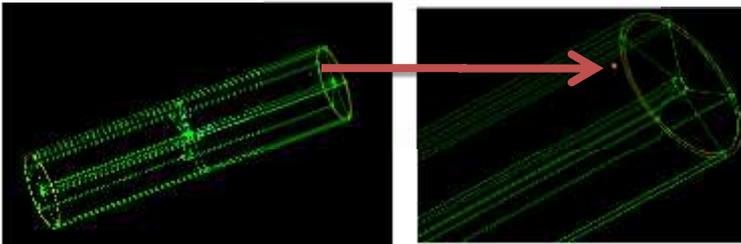


Gambar 4.2 Model *meshing* pada pipa silinder *fan* aksial dengan menggunakan *software* gambit 2.4

Dapat dilihat pada gambar 4.3 bahwa kualitas *meshing* sudah baik dengan nilai kualitas *meshing* 0.765119 juga dapat



terlihat beberapa *worse* elemen yang terjadi pada *meshing* yang terlihat pada sisi dalam pipa silinder



Gambar 4.3. *Worse element* pada geometri pada *software* gambit 2.4

Dalam studi numerik ini diperlukan keakuratan data baik pada langkah *pre – processing* maupun *post – processing*nya sehingga diperlukan langkah *grid independensi* untuk menentukan tingkat serta struktur *grid* terbaik agar hasil pemodelan mendekati sebenarnya. Analisa *grid independensi* dilakukan pada simulasi 3 – D dengan berbagai variasi jumlah *mesh* dan diambil perbandingan nilai *pressure drop* ketika disimulasikan fase udara.

Tabel 4.1 Analisa *grid independensi pressure drop* pada daerah *outlet*.

Jenis <i>Meshing</i>	Jumlah Cell	Pressure Drop (Pa)	Selisih
A	980233	75.803	4.072
B	1643023	78.075	1.005
C	1961569	79.130	0.236
D	1992011	79.366	0.386

Tabel 4.1 menunjukkan variasi *meshing* yang dilakukan pada pemodelan 3 – D fase udara dan nilai diambil dari titik *outlet*

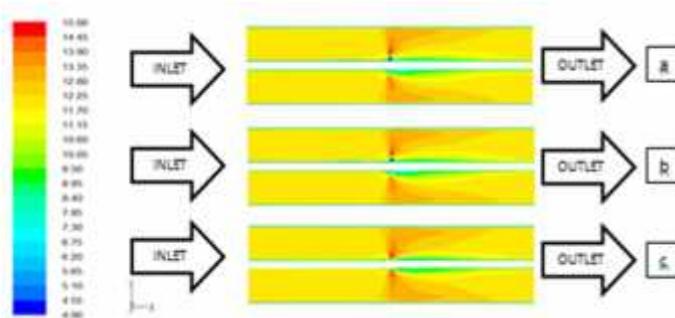


udara pada silinder. Dari tabel diatas terlihat *meshing* D merupakan *meshing* yang paling rapat dengan jumlah *cell* 1992011 sedangkan *meshing* C adalah bentuk *meshing* yang paling renggang dan tabel diatas mengindikasikan bahwa *meshing* C dan D dengan jumlah *meshing* yang berbeda menghasilkan nilai *pressure drop* yang hampir sama memiliki selisih nilai 0.236 Pa (selisih yang paling kecil dengan nilai *error* 0.07 %) sehingga dipilih jenis *meshing* C karena dengan jumlah *cell* yang lebih sedikit tetapi sudah mampu manghasilkan nilai *pressure drop* yang hampir sama dengan jenis *meshing* D.

4. 2 Analisa Hasil Simulasi dengan menggunakan software Fluent 6.3.6

4. 2. 1 Kontur *Velocity magnitude*

Pada sub bab ini, diperoleh kontur *velocity magnitude* sebesar 10 m/s dengan variasi putaran poros 1500 rpm , 2000 rpm , dan 2500 rpm berdasarkan simulasi *fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam sebuah pipa silinder dengan menggunakan software FLUENT 6.3.26.



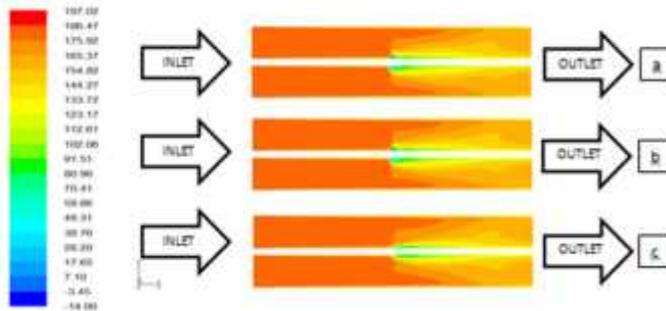
Gambar 4.4. Kontur Kecepatan (m/s) pada potongan $z = 0$ pada *fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam silinder (a) putaran *rotor* 1500 rpm , (b) putaran *rotor* 2000 rpm , (c) putaran *rotor* 2500 rpm .



Bentuk visualisasi aliran yang ditunjukkan gambar 4.4 mengindikasikan daerah berwarna merah tua menunjukkan area yang mengalami kecepatan maksimum dan area yang berwarna biru menunjukkan area dengan kecepatan minimum. Dari kontur kecepatan diatas dapat dilihat aliran mengalir dari sisi *inlet* ke sisi *outlet* pada pipa silinder. Daerah berwarna biru pada kontur ini terjadi disekitar hub. Hal tersebut dikarenakan pada hub tidak ada aliran yang mengalir karena hub berada di tengah dan tidak terkena aliran fluida yang melintas didalam pipa silinder. Hal tersebut mengakibatkan sisi setelah aliran melewati *fan* akan memiliki kecepatan yang lebih besar dibandingkan sisi sebelum melewati *fan* aksial. Pada grafik terlihat bahwa pada daerah sekitar *fan* terjadi peningkatan kecepatan yang kemudian secara perlahan menurun mencapai ke sisi *outlet*. Namun kecepatan yang terjadi pada sisi *outlet* masih lebih cepat daripada aliran yang berada pada sisi *inlet*. Secara teori ini sudah benar karena kecepatan yang keluar lebih cepat daripada kecepatan yang masuk pada *inlet*. Penambahan kecepatan ini disebabkan oleh pertambahan kecepatan aksial yang diperoleh dari *blade fan* aksial sehingga kecepatan pada daerah sebelum sisi *outlet* lebih tinggi daripada daerah di sekitar sisi *inlet*.

4. 2. 2 Kontur Pressure Total

Pada sub bab ini, diperoleh bentuk visualisasi dari kontur *pressure total* dengan variasi putaran poros 1500 *rpm*, 2000 *rpm*, dan 2500 *rpm* berdasarkan simulasi *fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam sebuah pipa silinder dengan menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.



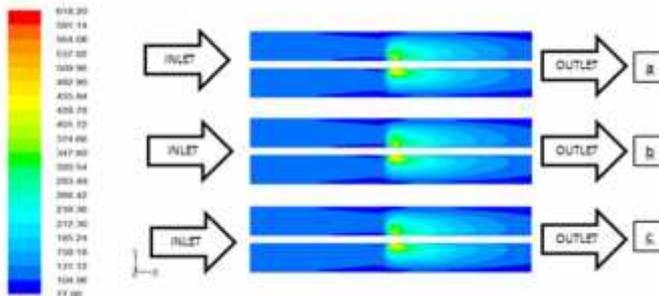
Gambar 4.5. Kontur *total pressure* pada potongan $z = 0$ pada *fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam silinder (a) putaran rotor 1500 rpm, (b) putaran rotor 2000 rpm, (c) putaran rotor 2500 rpm.

Pada kontur pressure total pada elevasi $z = 0$ pada gambar 4.5 diatas, aliran udara sebesar 10 m/s mengalir dari sisi *inlet* pipa silinder kemudian bertumbukan dengan bagian depan *fan* aksial sehingga aliran udara mengalami perlambatan. Karena adanya momentum yang tinggi dari aliran yang akan melewati *fan*, desakan momentum aliran yang kuat terhadap yang lemah membuat fenomena ini berkembang menjadi sebuah *blockage* aliran. Hal ini akan membuat aliran yang masuk dari sisi *inlet* pipa silinder yang akan menuju sisi *outlet* pipa silinder mendapat hambatan aerodinamika yang tinggi di daerah *fan*. Oleh sebab itu tekanan yang terjadi di daerah setelah *fan* akan lebih kecil daripada yang berada pada daerah di sebelum *fan*. Hal ini terlihat dari warna merah yang mendominasi daerah pada bagian sebelum *fan* pada gambar 4.4. Pada kondisi ini aliran mengalir dari tekanan tinggi menuju tekanan rendah atau biasa disebut *adverse pressure gradient*. Tekanan pada daerah setelah *fan* lebih rendah daripada tekanan pada daerah sebelum *fan* sehingga aliran mengalir menuju daerah setelah *fan*.



4. 2. 3 Kontur *Turbulent Intensity*

Pada sub bab ini, didapatkan bentuk visualisasi dari kontur *Turbulent Intensity* dengan variasi putaran poros 1500 rpm, 2000 rpm, dan 2500 rpm berdasarkan simulasi *fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam sebuah pipa silinder dengan menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.



Gambar 4.6 Kontur *Turbulent Intensity* pada potongan $z = 0$ pada *fan* aksial dengan sudut *blade* 30° didalam silinder (a) putaran rotor 1500 rpm, (b) putaran rotor 2000 rpm, (c) putaran rotor 2500 rpm.

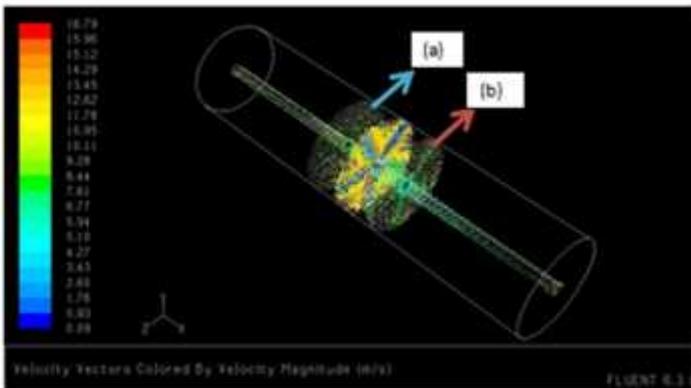
Pada Gambar 4.6 menunjukkan kontur intensitas turbulen pada elevasi $z = 0$. Gambar di atas memperlihatkan adanya perubahan turbulensi yang terjadi pada *fan* aksial didalam sebuah pipa silinder. Dari kontur tersebut terlihat intensitas turbulen saat fluida masuk dari sisi *inlet* pipa silinder menuju daerah sebelum *fan* aksial cenderung tetap. Kemudian saat fluida melalui *fan* aksial terjadi peningkatan intensitas turbulen, lalu seiring fluida bergerak mendekati sisi *outlet* pipa silinder intensitas turbulen menurun secara bertahap. Menurunnya intensitas turbulen ini terjadi karena mengalami disipasi energi. Turbulensi menunjukkan keadaan gerakan aliran yang acak dan tidak teratur yang berkembang di dalamnya kecepatan dan tekanan yang berubah-ubah secara terus-menerus terhadap waktu di dalam area



aliran. Pada aliran turbulen, ditemukan bahwa terdapat perubahan yang radikal dari karakteristik aliran. Alirannya menjadi tidak steady. Kecepatan dan semua sifat aliran beragam tanpa pola dan tidak teratur nilainya.

4. 2. 4 Vektor kecepatan pada putaran poros 1500 rpm

Vektor kecepatan aliran pada sisi sebelum memasuki *fan* aksial dan vektor kecepatan setelah melewati *fan* aksial pada putaran 1500 rpm ditunjukkan pada gambar 4.7 dan perbesaran skala ditunjukkan pada gambar 4.8.

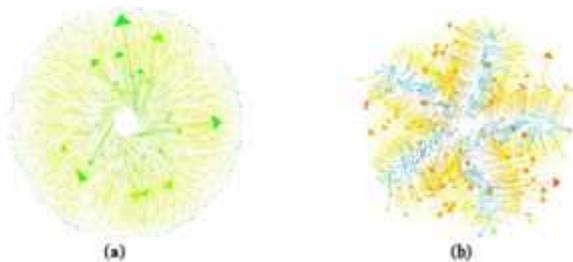


Gambar 4.7 Vektor kecepatan pada sumbu X pada putaran poros 1500 rpm (a) vektor kecepatan aliran sebelum memasuki *fan* aksial, (b) vektor kecepatan aliran setelah melewati *fan* aksial

Nilai vektor kecepatan pada bagian sisi sebelum memasuki *fan* aksial lebih kecil daripada bagian sisi setelah melewati *fan* aksial. Pada vektor kecepatan aliran sebelum memasuki *fan* aksial terlihat kondisi aliran memiliki orientasi utama yaitu searah aliran (*streamwise*, arah sumbu x positif). Pada gambar 4.7, komponen vektor kecepatan ke arah x dimatikan agar



hanya muncul komponen vektor arah y dan z . Hal ini bertujuan untuk memvisualisasikan aliran lebih jelas sehingga dapat lebih jelas untuk diamati. Kemudian pada vektor kecepatan aliran setelah melewati *fan* aksial terlihat nilai vektor kecepatan semakin tinggi terutama pada sisi pada dinding *blade fan*. Hal ini terjadi karena aliran mengalami penambahan kecepatan yang dihasilkan oleh kecepatan aksial yang dihasilkan oleh *blade fan*. Terlihat juga arah aliran ketika melewati *blade fan* mengakibatkan pola yang berputar – putar (*helical path*) yang disebabkan oleh putaran *blade* dari *fan* aksial.

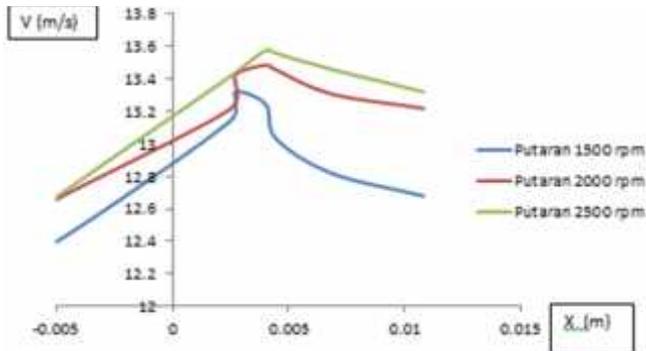


Gambar 4.8 (a) Vektor kecepatan aliran pada sumbu X sebelum memasuki *fan* aksial dengan perbesaran skala 40, (b) Vektor kecepatan aliran pada sumbu X setelah melewati *fan* aksial dengan perbesaran skala 40

4.3 Pembahasan Grafik

4.3.1 Analisis grafik perbandingan kecepatan (m/s) vs jarak (m)

Pada sub bab ini dilakukan pembahasan mengenai grafik perbandingan kecepatan dengan jarak pada variasi putaran poros 1500 *rpm*, 2000 *rpm*, dan 2500 *rpm* yang telah didapatkan dari hasil simulasi menggunakan *software* Fluent. Grafik perbandingan kecepatan dengan jarak ini diukur pada daerah di sekitar *blade* yakni di daerah sebelum melewati *fan* aksial dan di daerah setelah melewati *fan* aksial,

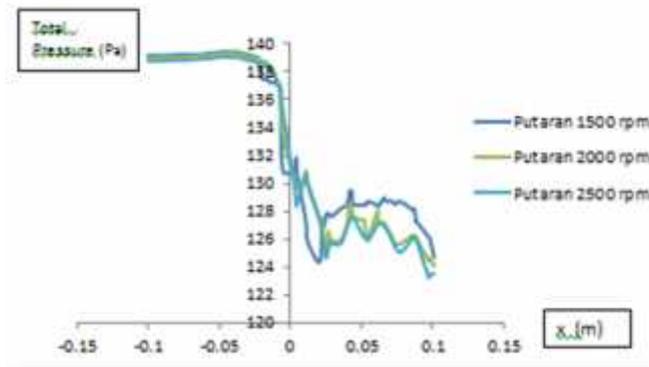


Gambar 4.9 Grafik perbandingan Putaran (*rpm*) vs Jarak (*m*)

Pada gambar 4.9 grafik perbandingan putaran (*rpm*) vs jarak (*m*) di atas dapat dilihat trend line dari kecepatan aliran yang terjadi kenaikan kecepatan di daerah yang berada setelah *blade fan axial* pada jarak $x=0$ m. Kenaikan kecepatan ini terjadi akibat gaya dorong aksial yang dihasilkan oleh *blade fan*. Hal ini sesuai dengan teori yang sudah ada. Lalu seiring bertambahnya jarak menuju sisi *outlet* pipa silinder trend line kecepatan cenderung menurun dikarenakan gaya dorong aksial yang dihasilkan oleh *blade fan* sudah tidak terlalu besar.

4.3.2 Analisis grafik perbandingan Total Pressure (Pa) vs Jarak (m)

Pada sub bab ini dilakukan pembahasan mengenai grafik perbandingan antara total pressure (Pa) dengan jarak (m) pada variasi putaran poros 1500 *rpm*, 2000 *rpm*, dan 2500 *rpm* yang telah didapatkan dari hasil simulasi menggunakan *software* Fluent. Grafik perbandingan pressure total (Pa) dengan jarak (m) ini diukur pada daerah di sekitar *blade* yakni di daerah sisi sebelum melewati *fan* aksial dan di daerah sisi setelah melewati *fan* aksial.



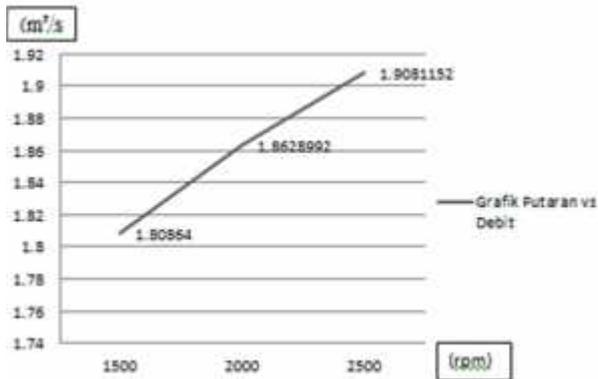
Gambar 4.10 Grafik perbandingan Total Pressure (Pa) vs Jarak (m)

Pada grafik perbandingan total pressure (Pa) vs jarak (m) di atas dapat dilihat trend line dari kecepatan aliran yang terjadi penurunan nilai total pressure di daerah yang berada sebelum sisi *blade fan axial* yakni pada jarak $x = -0.05$ m. Hal ini berlanjut sampai fluida melewati sisi *blade fan* aksial pada jarak sampai $x = 0.01$ m. Namun setelah mengalami penurunan total pressure setelah melewati *fan* aksial pada jarak 0.01 m terjadi kenaikan nilai total pressure. Dan kemudian terjadi lagi penurunan nilai total pressure pada saat jarak $x = 0.02$, ini terjadi karena mengalami disipasi energi. Kemudian seiring bertambahnya jarak menuju sisi *outlet* pipa silinder trendline kecepatan cenderung menurun.



4.3.3 Analisis grafik putaran poros (*rpm*) vs Debit (m^3/s)

Pada grafik putaran poros (*rpm*) vs debit (m^3/s) ini dibandingkan masing-masing variasi putaran 1500 *rpm*, 2000 *rpm*, dan 2500 *rpm* dengan debit aliran.



Gambar 4.11 Grafik perbandingan putaran (*rpm*) vs debit (m^3/s)

Pada gambar 4.11 grafik perbandingan putaran (*rpm*) vs debit (m^3/s) di atas dapat dilihat bahwa semakin besar putaran poros pada *fan* aksial maka debit yang dihasilkan juga semakin meningkat. Saat putaran poros 1500 *rpm*, *fan* aksial mampu menghasilkan debit sebesar $1.80 \text{ m}^3/\text{s}$. Kemudian saat putaran poros dinaikkan sebesar 2000 *rpm*, debit yang dihasilkan meningkat menjadi $1.86 \text{ m}^3/\text{s}$. Pada putaran poros 2500 *rpm* terjadi peningkatan debit yang dihasilkan yakni sebesar $1.90 \text{ m}^3/\text{s}$. Hal ini sesuai dengan teori hukum *fan* $\frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2}$, dimana semakin besar putaran poros (*rpm*) maka semakin besar debit yang dihasilkan.



4.4 Perbandingan Daya Kerja hasil simulasi dan teoritis

4.4.1 Daya kerja hasil dari simulasi menggunakan *software* fluent

Pada sub-bab ini berisi perbandingan daya kerja hasil dari simulasi dengan menggunakan *software* fluent 6.3.26 dengan daya kerja teoritis. Daya kerja *fan* adalah besarnya daya yang diterima fluida ketika sudah melewati *fan*. Untuk mendapatkan daya kerja *fan*, harus dicari debit aliran dan perubahan tekanan total. Untuk daya saat pengujian nilainya dapat dirumuskan sebagai berikut: $W_{aktual} = Q \Delta P_t$; dimana Q adalah debit, ΔP_t adalah besar perubahan tekanan total. Setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan *software* Fluent didapatkan hasil daya kerja seperti yang terlihat pada tabel 4.1

Tabel 4.2 Perhitungan daya kerja hasil simulasi dengan menggunakan *software* fluent

Putaran (rpm)	Total Pressure (Pa)	Velocity pada Sisi Outlet (m/s)	Area (m ²)	Debit (m ³ /s)	Simulasi (watt)
1500	121.536	10	0.180	1.808	219.814
2000	121.319	10.1	0.180	1.826	221.616
2500	121.025	10.2	0.180	1.844	223.268

4.4.2 Daya kerja Teoritis

Pada daya kerja *fan* teoritis, rumus diambil dari segitiga kecepatan. Perhitungan ini mengambil contoh perhitungan pada putaran poros 1500 rpm dan kecepatan *inlet* sebesar 10 m/s. Perhitungan dapat dituliskan sebagai berikut:



Untuk menghitung debit aliran :

$$Q = v A$$

Dari rumus diatas kemudian didapatkan nilai debit pada putaran 1500 rpm ;

$$Q = 10 \text{ m/s} \times 0.180864 \text{ m}^2$$

$$Q = 1.80864 \text{ m}^3/\text{s}$$

Menghitung daya kerja fan :

$$\dot{W}_{\text{Teoritis}} = Q \Delta P_{th}$$

$$\Delta P_{th} = \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}$$

$$\text{Dimana : } \beta_2 = 90^\circ - \theta$$

$$\beta_2 = 90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$$

$$\phi = \frac{c}{U}$$

$$C = \text{Kecepatan Aksial} = 10 \text{ m/s}$$

$$U = . R$$

Setelah dilakukan perhitungan, didapatkan nilai dari daya kerja fan teoritis (ΔP_{th}) adalah sebesar 1041.21 Pa, sehingga :

$$\dot{W}_{\text{Teoritis}} = Q \times \Delta P_{th}$$

$$\dot{W}_{\text{Teoritis}} = 1.80864 \text{ m}^3/\text{s} \times 1041.21 \text{ Pa}$$

$$= 1.80864 \text{ m}^3/\text{s} \times 1041.21 \text{ N/m}^2$$

$$= 1893.17 \text{ Watt}$$



4.4.3 Perbandingan antara hasil daya kerja teoritis dan daya kerja hasil simulasi

Dari hasil yang didapatkan sebelumnya, maka dapat dibandingkan antara hasil dari simulasi dan hasil dari perhitungan. Nilai dari Simulasi yaitu sebesar 219.814871 *Watt*, sedangkan nilai Teoritis yakni sebesar 1893.17 *Watt*. Dari hasil perhitungan ini dapat dilihat bahwa hasil dari perhitungan secara teoritis sangat besar dan berbeda jauh dari hasil yang didapatkan dari percobaan secara simulasi yang telah dilakukan.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



DAFTAR PUSTAKA

- White, Frank M., 2001. **Fluid Mechanics**, 4th edition. McGraw Hill, New York.
- Boyce, M.P. 2002. **Gas Turbine Engineering Handbook**, 3rd.ed, Gulf Professional Publishing, UK.
- Dixon, S.L. 1998. **Mesin Turbo**, 4th.ed, Linacre House. Terjemahan oleh Ir. Sutanto, MSc. Jakarta:Universitas Indonesia (UI-Press). UK.
- Fox, Robert W., and McDonald, Alan T. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics**, 5th edition, John Wiley and Sons, USA.
- Zhu, Lifu. 2013. **Numerical Study on Internal Flow of Small Axial Flow Fan with Splitter Blades**, The Province Key Laboratory of Fluid Transmission Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou, China.
- Monroe, Robert. 1997. CTI Paper TP97-12, **“Maximizing Fan Performance”**, Feb.
- Gourdain, Nicolas. 2004. **Effect Of Tip Clearance Dimensions And Control Of Unsteady Flows In A Multi-Stage High-Pressure Compressor**, Cerfacs, Computational Fluid Dynamics Team, Toulouse, France.



Liu, Pin, dkk. 2013. **Design of Half-Ducted Axial Flow Fan Considering Radial Inflow and Outflow**, Department of Mechanical Engineering, Saga University, Saga, Japan.



BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil dari analisa dan pembahasan yang didapat dari studi numerik karakteristik aliran fluida melintasi turbomachinery *fan* axial sudu 30° dengan variasi putaran 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Semakin bertambahnya nilai putaran poros (*rpm*) yang diberikan pada simulasi *fan* aksial dalam pipa silinder, maka kecepatan aliran yang dihasilkan akan semakin besar.
2. Semakin bertambahnya nilai putaran poros (*rpm*) yang diberikan pada simulasi *fan* aksial dalam pipa silinder, maka tekanan yang dihasilkan akan semakin kecil.
3. Semakin bertambahnya nilai putaran poros (*rpm*) yang diberikan pada simulasi *fan* aksial dalam pipa silinder, maka debit yang dihasilkan akan semakin besar.
4. Dari hasil perhitungan daya kerja teoritis dan daya kerja secara simulasi memiliki perbedaan hasil. Hasil daya kerja teoritis bernilai = 1893.17 Watt lebih besar dibandingkan hasil secara simulasi dengan menggunakan *software* Fluent yang bernilai = 219.814 Watt. Hal ini dikarenakan simplifikasi pada proses simulasi yang tidak sesuai dengan kondisi aktual yang terjadi.

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian dan diharapkan berguna untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut :



1. Untuk mendapatkan keakuratan data kuantitatif dan kualitatif dari pemodelan 3D, sangat perlu kerapatan mesh yang sangat berkorelasi terhadap *hardware* komputer. Sehingga diperlukan komputer berkualitas baik yang dapat mengakomodasi kepentingan penelitian selanjutnya.
2. Pembuatan model uji harus dibuat sangat presisi dengan sebenarnya agar hasil *post processing* sangat akurat.
3. Perlu dilakukan perubahan desain pada bentuk *blade* pada *fan* aksial yang lebih aerodinamis akan lebih baik.



RIWAYAT PENULIS



Muhammad Ganda Aditya di lahirkan di Gresik, Jawa Timur pada tanggal 03 Agustus 1992 dan merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Nahdlatul Ulama I Trate Gresik (1998-2004), Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 3 Gresik (2004-2007), dan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Gresik (2007-2010). Setelah menyelesaikan Sekolah

Menengah Atas, Penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya sebagai mahasiswa S1 (2010-2015). Penulis mengambil bidang studi Konversi Energi, khususnya pada Lab. Mekanika Fluida.

Selama kuliah penulis aktif mengikuti organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin FTI-ITS. Pada organisasi tersebut, penulis pernah menjabat sebagai Kepala Biro Internal KM ITS, Departemen Hubungan Luar (2012-2013), serta mengikuti kepanitiaan pada beberapa acara di Jurusan Teknik Mesin, seperti *IEMC* (Indonesia Energy Marathon Challenge) 2012 dan *Mechanical City* 2013.

Data Pribadi Penulis :

Nama : Muhammad Ganda Aditya
Alamat : Jl. Kahayan No. 14 Randuagung Gresik
Telp : 081231215000 / 085648886510
Email : *aditya_kaka34@yahoo.com*



(Halaman ini sengaja dikosongkan)