



TUGAS AKHIR - TM 141486

**STUDI NUMERIK POMPA SENTRIFUGAL TIPE *IMPELLER*
BACKWARD DENGAN VARIASI PUTARAN DAN DEBIT POMPA**

**Didit Setyo Wahono
NRP 2112 106 049**

**Dosen Pembimbing
Vivien Suphandani Djanali, ST.,ME.,Ph.D
NIP. 198105292003122001**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**



FINAL PROJECT - TM 141486

**THE NUMERICAL STUDY OF IMPELLER BACKWARD TYPE
CENTRIFUGAL PUMP WITH ROTATION AND DISCHARGE
PUMP VARIATION**

**Didit Setyo Wahono
NRP 2112 106 049**

**Counsellor Lecture
Vivien Suphandani Djanali, ST.,ME.,Ph.D
NIP. 198105292003122001**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016**



TUGAS AKHIR - TM 141486

**STUDI NUMERIK POMPA SENTRIFUGAL TIPE *IMPELLER*
BACKWARD DENGAN VARIASI PUTARAN DAN DEBIT POMPA**

Didit Setyo Wahono
NRP 2112 106 049

Dosen Pembimbing
Vivien Suphandani Djanali, ST.,ME.,Ph.D
NIP. 198105292003122001

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016

**STUDI NUMERIK POMPA SENTRIFUGAL TIPE
IMPELLER BACKWARD DENGAN VARIASI PUTARAN
DAN DEBIT POMPA**

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 November

Oleh :

DIDIT SETYO WAHONO

NRP. 2112 106 049

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Vivien Suphandani Dj, ST.,ME.Ph.D(Pembimbing)
(NIP.198105292003122001)
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D(Penguji I)
(NIP.196412281990031002)
3. Dr. Wawan Aries W,ST.,MT(Penguji II)
(NIP.197104051997021001)
4. Dr. Ir Heru Mirmanto, MT(Penguji III)
(NIP.196202161995121001)

**SURABAYA
Januari, 2016**

STUDI NUMERIK POMPA SENTRIFUGAL TIPE *IMPELLER* BACKWARD DENGAN VARIASI PUTARAN DAN DEBIT POMPA

Nama Mahasiswa : Didit Setyo Wahono
NRP : 2112106049
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani Dj,ST,ME.,Ph.D

ABSTRAK

Pompa adalah alat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat yang lain, melalui sistem perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara kontinyu. Pompa dapat diklasifikasikan menjadi beberapa kelas diantaranya pompa sentrifugal, rotary, dan reciprocating. Pompa sentrifugal memegang peranan yang sangat penting bagi berbagai industri seperti industri air minum, minyak, petrokimia, pusat tenaga listrik, dan lain sebagainya. Oleh karena itu telah banyak dilakukan penelitian terhadap pompa sentrifugal.

Ilmu yang mempelajari metode penelitian secara numerik adalah CFD (*Computational Fluid Dynamic*). Dalam tugas akhir ini penelitian CFD pada pompa sentrifugal tipe *impeller backward* dilakukan secara 2D dan 3D *steady flow* dengan turbulent model k-epsilon standard. Impeller memiliki diameter luar 120mm dan sudut β_2 170°. Simulasi dilakukan dengan memvariasikan putaran dan debit pompa. Kemudian hasil simulasi akan divalidasi dan dibandingkan dengan hasil eksperimen.

Hasil yang didapat dari penelitian secara numerik ini adalah bahwa hasil simulasi numerik secara 2D jauh berbeda dengan hasil eksperimen, sedangkan untuk simulasi 3D mempunyai hasil yang representatif jika dibandingkan dengan hasil eksperimen. Pada simulasi secara 3D, terjadi fenomena backflow, dan olakan-olakan pada aliran fluida yang

mengakibatkan kerugian hidrolis. Hasil simulasi 3D yang berupa tekanan statis, head, dan daya hidrolis lebih kecil dari hasil eksperimen dikarenakan oleh domain pemodelan simulasi 3D, pemilihan boundary condition, bentuk, dan kerapatan dari meshing.

Kata kunci : *impeller backward*, putaran, debit pompa, pompa sentrifugal.

THE NUMERICAL STUDY OF IMPELLER BACKWARD TYPE CENTRIFUGAL PUMP WITH ROTATION AND DISCHARGE PUMP VARIATION

Student Name : Didit Setyo Wahono
NRP : 2112106049
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Counsellor Lecture : Vivien Suphandani Dj,ST,ME.,Ph.D

ABSTRACT

Pump is a device used to move the liquid fluid from one place to another through a piping system by adding energy to the fluid that is removed and happened continuously. Pumps can be classified into several classes such as centrifugal, rotary and reciprocating pumps. Centrifugal pump plays a very important role for various industries such as industrial water, oil, petrochemical, power station, and etc. Therefore, there are many studies have done on centrifugal pumps.

The subject that studies about the numerical research method is CFD (computational Fluid Dynamic). In this thesis, CFD research on centrifugal pump impeller backward type is done in 2D steady flow with standard k-epsilon turbulence model. Impeller have the outer diameter is 120mm and the angle of β_2 is 170, the simulation is done by varying the rotation and pumping discharge. Then, the simulation result will be validated and compared to experimental result.

The result obtained from this numerical study is that 2D numerical simulation result is much different from the experimental result, while the 3D simulation has representative result compared to experimental result. In the 3D simulation, backflow phenomenon occurs and leakage in the fluid flow resulting hydraulic loss, which in turn lowers the head value and the hydraulic power of the simulation result. Therefore, the 3D simulation result in the form of static pressure, head and hydraulic power is smaller than the experimental result caused by

domain modeling, boundary condition, shape, and density of meshing.

Keywords: backward impeller, rotation, discharge pumping, centrifugal pump.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, Tuhan penguasa alam, yang selalu melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Sholawat dan salam tetap kami panjatkan kepada Nabi Muhammad SAW sebagai suri tauladan kami.

Dalam penulisan proposal tugas akhir ini tidak semata-mata karena kemampuan penyusun, melainkan karena adanya bantuan dari berbagai pihak yang telah memberikan dorongan moral, pikiran dan tenaga untuk membantu penyusunan proposal tugas akhir ini sehingga dapat terselesaikan dengan baik. Untuk itu pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada seluruh pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. Ibu Vivien Suphandani Djanali, ST.,ME.,Ph.D selaku dosen pembimbing proposal tugas akhir yang telah banyak memberikan bimbingan, arahan dan ilmu yang tak ternilai harganya.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng,PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS
3. Bapak Dr. Bambang Arip Dwiyantoro, ST.,M.Sc.Eng. selaku dosen wali yang selalu memberikan arahan kepada penulis. Terima kasih telah menjadi orang tua penulis selama kuliah di jurusan Teknik Mesin ITS.
4. Ayahku Didik EP , Ibuku Umami , dan keluarga besar yang selalu memberikan do'a dan motivasinya. Tanpa do'a dan motivasi itu penulis tidak bisa menyelesaikan proposal tugas akhir dengan baik.
5. Seluruh dosen Teknik Mesin yang telah memberikan ilmunya baik secara langsung maupun tidak langsung kepada penulis. Terima kasih banyak atas ilmu dan didikannya.

6. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulisan proposal tugas akhir ini masih banyak kekurangan, oleh karena itulah demi kesempurnaan segala kritik dan saran sangat penulis harapkan. Akhir kata semoga proposal tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua dalam pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Wassalamu'alaikumWr.Wb

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

COVER LUAR

COVER DALAM

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan dan Manfaat Penelitian	3
1.5 Sistematika Penulisan	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pompa Sentrifugal	5
2.1.1 Head Total Pompa	6
2.1.2 Head Loss Pompa	7
2.1.3 Kapasitas Pompa	9
2.1.4 Daya Hidrolis	10
2.1.5 Daya Poros	10
2.1.6 Efisiensi Pompa	11
2.1.7 Putaran Spesifik Pompa	11
2.1.8 Kerugian-kerugian pada Pompa Sentrifugal	11
2.1.9 Kurva Karakteristik Pompa Sentrifugal	14
2.2 CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)	15
2.2.1 Manfaat CFD	16
2.2.2 Proses Simulasi CFD	17
2.2.3 Persamaan yang Digunakan dalam Software CFD	17
2.2.4 <i>Turbulence Model</i>	21

2.2.5 Diskritisasi (Metode Interpolasi)	22
2.3 Penelitian Terdahulu.....	23
2.3.1 Alif Arif Wicaksono (2015)	24
2.3.2 Liu Houlin,Wang Yong,Yuan Shouqi, Tan Minggao,dan Wang Kai(2010).....	28
2.3.3 Mahmoud Fouaad, Mohamed Adel, dan Ahmed Ashmawy (2014)	32
2.3.4 Qing Zhang, Hai Zhou, Qingpeng Gao, dan Zhixiang Cui (2014)	36
2.3.5 Sujoy Chakraborty, Kishan C,Prasenjit Dutta,dan Bishop Debarma (2013)	38
BAB III METODOLOGI	
3.1 Metode Numerik.....	41
3.1.1 Tahap Pengukuran Dimensi Impeller dan Volute Chamber.....	42
3.1.2 Tahap <i>Pre-processing</i>	43
3.1.3 Tahap <i>Processing</i>	46
3.1.4 Tahap <i>Post-Processing</i>	50
3.2 Diagram Alir Penelitian.....	52
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Input Data Simulasi	53
4.2 <i>Grid Independency</i>	58
4.3 Perbandingan Simulasi 2D dan 3D.....	60
4.4 Analisis Simulasi 3D	62
4.4.1 Analisis Kecepatan Absolut Simulasi 3D.....	62
4.4.2 Analisis Kecepatan Relatif Simulasi 3D	69
4.4.3 Analisis Tekanan Statis Simulasi 3D.....	73
4.4.4 Analisis Hasil Kuantitatif	76
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	85
5.2 Saran	86
DAFTAR PUSTAKA	87
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Bagian-bagian pompa sentrifugal.....	5
Gambar 2.2	Moody Diagram	9
Gambar 2.3	Kurva karakteristik suatu pompa.....	14
Gambar 2.4	Skema Pompa Sentrifugal Armfield	24
Gambar 2.5	Grafik karakteristik kerja dengan variasi putaran untuk diameter 120 mm.....	25
Gambar 2.6	Grafik discharge pressure terhadap debit untuk diameter 120mm dengan variasi putaran	26
Gambar 2.7	Grafik karakteristik kerja untuk ke 5 impeller dengan variasi putaran (rpm)	27
Gambar 2.8	Kontur tekanan statis pada tiap variasi jumlah sudu	29
Gambar 2.9	Kontur distribusi relative velocity	30
Gambar 2.10	Grafik efisiensi, head, dan NPSHR dari simulasi CFD dan eksperimen	31
Gambar 2.11	Grafik head yang membandingkan initial case dengan rectangular volute dan data perfoma pompa dari pabriknya ..	33
Gambar 2.12	Grafik efisiensi yang membandingkan initial case dengan rectangular volute dan data perfoma pompa dari pabriknya ..	34
Gambar 2.13	Kontur distribusi tekanan tiap variasi harga kapasitas (tipe rectangular volute)..	35
Gambar 2.14	Kontur distribusi tekanan statis	37
Gambar 2.15	Kontur tekanan statis pada tiap variasi jumlah sudu impeller.....	39
Gambar 2.16	Kontur tekanan total pada tiap variasi jumlah sudu impeller.....	39
Gambar 3.1	Foto impeller dan volute chamber pada instalasi pompa.....	42
Gambar 3.2	Model simulasi secara 2D	43

Gambar 3.3	Model simulasi secara 3D	43
Gambar 3.4	Meshing dan Boundary Condition 2D	44
Gambar 3.5	Meshing dan Boundary Condition 3D	45
Gambar 3.6	Potongan pada X=0mm dan Z=12mm	51
Gambar 3.7	Diagram Alir Penelitian	52
Gambar 4.1	Letak pressure sensor bagian suction pada instalasi pompa ArmField.....	53
Gambar 4.2	Grafik perbandingan debit simulasi 2D, 3D dan eksperimen pada putaran 1050 rpm	61
Gambar 4.3	Vektor kecepatan absolut pada putaran 1350 rpm dan debit $0.000563 \text{ m}^3/\text{s}$	64
Gambar 4.4	Pathlines kecepatan absolut pada putaran 1350 rpm dan debit $0.001221 \text{ m}^3/\text{s}$	67
Gambar 4.5	Vektor kecepatan relative pada putaran 1050 dan debit $Q = 0.0001198 \text{ m}^3/\text{s}$	70
Gambar 4.6	Kontur tekanan statis (Pa) pada putaran 1350 rpm dan debit $0.000112 \text{ m}^3/\text{s}$	73
Gambar 4.7	Grafik Tekanan Discharge simulasi 3D dan eksperimen pada setiap putaran impeller	78
Gambar 4.8	Grafik debit simulasi 3D dan eksperimen pada tiap variasi putaran pompa.....	79
Gambar 4.9	Grafik Head simulasi 3D dan eksperimen pada setiap putaran impeller.....	82
Gambar 4.10	Grafik Daya hidrolis simulasi 2D dan eksperimen pada setiap putaran.....	83

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Harga Le/D berdasarkan <i>fitting type</i>	8
Tabel 2.2 Harga kekasaran permukaan pipa (ϵ)	8
Tabel 2.3 Harga faktor sirkulasi	12
Tabel 2.4 Harga ϕ	16
Tabel 2.5 Persamaan-persamaan didalam software CFD	20
Tabel 2.6 Perbandingan diameter outer dengan besar sudut β_2	25
Tabel 2.7 <i>Parameters of research model</i>	28
Tabel 2.8 Prediksi nilai Head dan Efisiensi	30
Tabel 2.9 Hasil Eksperimen dengan variasi jumlah sudu	31
Tabel 2.10 Data-data yang dipakai dalam simulasi CFD	32
Tabel 2.11 Perfoma pompa sentrifugal dengan variasi besarnya diameter inlet	37
Tabel 2.12 Geometri pompa	38
Tabel 2.13 Prediksi harga dari head dan efisiensi	40
Tabel 3.1 Harga n dan Q dari hasil eksperimen	41
Tabel 3.2 Data dari eksperimen Wicaksono	48
Tabel 3.3 Kriteria yang dipilih pada tahap Processing	49
Tabel 3.4 Persamaan-persamaan yang digunakan untuk perhitungan	51
Tabel 4.1 Data hasil eksperimen yang disimulasikan	58
Tabel 4.2 Analisa <i>grid independency 2D</i>	59
Tabel 4.3 Analisa <i>grid independency 3D</i>	59
Tabel 4.4 Kontur Kecepatan Absolut Simulasi Secara 3D	63
Tabel 4.5 Vektor kecepatan absolut simulasi 3D tiap variasi putaran dan debit pompa	65
Tabel 4.6 Pathlines kecepatan absolut Simulasi Secara 3D	68
Tabel 4.7 Kontur Kecepatan Relatif Tiap Variasi Putaran dan Debit Pompa	71
Tabel 4.8 Vektor Kecepatan Relative Tiap Variasi Putaran dan Debit Pompa	72
Tabel 4.9 Kontur Tekanan Statis Simulasi Secara 3D	75

Tabel 4.10 Data kuantitatif hasil simulasi 3D	77
Tabel 4.11 Hasil perhitungan simulasi 3D	81

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Secara sederhana pompa adalah alat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat yang lain, melalui sistem perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara kontinyu. Pompa dapat diklasifikasikan menjadi beberapa kelas diantaranya pompa sentrifugal, rotary, dan reciprocating.

Pompa sentrifugal beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian hisap (*suction*) dengan bagian tekan (*discharge*). Perbedaan tekanan tersebut disebabkan oleh putaran impeller, sehingga keadaan sisi hisap nyaris vakum. Kondisi inilah yang mengakibatkan cairan dapat berpindah dari suatu reservoir ke tempat lain.

Pada jaman modern ini, posisi pompa menduduki tempat yang sangat penting bagi kehidupan manusia. Pompa sentrifugal memegang peranan yang sangat penting bagi berbagai industri seperti industri air minum, minyak, petrokimia, pusat tenaga listrik, dan lain sebagainya. Oleh karena itu telah banyak dilakukan penelitian terhadap pompa sentrifugal. Salah satu penelitian yang sudah dilakukan adalah oleh Wicaksono^[1] pada tugas akhirnya dengan judul “studi pengaruh trimming impeller backward single curvature 6 sudu terhadap karakteristik kerja pompa sentrifugal FM 50“. Dari penelitian yang berupa eksperimen tersebut dapat digunakan sebagai acuan untuk melakukan penelitian yang berupa numerik.

Ilmu yang mempelajari metode penelitian secara numerik adalah CFD (*Computational Fluid Dynamic*). CFD bisa berarti teknologi komputasi yang memungkinkan untuk mempelajari dinamika dari benda-benda atau zat-zat yang mengalir. Secara definisi, CFD adalah ilmu yang mempelajari cara memprediksi aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan fenomena lainnya dengan menyelesaikan persamaan-persamaan matematika

(model matematika). Software CFD akan memberikan data-data, gambar-gambar, atau kurva-kurva yang menunjukkan prediksi dari performansi keadaan sebenarnya.

Beberapa penelitian CFD pada pompa sentrifugal telah banyak dilakukan, baik penelitian secara 2D maupun 3D. penelitian secara 2D dilakukan oleh Chakraborty^[5] dengan variasi jumlah sudu. Penelitian secara 3D dilakukan oleh Houlin^[2] dan Fouaad^[3] dengan variasi debit. Dalam tugas akhir ini penelitian CFD pada pompa sentrifugal dilakukan secara 2D sekaligus secara 3D dengan diameter luar impeller 120mm dan sudut β_2 170°. Kemudian hasil simulasi akan divalidasi dan dibandingkan dengan hasil eksperimen Wicaksono^[1].

1.2 Perumusan Masalah

Adapun rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah perilaku fluida di dalam pompa sentrifugal belum bisa di analisis hanya dengan melakukan penelitian secara eksperimen.

1.3 Batasan Masalah

Agar ruang lingkup penelitian ini tidak melebar dari tujuan penelitian, maka dibutuhkan beberapa batasan masalah, yaitu:

1. Simulasi dilakukan secara 2D, dan 3D dengan impeller berputar menggunakan Software *Fluent 6.3.26*.
2. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi *steady flow* dan *incompressible*.
3. Fluida kerja yang digunakan adalah air dengan $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$
4. Tipe impeller *backward* dengan jumlah sudu sebanyak 6 buah.
5. Efek kavitasi pada pompa diabaikan.
6. Efek perubahan temperature diabaikan.

1.4 Tujuan dan Manfaat Penelitian

Tujuan dan Manfaat penulisan tugas akhir ini adalah

1. Mengetahui distribusi kecepatan, dan tekanan yang mengalir pada pompa sentrifugal tipe *backward* dalam bentuk kontur, vektor, dan *pathlines*.
2. Mengetahui perbedaan tekanan statis, head, dan daya hidrolis, pompa dari hasil numerik terhadap hasil eksperimen.
3. Menggambarkan kurva karakteristik kerja pompa sentrifugal tipe *backward*.
4. Mengetahui perbandingan analisis secara numerik dengan analisis secara eksperimen.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan dalam Tugas Akhir ini terbagi dalam beberapa bab yang dapat ditunjukkan sebagai berikut:

1. Bab I Pendahuluan
Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan penelitian dan batasan masalah dari penelitian, serta manfaat dari penelitian yang dilakukan.
2. Bab II Tinjauan Pustaka
Bab ini dibagi menjadi 2 bagian, yaitu dasar teori dan penelitian terkait yang sudah ada. Dasar teori berisi semua hal yang menunjang dalam penganalisaan hasil penelitian. Sedangkan penelitian terkait yang sudah ada berisi tentang penelitian-penelitian sebelumnya yang ada korelasinya dengan penelitian kali ini, yang juga menjadi penunjang dalam analisa data.
3. Bab III Metode Penelitian
Bab ini menerangkan tentang langkah-langkah pemodelan dengan menggunakan perangkat lunak *Fluent 6.3.26*.
4. Bab IV Analisa dan Pembahasan

Bab ini berisi tentang hasil-hasil numerik dan pengolahan dari data-data yang didapat, kemudian dianalisa dan didiskusikan lebih lanjut.

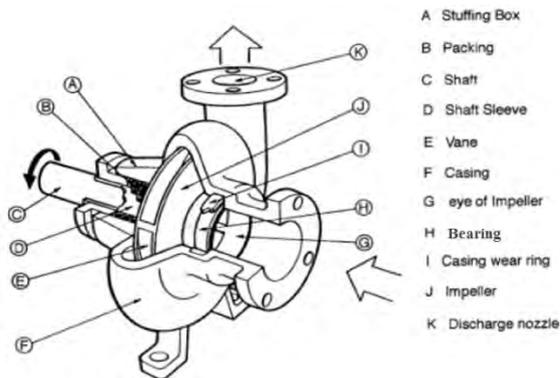
5. Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini memuat kesimpulan dari hasil numerik yang dilakukan serta saran-saran yang di perlukan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah salah satu jenis pompa yang dalam pengoperasinya memanfaatkan gaya sentrifugal untuk menciptakan perbedaan tekanan antara bagian sisi hisap (suction) dan bagian sisi tekan (discharge) dari pompa. Gaya sentrifugal dihasilkan oleh putaran impeller pompa yang digerakkan oleh poros yang terhubung dengan penggerak. Aliran fluida masuk ke dalam impeller secara aksial dan keluar secara radial. Fluida yang berada di dalam celah impeller diputar dan dihempaskan keluar impeller menuju ke volute pompa. Di dalam volute pompa terjadi perubahan energy kinetic sehingga terjadi peningkatan tekanan. Hal ini membuat fluida bisa mengalir ke bagian sisi tekan pipa. Sejumlah massa fluida yang keluar meninggalkan pompa dan membuat pompa menjadi vacuum. Sehingga membuat fluida yang ada pada bagian sisi pipa hisap menjadi terhisap ke dalam pompa. Pompa sentrifugal terdiri dari beberapa komponen penyusun, hal ini dapat dilihat pada Gambar 2.1 sebagai berikut :



Gambar 2.1 Bagian-bagian pompa sentrifugal^[10]

2.1.1 Head Total Pompa

Head total adalah energi angkat atau dapat digunakan sebagai perbandingan antara suatu energi pompa per satuan berat fluida. Pengukuran dilakukan dengan mengukur beda tekanan antara pipa isap dengan pipa tekan, satuannya adalah meter.

Zat cair yang mengalir pada sebuah penampang akan mempunyai tekanan statis, ρ (dalam kgf/m^3), kecepatan rata-rata v (dalam m/s), dan ketinggian z (dalam m) diukur dalam bidang-bidang refrensi. Maka zat cair pada penampang dikatakan mempunyai head total (dalam m). Head total pompa pada sebuah penampang adalah head yang terdiri dari beberapa head, diantaranya adalah head tekanan, head kecepatan, dan head potensi adalah energi mekanik total per satuan berat zat cair, dan dinyatakan dengan satuan tinggi kolom zat cair dalam meter. Ketiga head ini adalah energi mekanik yang dikandung oleh satu satuan berat (kgf) zat cair yang mengalir pada pelampang, satuan energi per satuan berat adalah ekuivalen dengan satuan panjang yaitu meter, maka head total pompa pada penampang ditunjukkan pada persamaan (2.1) :

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + \Delta z + H_{Loss} \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana: H = Head total pompa (m)

P_d = Tekanan statis discharge (N/m^2)

P_s = Tekanan statis suction (N/m^2)

γ = Berat zat cair per satuan volume (kgf/m^3)

V_d = Kecepatan aliran fluida pada sisi discharge (m/s)

V_s = Kecepatan aliran fluida pada sisi suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi

Δz = perbedaan ketinggian (m)

$$H_{Loss} = \text{Head loss (m)}$$

Persamaan di atas dikenal dengan *Theorema Bernoulli* atau persamaan Bernoulli. Dimana $\frac{P_d - P_s}{\gamma}$ biasa disebut sebagai head statis (Hs), $\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$ disebut sebagai *velocity head* (Hv), dan z disebut sebagai *elevation head* (He).

2.1.2 Head Loss Pompa

Head Loss adalah head untuk mengatasi kerugian-kerugian yang terjadi sepanjang pipa saluran. Head loss ini terdiri dari head loss mayor (H_l) yaitu kerugian gesek akibat aliran di dalam perpipaan, dan head loss minor (H_{lm}) yaitu kerugian akibat peralatan perpipaan seperti belokan-belokan (elbow), percabangan, dan katup (valve).

$$H_{Loss} = H_l + H_{lm} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

$$H_l = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(2.3)$$

$$H_{lm} = k \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana : k = konstanta pipa saluran = f(Le/D)

f = koefisien gesek dicari dari moody diagram

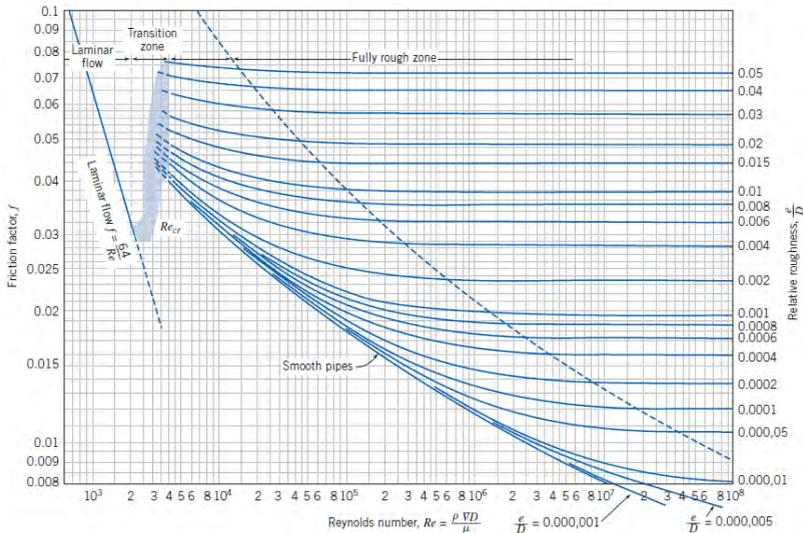
Re = $(\rho v D) / \mu$

L = panjang pipa

D = diameter dalam pipa

Untuk mencari harga (Le/D) menggunakan tabel 2.1 berikut ini :

Selanjutnya untuk mencari harga f berdasarkan harga Re dan (e/D) dapat dicari dengan Moody diagram pada gambar 2.2 berikut ini :



Gambar 2.2 Moody Diagram^[9]

Selain menggunakan Moody diagram, untuk mencari harga *friction factor* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \dots \dots \dots (2.5)$$

Namun persamaan tersebut berlaku apabila Reynold number harganya lebih dari 2300, artinya aliran fluida turbulen.

2.1.3 Kapasitas Pompa

Kapasitas pompa adalah kemampuan pompa untuk memindahkan volume fluida per satuan waktu. Kapasitas inilah yang biasanya dipakai untuk menentukan pompa yang akan digunakan sesuai kebutuhan. Misalnya untuk mensuplai

kebutuhan air pada boiler dengan kapasitas tertentu. Berikut ini adalah persamaan kapasitas pompa :

$$Q = V \cdot A \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana : V = kecepatan aliran (m/s)

A = luas penampang pipa (m²)

2.1.4 Daya Hidrolis

Daya hidrolis (daya pompa teoritis) adalah daya yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Daya hidrolis dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots \dots \dots (2.7)$$

Dimana : P_h = daya hidrolis (watt)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

g = gravitasi (m/s²)

Q = kapasitas (m³/s)

H = head total pompa (m)

2.1.5 Daya Poros

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa atau sering disebut (Break House Power) BHP. Daya poros ditunjukkan pada persamaan (2.8) berikut ini :

$$BHP = T \cdot \omega = \frac{2 \pi n \cdot T}{60} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dimana: BHP = Daya poros (watt)

T = Torsi (Nm)

ω = Kecepatan sudut poros (rad/s)

n = Putaran motor (rpm)

2.1.6 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa adalah pembagian antara daya air dibagi daya poros. Efisiensi pompa ditunjukkan pada persamaan (2.9) :

$$\eta_{pump} = \frac{P_h}{BHP} 100\% \dots \dots \dots (2.9)$$

Dimana: η_{pump} = Efisiensi pompa

P_h = Daya hidrolis (watt)

BHP = Daya poros (watt)

2.1.7 Putaran Spesifik Pompa

Putaran spesifik pompa adalah suatu harga yang mengkaitkan antara kapasitas, head, dan juga putaran impeller pompa. Yang mana semuanya tergantung pada dimensi dan kecepatan aliran yang melalui impeller. Oleh karena itu kecepatan spesifik adalah salah satu unsur yang terpenting dalam menentukan dimensi-dimensi utama pompa. Berikut adalah persamaan putaran spesifik pompa dengan impeller tunggal (*single stage pump*).

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{H^3}} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dimana : n = putaran impeller pompa (rpm)

Q_s = kapasitas pompa $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

H = head yang dihasilkan pompa, (mH₂O)

2.1.8 Kerugian-kerugian pada Pompa Sentrifugal

Kerugian-kerugian pada pompa sentrifugal terdiri dari 3 macam yaitu kerugian hydraulis, kerugian volumetric, dan kerugian mekanis. Berikut ini adalah penjelasannya :

1. Kerugian hydraulis bisa mengurangi head yang dihasilkan impeller. Kerugian hydraulis ini terjadi karena adanya gesekan cairan dengan bagian-bagian pompa sebagai akibat viskositas cairannya, selain itu juga dikarenakan karena terjadinya arus pusar, dan shock (terjadi jika ada penyempitan luas penampang). Kerugian gesekan terjadi karena adanya kekasaran permukaan celah-celah yang dilalui cairan didalam pompa. Kerugian arus pusar terjadi karena ada kawasan yang bertekanan tinggi berdekatan dengan kawasan yang bertekanan rendah dicela-cela sudu dan juga mengalir dengan sudut yang tajam pada saat memasuki dan keluar sudu impeller. Kerugian pukulan atau impact terjadi karena aliran bertemu dengan hambatan-hambatan ataupun bila kecepatan aliran tersebut mengalami perubahan arah maupun besarnya. Kerugian hydraulis dievaluasi dengan efisiensi hydraulis :

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H}{K_{2cu}H_{t\sim}} = \frac{\gamma Q_s H}{\gamma Q_s H_t} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana : η_h = Efisiensi hydraulis (besarnya antara 0,75 hingga 0,95)

H = Head actual pompa sentrifugal (m)

H_t = Head theoritis pompa sentrifugal (m)

K_{2cu} = Factor sirkulasi

$H_{t\sim}$ = Head theoritis dengan jumlah sudu tak terhingga (m)

Dimana besarnya factor sirkulasi tergantung dari besarnya putaran spesifik yang dimiliki pompa sentrifugal. Hal ini dapat dilihat pada tabel 2.3 sebagai berikut.

Tabel 2.3 Harga faktor sirkulasi^[7]

n_s	60 - 100	100 - 150	150 - 220
η_h	0.87 - 0.9	0.9 - 0.92	0.92 - 0.94
K_{2cu}	0.60 - 0.82	0.82	0.82

2. Kerugian volumetris terjadi karena adanya kebocoran antara bagian-bagian yang bertekanan tinggi ke bagian-bagian bertekanan rendah dan mengakibatkan mengurangi kapasitas pompa. Biasanya kerugian itu terjadi melalui seal, ring, packing, dan lain-lain. Kerugian volumetric dievaluasi berdasarkan efisiensi volumetric :

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_{ts}} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana : Q_s = Kapasitas actual pompa sentrifugal
 Q_{ts} = Kapasitas teoritis pompa sentrifugal

3. Kerugian mekanis bisa mengurangi daya yang masuk ke impeller sehingga daya atau energy yang diberikan kepada cairan berkurang. Kerugian-kerugian mekanis terdiri dari :
- a. Kerugian rotasi yang disebabkan oleh gesekan antara permukaan-permukaan luar shornd dan piringan balancing dengan cairan yang mengelilinginya.
 - b. Kerugian gesek pada bantalan poros
 - c. Kerugian gesek pada poros kotak penyangga (*stuffing boxes*)

Kerugian mekanis dievaluasi berdasarkan efisiensi mekanis :

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} = \frac{\gamma Q_{ts} H_t}{N} \dots \dots \dots (2.13)$$

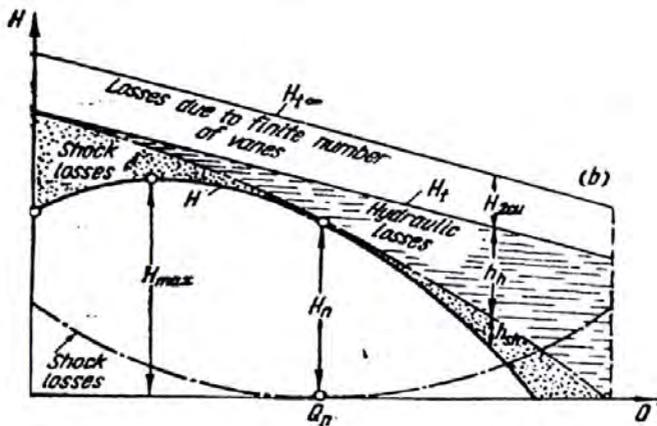
Dimana : N_i = Daya indikatif pompa sentrifugal
 N = Daya penggerak yang diberikan pada poros pompa sentrifugal.

2.1.9 Kurva Karakteristik Pompa Sentrifugal

Karakteristik dari pompa sentrifugal merupakan hubungan antara head dan kapasitas. Karakteristik dapat juga menyertakan kurva efisiensi dan harga *brake horse power*-nya. Karakteristik pompa sentrifugal dibagi menjadi tiga yaitu :

1. Karakteristik utama, kurva karakteristik yang diplot berdasarkan perubahan kecepatan impeller.
2. Karakteristik kerja, kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeller yang konstan.
3. Karakteristik universal, merupakan kombinasi dari karakteristik utama dengan karakteristik kerja.

Untuk setiap pompa, biasanya pabrik pembuatnya memberikan kurva karakteristik yang menunjukkan unjuk kerja pompa pada berbagai kondisi pemakaian. Karakteristik sebuah pompa digambarkan dalam kurva karakteristik menyatakan besarnya head total, daya pompa dan efisiensi pompa terhadap kapasitas. Pada gambar 2.3 berikut ini adalah kurva karakteristik suatu pompa :



Gambar 2.3 Kurva karakteristik suatu pompa^[10]

2.2 CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

Untuk memahami CFD, pertama-tama mari kita bagi dua kata-kata *Computational Fluid Dynamics*, menjadi sebagai berikut :

- *Computational* : segala sesuatu yang berhubungan dengan matematika dan metode numeric atau komputasi
- *Fluid Dynamics* : dinamika dari segala sesuatu yang mengalir. Ditinjau dari istilah diatas, CFD bisa berarti suatu teknologi komputasi yang memungkinkan untuk mempelajari dinamika dari benda-benda atau zat-zat yang mengalir. Secara definisi CFD adalah ilmu yang mempelajari cara memprediksi aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan fenomena lainnya dengan menyelesaikan persamaan-persamaan matematika (model matematika).

Pada dasarnya, persamaan-persamaan pada fluida dibangun dan dianalisis berdasarkan persamaan-persamaan diferensial parsial ($PDE = \text{Partial Differential Equation}$) yang merepresentasikan hukum-hukum konservasi massa, momentum, dan energy. Sebenarnya CFD mengganti persamaan-persamaan diferensial parsial dari kontinuitas, momentum, dan energy dengan persamaan-persamaan aljabar. CFD merupakan pendekatan dari persoalan yang asalnya kontinum (memiliki jumlah sel tak terhingga) menjadi model yang diskrit (jumlah sel terhingga). Jadi CFD memprediksi aliran berdasarkan :

- Model matematika (persamaan diferensial parsial), khususnya memecahkan persamaan Navier-Stokes.
- Metode numeric (teknik solusi dan diskritisasi)
- *Tools* perangkat lunak (*solvers, tools preprocessing, dan postprocessing*)

Berikut adalah bentuk persamaan umum yang digunakan pada CFD, yang nantinya bisa merepresentasikan hukum-hukum konservasi massa, momentum, dan energy.

2.2.2 Proses Simulasi CFD

Pada umumnya terdapat tiga tahapan yang harus dilakukan ketika melakukan CFD, yaitu : *preprocessing*, *solving*, dan *postprocessing*. Berikut ini adalah penjelasan dari tiap tahapan :

1. *Preprocessing*
Preprocessing merupakan langkah pertama ketika akan menganalisa sebuah model CFD. Teknisnya adalah membuat model dalam paket CAD (*Computer Aided Design*), membuat mesh yang cocok/sesuai, kemudian menerapkan kondisi batas dan sifat-sifat fluidanya.
2. *Solving*
Solvers (program inti pencari solusi) CFD menghitung kondisi-kondisi yang diterapkan pada saat *preprocessing*.
3. *Postprocessing*
Postprocessing adalah langkah terakhir dalam analisis CFD. Hal yang dilakukan pada langkah ini adalah mengorganisasi dan menginterpretasi data hasil simulasi CFD yang bisa berupa gambar, kurva, dan animasi.

2.2.3 Persamaan yang Digunakan dalam Software CFD

Persamaan yang digunakan dalam software CFD adalah persamaan Navier-Stokes dan persamaan lain yang mengatur fenomena fisik yang akan disimulasikan. Persamaan Navier-Stokes terdiri dari :

- Persamaan konservasi massa pada domain aliran (*control volume*)
- Keseimbangan netto momentum aliran terhadap gaya yang bekerja pada permukaan (*control surface*)

Berikut ini adalah bentuk persamaan konservasi massa dari suatu partikel fluida, yang diperoleh dari keseimbangan massa :

$$\int_{cs} \rho \bar{v} \cdot d\bar{A} = \left[\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} \right] dx dy dz \dots \dots \dots (2.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho d \forall = \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \dots \dots \dots (2.16)$$

Dan berikut ini adalah persamaan konsevasi massa yang diturunkan dari persamaan transportasi Reynolds:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho d \forall + \int_{cs} \rho \bar{v} \cdot d\bar{A} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.15) dan (2.16) ke persamaan (2.17) didapat :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana 'Del' = $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}$ maka persamaan menjadi :

$$\nabla \cdot \rho \bar{v} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \dots \dots \dots (2.19)$$

Pada kasus steady flow maka persamaan konservasi massa menjadi :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = \nabla \cdot \rho \bar{v} = 0 \dots \dots \dots (2.20)$$

Dan jika kasusnya menggunakan fluida incompressible, maka persamaanya menjadi:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = \nabla \cdot \bar{v} = 0 \dots \dots \dots (2.21)$$

Dalam bentuk divergen dan gradient persamaan konservasi massa bisa ditulis :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \bar{u}) = 0 \dots \dots \dots (2.22)$$

2.2.4 *Turbulence Model*

Ketika akan mensimulasikan sebuah sistem pada software CFD, hal yang penting untuk dipertimbangkan adalah model viskosnya. Pada menu *Viscous Model* terdapat beberapa pilihan. Pilihan yang termasuk *Turbulence Model* yaitu :

- *Spalart Allmaras*
- *k-epsilon*
- *k-omega*
- *Reynold Stress*
- *Large Eddy Simulation* (muncul khusus 3D)

Model *Spalart-Allmaras* merupakan model turbulensi yang didesain secara khusus untuk aplikasi dunia penerbangan. Bentuk dasar model *Spalart-Allmaras* hanya efektif pada model dengan bilangan Reynolds yang kecil. Model ini dapat digunakan untuk simulasi yang relative kasar dengan ukuran mesh yang lebih besar dimana perhitungan aliran turbulen yang akurat bukan merupakan hal yang bersifat kritis.

Model *k-epsilon* dibagi menjadi tiga yaitu model *standard k-epsilon*, *RNG k-epsilon*, dan model *realizable k-epsilon*. Model *standard k-epsilon* merupakan model untuk kasus dengan bilangan Reynolds tinggi. Model *standard k-epsilon* memiliki kestabilan, dan akurasi yang memadai untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat *k-epsilon* sering digunakan pada kasus analisa CFD pada pompa sentrifugal. Model *RNG k-epsilon* memiliki akurasi yang tinggi untuk aliran yang terhalang secara tiba-tiba, dan untuk aliran yang berputar (*swirl flow*). Model *RNG k-epsilon* menyediakan formula untuk bilangan Reynolds rendah. Model *realizable k-epsilon* merupakan model yang lebih akurat untuk memprediksikan laju penyebaran fluida dari pancaran jet/nosel. Salah satu keterbatasan model *realizable k-epsilon* ialah terbentuknya viskositas turbulen non-fisik pada kasus dimana domain perhitungan mengandung zona fluida yang diam dan

berputar (multiple reference frame, sliding mesh). Oleh karena itu penggunaan model ini pada kasus multiple reference frame dan sliding mesh harus lebih hati-hati.

Model *k-omega* dibagi menjadi dua yaitu model *standard k-omega* dan *SST k-omega*. Model *standard k-omega* merupakan model untuk menghitung efek aliran pada bilangan Reynolds rendah, kompresibilitas dan penyebaran aliran geser (shear flow). Model *SST k-omega* lebih akurat untuk daerah didekat dinding maupun aliran yang jauh dari dinding dan *free stream flow* dari pada model *k-omega* standar.

Model Reynold Stress (RSM) merupakan model turbulensi yang paling teliti pada FLUENT. Model RSM mendekati persamaan Navier Stokes (Reynolds-averaged) dengan menyelesaikan persamaan transport untuk tegangan Reynolds bersama-sama dengan persamaan laju disipasi. Model ini banyak digunakan pada aliran yang berpusar dalam combustor, aliran yang melewati lintasan yang berputar.

2.2.5 Diskritisasi (Metode Interpolasi)

Pada dasarnya FLUENT hanya menghitung pada titik-titik simpul mesh geometri, sehingga pada bagian di antara titik simpul tersebut harus dilakukan interpolasi untuk mendapatkan nilai kontinyu pada seluruh domain. Terdapat beberapa skema interpolasi, yaitu:

- a) *First-Order Upwind scheme*
- b) *Power Law Scheme*
- c) *Second-Order Upwind Scheme.*
- d) *Quadratic Upwind Interpolation (QUICK)*

Skema interpolasi yang sering digunakan untuk kasus CFD pada pompa sentrifugal adalah skema *Second-Order Upwind Scheme*. Skema ini menggunakan persamaan yang lebih

teliti sampai orde 2, sehingga akurat dan stabil. Skema ini sangat baik digunakan pada mesh tri/tet dimana aliran tidak sejajar dengan mesh. Untuk tekanan, terdapat skema interpolasi yang berbeda yaitu :

- a) *Standard*
- b) *Linear*
- c) *Second-Order*
- d) *Body Force weighted*
- e) *PRESTO*

Skema interpolasi untuk tekanan yang sering digunakan untuk kasus CFD pada pompa sentrifugal adalah skema *Standard*. Selain faktor *under-relaxation* dan diskritisasi, yang harus ditentukan pada parameter control solusi adalah *Pressure-Velocity Coupling* mengenai cara kontinuitas massa dihitung apabila menggunakan solver segregated. Terdapat 3 metode untuk *pressure-velocity coupling* yaitu :

- a) SIMPLE
- b) SIMPLEC
- c) PISO

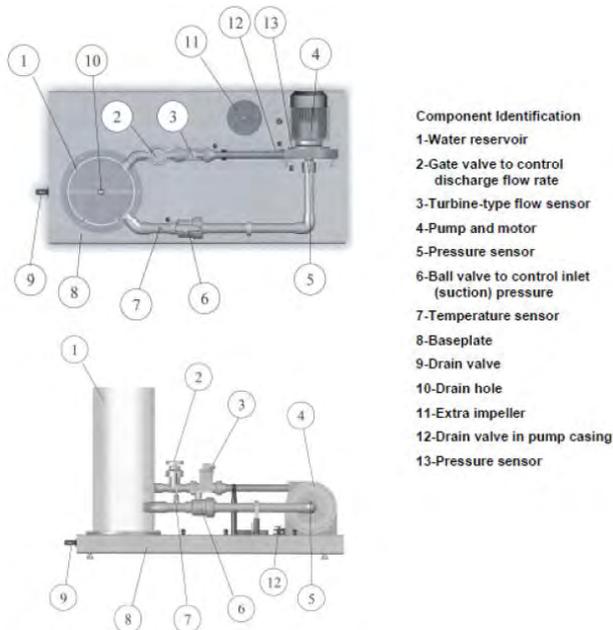
Model skema yang sering digunakan pada kasus CFD pada pompa sentrifugal adalah SIMPLEC karena skema ini mempercepat konvergensi. Selain skema SIMPLEC, skema lain yang digunakan pada kasus pompa sentrifugal adalah skema PISO karena skema ini baik untuk kasus mesh yang mempunyai skewness yang tinggi.

2.3 Penelitian Terdahulu

Berikut ini adalah beberapa penelitian terdahulu yang terkait dengan studi eksperimen pompa sentrifugal dan CFD *simulation* untuk impeller pada pompa sentrifugal :

2.3.1 Alif Arif Wicaksono (2015)

Penelitian pompa sentrifugal dengan metode eksperimen pernah dilakukan oleh Alif A.W. pada tahun 2015, dengan judul Studi Pengaruh Trimming Impeller Backward Single Curvature 6 Sudu Terhadap Karakteristik Kerja Pompa Sentrifugal FM 50. Ekperimen ini dilakukan dengan cara melakukan Trimming atau pengecilan diameter impeller sebanyak 4 kali, setiap trimming sebesar 5%. Ketika diameternya diperkecil maka secara otomatis sudut β_2 berubah mengikuti bentuk sudu. Berikut adalah gambar 2.4 instalasi system perpompaan yang digunakan dalam eksperimen ini :



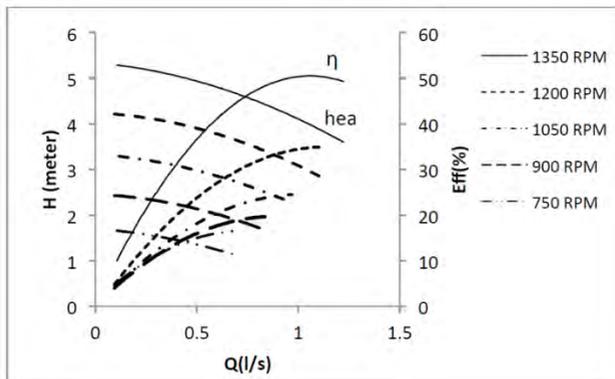
Gambar 2.4 Skema Pompa Sentrifugal Armfield^[1]

Diameter awal impeller adalah 120 mm, kemudian dilakukan trimming dari 114mm, 108mm, 102mm, hingga 96mm. berikut ini adalah tabel 2.6 pengaruh dari trimming impeller terhadap β_2 .

Tabel 2.6 Perbandingan diameter outer dengan besar sudut β_2 ^[1]

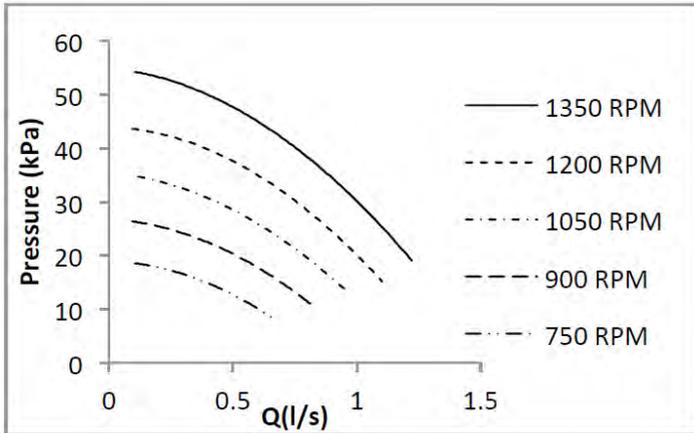
<i>Diameter Outer</i>	Sudut β_2
120 mm	170°
114 mm	165°
108 mm	160°
102 mm	155°
96 mm	150°

selain dengan memvariasikan diameter impeller dan sudut β_2 , eksperimen ini juga dilakukan dengan memvariasikan putaran impeller (n) dari putaran 750 rpm, 900rpm, 1050rpm, 1200rpm, hingga 1350rpm. Dan untuk menggambarkan kurva karakteristik nanti maka debit aliran juga divariasikan dari debit aliran 0,1 liter/s hingga debit maksimum, dengan penambahan berturut-turut debit sebesar 0,05 liter/s. Berikut ini adalah grafik karakteristik kerja hasil eksperimen untuk impeller dengan diameter 120mm yang terlihat pada gambar 2.5:



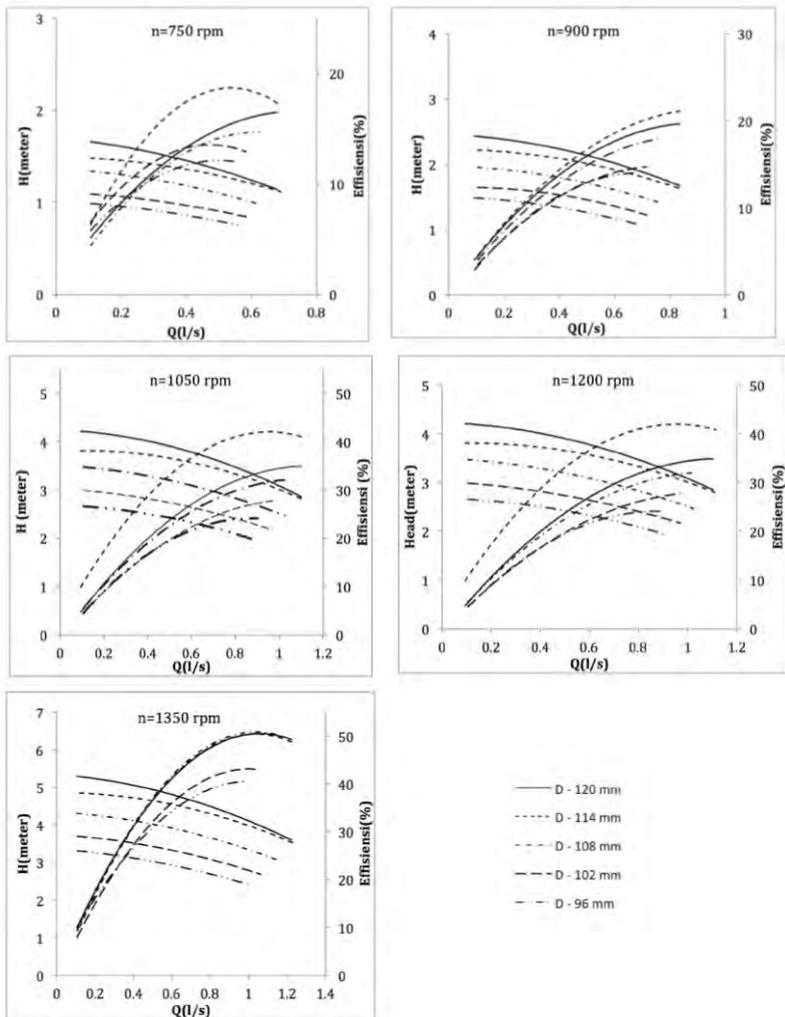
Gambar 2.5 Grafik karakteristik kerja dengan variasi putaran untuk diameter 120 mm^[1]

Dan berikut ini adalah grafik tekanan discharge terhadap debit aliran yang dapat dilihat pada gambar 2.6 :



Gambar 2.6 Grafik discharge pressure terhadap debit untuk diameter 120mm dengan variasi putaran^[1]

Dan berikutnya gambar 2.7 yang menggambarkan ketika 5 buah impeller di uji dengan diameter 120mm, 114mm, 108mm, 102mm, dan 96mm pada pompa sentrifugal Armfield FM 50 yang bekerja pada kecepatan bervariasi menghasilkan grafik yang ditunjukkan pada gambar 2.7 sebagai berikut.



Gambar 2.7 Grafik karakteristik kerja untuk ke 5 impeller dengan variasi putaran (rpm)^[1]

Dimana hasil yang didapat dari penelitian ini adalah dengan dilakukannya trimming impeller akan menurunkan nilai head karena tekanan discharge akan semakin turun. Factor yang

dominan dalam menurunkan head adalah karena menurunnya nilai kecepatan keliling U_2 . Dengan trimming, BEP akan bergeser ke debit yang lebih rendah dan secara umum efisiensi akan turun. Dari data dan hasil eksperimen pada impeller dengan diameter 120mm ini nantinya yang akan dijadikan acuan dalam proses simulasi tugas akhir ini.

2.3.2 Liu Houlin,Wang Yong, Yuan Shouqi, Tan Minggao, dan Wang Kai (2010)

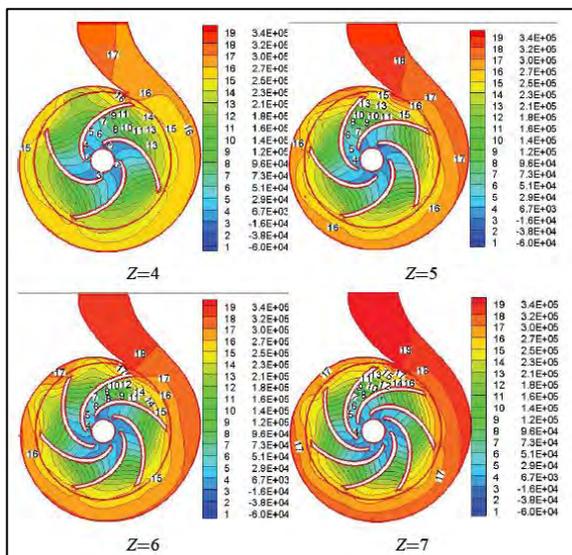
Penelitian terdahulu dilakukan oleh Liu Houlin,Wang Yong, Yuan Shouqi, Tan Minggao, dan Wang Kai dengan judul penelitiannya adalah Effets of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps. Dimana tujuan penelitiannya adalah untuk mengetahui pengaruh jumlah sudu terhadap performanya yang berupa grafik efisiensi, head, dan NPSHRnya, yang mana dibandingkan dengan hasil eksperimen. Berikut ini adalah tabel 2.7 yang menunjukkan parameter yang dimasukkan pada simulasi CFDnya :

Table 2.7 Parameters of research model^[2]

Flow $Q/(m^3 \cdot hr^{-1})$	Head H/m	Rotation speed $n/(r \cdot min^{-1})$	Specific speed n_s	Efficiency $\eta/\%$
50	32	2 900	92.7	79.3
Blade number Z	Impeller diameter D_2/m	Outlet width b_2/m	Outlet angle $\beta_2/(^\circ)$	Blade number Z
5	0.168	0.01	33	5

Simulasi dilakukan dengan model 3D dan untuk jenis mesh yang digunakan adalah tetrahedral, dengan jumlah elemen mesh 480000 dan kualitas mesh equiangle skew < 0,95. Pada tahap pre-processing pada FLUENT, model viskos yang dipilih adalah model k-epsilon standar dan untuk pressure-velocity coupling menggunakan SIMPLER. Simulasi ini diasumsikan pada

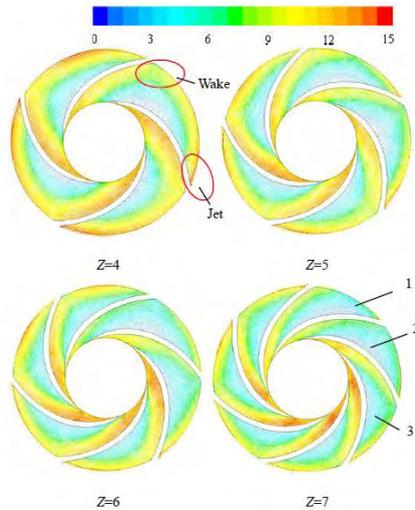
kondisi steady, dan dipilih moving reference frame pada boundary condition impellernya. Dan kriteria konvergensinya pada residual sebesar 10^{-5} . Boundary condition bagian inlet adalah velocity inlet, sedangkan bagian outlet adalah outflow. Simulasi dilakukan dengan dua kondisi yaitu kondisi pertama mengabaikan kavitasasi dan kondisi kedua memperhitungkan efek kavitasasi . Penelitian ini mengambil variasi jumlah sudu impeller dari $Z=4,5,6$, hingga 7 buah. Berikut ini gambar 2.8 yang menunjukkan kontur tekanan statis dari hasil simulasi dengan mengabaikan kavitasasi.



Gambar 2.8 Kontur tekanan statis pada tiap variasi jumlah sudu^[2]

Dari gambar kontur tekanan statis tersebut terlihat bahwa jumlah sudu impeller mempengaruhi besar tekanannya. Dimana semakin banyak jumlah sudu tekanannya semakin besar. Selain kontur tekanan statis, hasil penelitian tersebut juga berupa kontur

relative velocity. Berikut ini adalah gambar 2.9 yang menunjukkan kontur relative velocity pada kondisi mengabaikan kavitasasi.



Gambar 2.9 Kontur distribusi relative velocity

Dari gambar kontur relative velocity tersebut menunjukkan bahwa semakin banyak jumlah sudu maka relative velocity semakin besar. Berikutnya penelitian ini menampilkan tabel prediksi harga head dan efisiensi pada kondisi mengabaikan efek kavitasasi seperti terlihat pada tabel 2.8.

Table 2.8 Prediksi nilai Head dan Efisiensi

Parameter	Z=4	Z=5	Z=6	Z=7
Predicted head H/m	28.84	31.63	31.92	33.63
Predicted efficiency $\eta/\%$	74.63	75.10	70.30	76.10

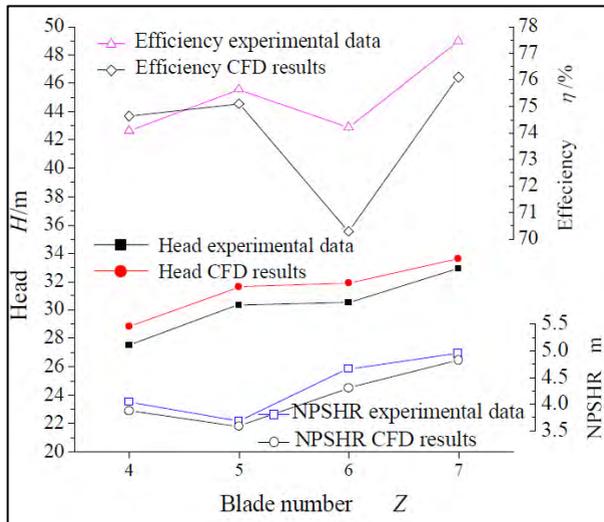
Dan berikutnya simulasi dilakukan dengan memperhitungkan efek kavitasasi. Pada kondisi ini pemodelan dilakukan dengan multiphase model. Boundary condition pada

inlet tetap velocity inlet, namun boundary condition pada outlet adalah pressure outlet. Pada penelitian secara eksperimen menghasilkan data seperti terlihat pada tabel 2.9 berikut.

Table 2.9 Hasil Eksperimen dengan variasi jumlah sudu

Blade number	Head	Efficiency	NPSHR
Z	H /m	η /%	H_{RNP} /m
4	27.51	74.07	4.04
5	30.38	75.63	3.68
6	30.54	74.20	4.66
7	32.91	77.45	4.95

Hasil yang didapat dari eksperimen tersebut dibandingkan oleh hasil simulasi yang terlihat pada grafik efisiensi, head, dan NPSHR seperti terlihat pada gambar 2.10 berikut ini.



Gambar 2.10 Grafik efisiensi, head, dan NPSHR dari simulasi CFD dan eksperimen^[2]

Dari grafik tersebut terlihat bahwa efisiensi terbesar adalah impeller dengan jumlah sudu 7 buah. Begitu pula untuk harga head dan harga NPSHRnya terbesar adalah pada impeller dengan jumlah sudu 7 buah. Namun terjadi fluktuasi grafik tersebut dikarenakan oleh pengaruh kavitasi yang terjadi pada aliran. Dari penelitian tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin banyak jumlah impeller maka performanya semakin bagus. Namun jika dibandingkan dengan hasil eksperimen dengan hasil simulasi CFD. Besarnya efisiensi, head, dan NPSH dari CFD lebih kecil dari hasil eksperimen.

2.3.3 Mahmoud Fouaad, Mohamed Adel, dan Ahmed Ashmawy (2014)

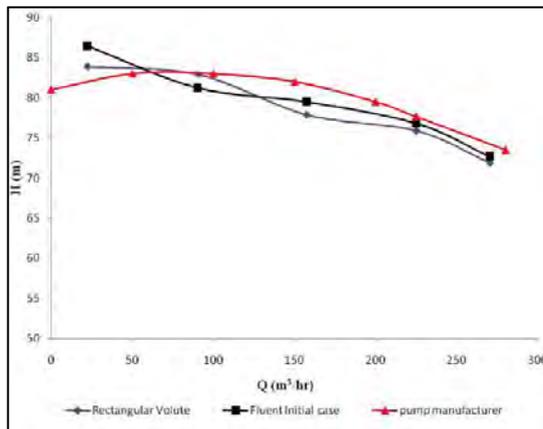
Penelitian CFD terdahulu juga dilakukan oleh Mahmoud Fouaad, Mohamed Adel, dan Ahmed Ashmawy pada tahun 2014 dengan judul CFD parametric simulation of low specific speed centrifugal pump. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui performa pompa, dengan memvariasikan debit, jumlah sudu dan bentuk volute chamber. Hasil dari penelitian ini dibandingkan dengan hasil eksperimen dan dengan kurva dari produksinya. Berikut ini adalah tabel 2.10 yang menunjukkan data-data yang dipakai dalam melakukan simulasi :

Tabel 2.10 Data-data yang dipakai dalam simulasi CFD^[3]

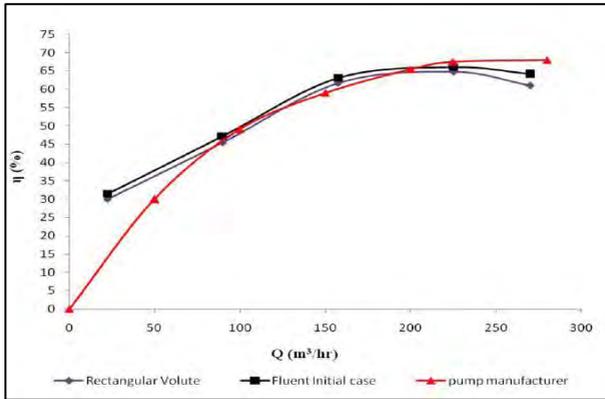
Speed (N)	1490 rpm	Outer diameter of Impeller(D_2)	489 mm
Head (H)	77.6 m	Inlet diameter of Impeller(D_1)	202.72 mm(8°)
Discharge (Q)	225 m ³ /h	Inlet blade angle(β_1)	10.2°
specific speed(N_s)	14.2	Outlet blade angle(β_2)	15.1°
Number of blades (Z)	6		

Pada simulasi dilakukan dengan variasi debit sebesar 0.1Q, 0.4Q, 0.7Q, Q, dan 1.2Q. penelitian ini dilakukan dengan model 3D asumsi kondisi unsteady, dengan model viskos tipe k-

epsilon standar, dan untuk pressure-velocity coupling menggunakan PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators). Berikut ini adalah gambar 2.11 dan 2.12 yang menunjukkan kurva head dan efisiensi yang membandingkan antara hasil simulasi FLUENT bentuk standardnya (volute initial case berbentuk silinder) dengan simulasi yang mengubah bentuk volute chamber-nya menjadi rectangular, serta dibandingkan dengan data performa pompa dari pabriknya.

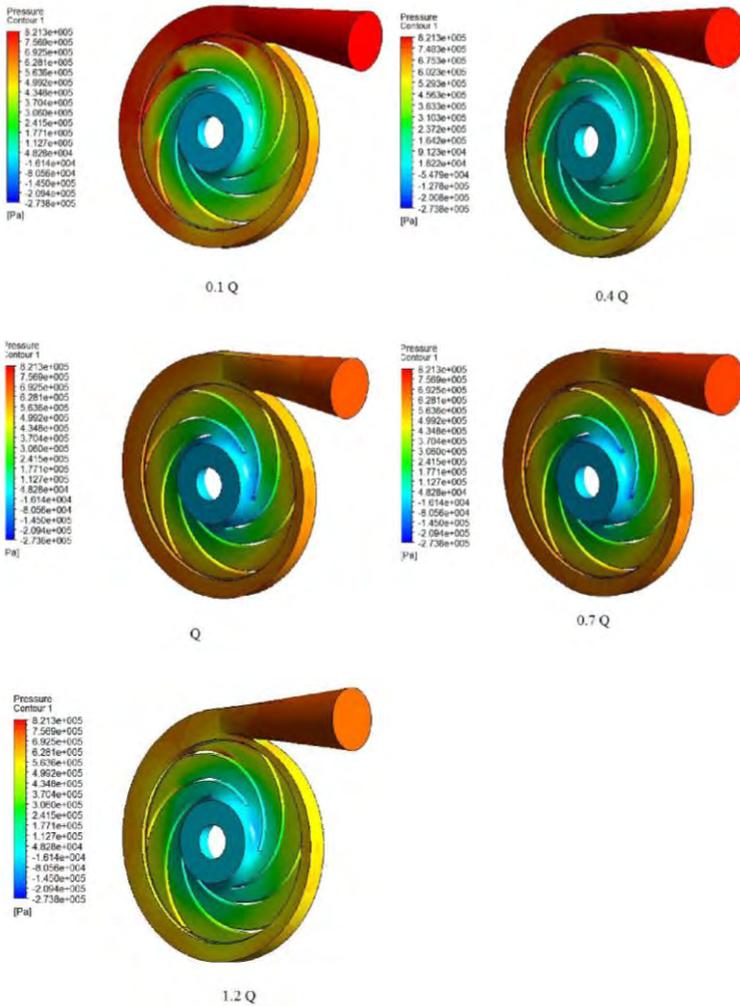


Gambar 2.11 Grafik head yang membandingkan initial case dengan rectangular volute dan data performa pompa dari pabriknya^[3]



Gambar 2.12 Grafik efisiensi yang membandingkan initial case dengan rectangular volute dan data perfoma pompa dari pabriknya^[3]

Dan berikut ini adalah gambar 2.13 yang menunjukkan kontur tekanan dari tiap variasi debit, dengan variasi debit sebesar $0.1Q$, $0.4Q$, $0.7Q$, Q , dan $1.2Q$ dengan mengubah bentuk volute chambernya yang semula silinder menjadi bentuk rectangular volute.



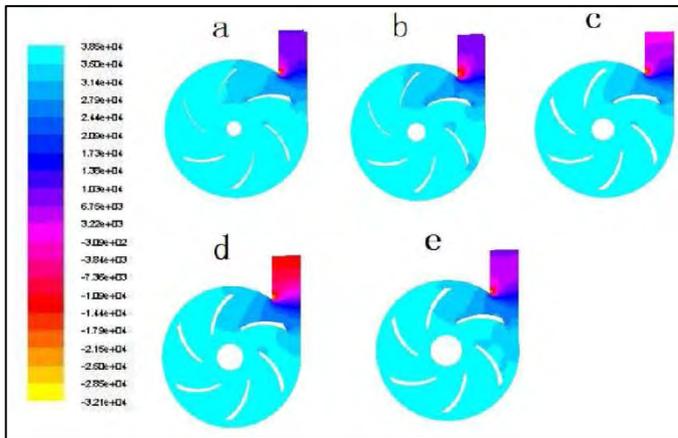
Gambar 2.13 Kontur distribusi tekanan tiap variasi harga kapasitas (tipe rectangular volute) ^[3]

Dari grafik head dan efisiensi tersebut terlihat bahwa kurva dari initial case dan rectangular volute tidak dimulai dari

nol karena simulasi dimulai dari kapasitas 0,1 Q. selain itu terlihat pula bahwa perubahan bentuk volute chamber menjadi rectangular berpengaruh yaitu menurunkan besarnya head pompa sehingga efisiensinya juga menurun. Jadi dapat disimpulkan bahwa bentuk volute chamber silinder pada initial case lebih bagus performanya dibandingkan volute chamber dengan bentuk rectangular.

2.3.4 Qing Zhang, Hai Zhou, Qingpeng Gao, dan Zhixiang Cui (2014)

Penelitian impeller pompa sentrifugal dengan menggunakan software CFD terdahulu juga pernah dilakukan oleh Qing Zhang, Hai Zhou, Qingpeng Gao, dan Zhixiang Cui pada tahun 2014. Penelitian tersebut diberi judul Analysis of effects of impeller inlet width on the performance of centrifugal pump. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui performa pompa sentrifugal dengan memvariasikan diameter inlet dari 60mm, 63mm, 66mm, 69mm, dan 72mm. Simulasi dilakukan secara 3D dengan menggunakan software ANSYS FLUENT. Dimana pompa tersebut didesain dengan kapasitas $24\text{m}^3/\text{h}$, head 25m, NPSHr 4m, dan menggunakan fluida air dengan temperature 80°C dan masa jenis $1000\text{kg}/\text{m}^3$. Dimensi standar dari pompa tersebut adalah dengan diameter inlet pompa 64mm, diameter inlet impeller 66mm, diameter luar impeller 144mm, dengan jumlah sudu 6 buah setebal 12mm, dan $\beta_2 = 22,5^\circ$. boundary condition untuk inlet adalah velocity inlet dengan kecepatan 2.16 m/s. dan untuk outlet adalah pressure outlet dengan besar tekananya 0.5MPA. berikut ini adalah gambar 2.14 yang menunjukkan kontur tekanan statisnya :



Gambar 2.14 Kontur distribusi tekanan statis^[4]

Selain dalam bentuk kontur, hasilnya juga ditampilkan dalam bentuk tabel performa seperti yang ditunjukkan pada tabel 2.11 sebagai berikut :

Tabel 2.11 Performa pompa sentrifugal dengan variasi besarnya diameter inlet^[4]

<i>Port width</i> (mm)	<i>Lift</i> (m)	<i>Traffic</i> (m ³ /s)	<i>Efficiency</i> (%)
60	27.18	240	64.25
63	31.78	240	58.87
66	29.15	240	65.73
69	30.56	240	64.92
72	31.24	240	63.48

Dari simulasi ini disimpulkan bahwa pada diameter inlet impeller sebesar 66mm menghasilkan efisiensi yang maksimal.

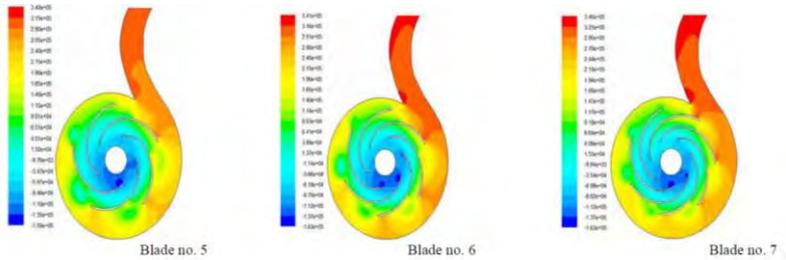
2.3.5 Sujoy Chakraborty, Kishan C, Prasenjit Dutta, dan Bishop Debbarma (2013)

Penelitian tentang impeller pompa sentrifugal dengan menggunakan software FLUENT juga pernah dilakukan oleh Sujoy Chakraborty, Kishan Choudhuri, Prasenjit Dutta, dan Bishop Debbarma pada tahun 2013 dengan judul Performance prediction of Centrifugal Pumps with variations of blade number. Penelitian ini dilakukan secara 2D dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh jumlah sudu pada impeller pompa sentrifugal terhadap performanya. Simulasi dilakukan dengan asumsi kondisinya steady. Dan untuk viskosnya memilih tipe turbulen k-epsilon standar, pressure-velocity coupling SIMPLEC. Kriteria konvergensinya sebesar 10^{-5} Berikut ini adalah tabel 2.12 yang menjelaskan geometri pompanya.

Table 2.12 Geometri pompa^[5]

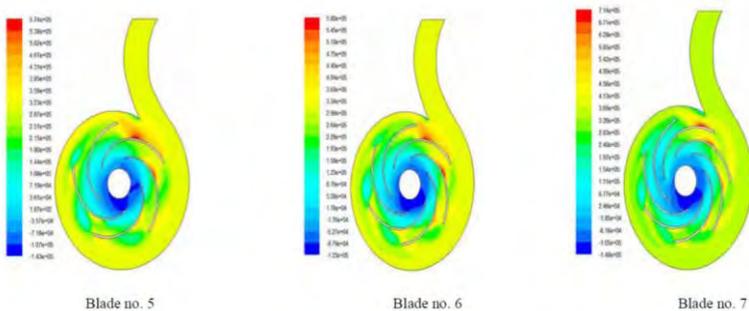
Impeller	
Description	Value
Blade number	5,6,7
Inlet blade angle	25°
Outlet blade angle	33°
Shape blade	Circular arc
Impeller inlet diameter	80 mm
Impeller outlet diameter	168 mm
Volute casing	
Description	Value
Inlet diameter	80 mm
Volute tongue radius	52 mm

Boundary condition pada inlet adalah pressure inlet, dan outlet adalah pressure outlet. Putaran yang digunakan adalah sebesar 3000 rpm. Berikut ini adalah gambar 2.15 yang menunjukkan hasil dari simulasinya yang berupa kontur tekanan statis :



Gambar 2.15 Kontur tekanan statis pada tiap variasi jumlah sudu impeller^[5]

Dan berikutnya adalah gambar 2.16 yang menunjukkan kontur tekanan totalnya :



Gambar 2.16 Kontur tekanan total pada tiap variasi jumlah sudu impeller^[5]

Selain dalam bentuk kontur tekanan, hasilnya juga berupa table prediksi head dan efisiensinya sebagai berikut :

Table 2.13 Prediksi harga dari head dan efisiensi^[5]

Parameter	Blade number 5	Blade number 6	Blade number 7
Head H/m	30.93	31.05	32.20
Efficiency η /%	72.60	72.16	73.71

Dari tabel 2.13 dapat disimpulkan bahwa efisiensi terbesar adalah pada impeller dengan jumlah sudu 7 buah. Artinya semakin banyak jumlah sudu maka efisiensinya semakin naik.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Tugas Akhir ini mensimulasikan aliran yang mengalir di dalam pompa sentrifugal yang mengacu pada hasil tugas akhir Wicaksono^[1] yaitu eksperimen trimming impeller pompa sentrifugal dengan memvariasikan putaran impeller dan debit pada bagian *discharge*. Pada tugas akhir ini tidak melakukan proses trimming impeller seperti tugas akhir Wicaksono^[1], namun hanya mensimulasikan aliran pada impeller berdiameter 120mm saja. Berikut ini adalah tabel 3.1 yang menunjukkan nilai variasi dari putaran impeller dan debit pada pompa sentrifugal FM 50 dengan diameter impeller 120mm yang diambil dari hasil eksperimen Wicaksono^[1].

Tabel 3.1 Harga n dan Q dari hasil eksperimen

No	n (rpm)	Q (m ³ /s)
1	1050	0,00012
		0,00052
		0,00092
		0,00097
2	1200	0,00009
		0,00054
		0,00102
		0,0011
3	1350	0,00011
		0,00056
		0,00106
		0,00122

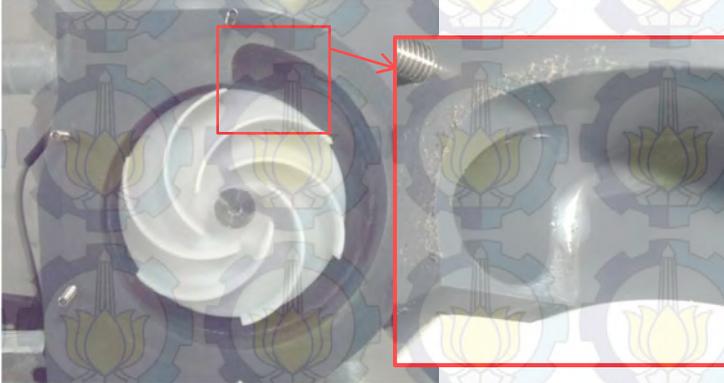
3.1 Metode Numerik

Penelitian numerik dilakukan dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan membuat

model awal dan melakukan diskritisasi (*meshing*) pada model tersebut. Prosedur yang dilakukan pada penelitian numerik adalah tahap pengukuran dimensi impeller dan volute chamber, tahap *pre-processing*, tahap *processing* dan dilanjutkan dengan tahap *post-processing*.

3.1.1 Tahap Pengukuran Dimensi Impeller dan Volute Chamber

Gambar 3.1 berikut ini adalah foto dari volute chamber dan impeller yang terdapat pada instalasi pompanya.



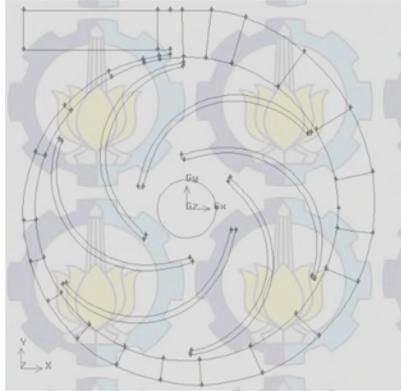
Gambar 3.1 Foto impeller dan volute chamber pada instalasi pompa

Berikut ini adalah langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh dimensi impeller dan volute chamber pompa :

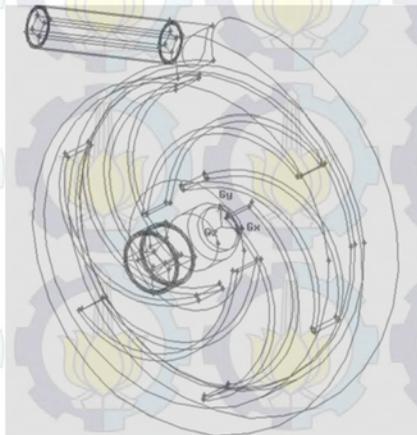
- Mengukur diameter impeller dan ketebalan sudu dengan menggunakan jangka sorong
- Menggambar ulang impeller dan volute chamber pada kertas millimeter
- Membuat koordinat pada kertas millimeter untuk mengukur kelengkungan sudu impeller dan kelengkungan volute chamber.

3.1.2 Tahap *Pre-processing*

- a) Membuat model impeller dan volute chamber pada GAMBIT dengan geometri sesuai dengan hasil pengukuran, seperti yang terlihat pada gambar 3.2 untuk kasus 2D dan gambar 3.3 untuk kasus 3D.

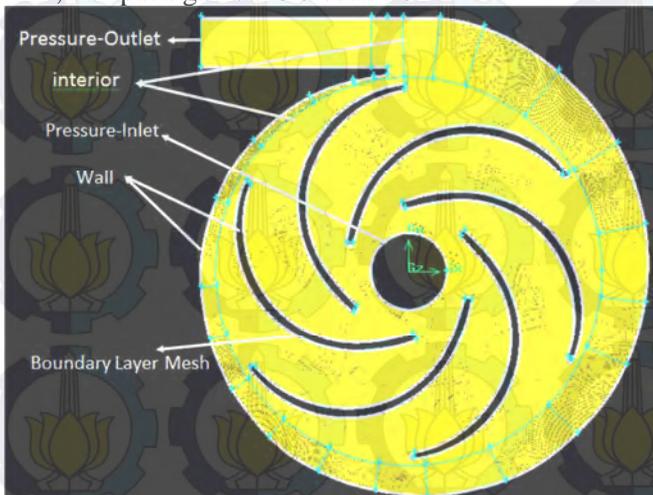


Gambar 3.2 Model simulasi secara 2D

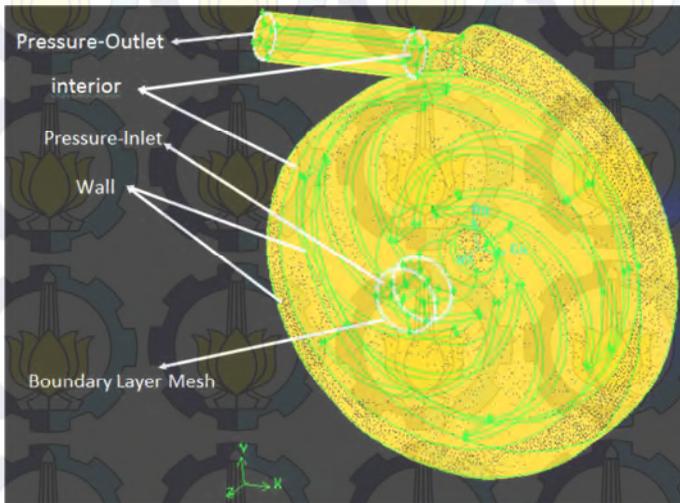


Gambar 3.3 Model simulasi secara 3D

- b) Melakukan *Split Face* yang digunakan untuk memotong/memisahkan suatu bidang dengan bidang yang lain. Pada perintah ini dapat juga digunakan untuk memotong bidang dengan garis, titik, atau suatu bidang tetapi hasilnya adalah bidang virtual. Jadi proses pemotongan bidang dengan bidang dapat menghasilkan bidang nyata atau tidak nyata, tergantung dari pilihan pada form split face.
- c) Melakukan *Subtract* yang berguna untuk mengurangi/memotong obyek menggunakan obyek yang lain.
- d) Membuat *meshing* dilakukan agar kondisi batas dan parameter yang diperlukan dapat di aplikasikan dalam volume-volume kecil. Meshing dilakukan dengan cara membagi model solid menjadi volume-kecil. *Meshing* pada penelitian ini dapat ditunjukkan pada gambar 3.4 secara 2D, dan pada gambar 3.5 secara 3D.



Gambar 3.4 Meshing dan Boundary Condition 2D



Gambar 3.5 Meshing dan Boundary Condition 3D

e) **Memeriksa Kualitas Mesh**

Kualitas *mesh* sangat berpengaruh terhadap keakuratan dan konvergensi. Kualitas *mesh* yang rendah akan menghasilkan solusi yang kurang akurat dan waktu.

Untuk menjaga kualitas mesh yang baik, ada beberapa hal yang harus dilakukan :

1. Memperkecil *EquiAngle Skew*, jangan melebihi 0,9, dan aspek ratio.
2. Meminimalkan perubahan ukuran mesh yang ekstrim.

Hasil pemeriksaan kualitas mesh didapat *EquiAngle Skew* sebesar 0,546.

f) **Mendefinisikan kondisi batas**

Yaitu penentuan parameter-parameter dan batasan yang mungkin terjadi pada aliran. Kondisi batas *inlet* adalah *pressure inlet* dan *outlet* adalah *pressure outlet*. Dan kondisi batas dinding sudu-sudu dan volute chamber adalah *wall*.

3.1.3 Tahap *Processing*

Mesh model yang telah dibuat di GAMBIT harus dibuka dahulu di FLUENT agar dapat melakukan analisis sesuai yang diinginkan. Untuk membuka *mesh* model dapat dilakukan melalui perintah File → Read → Case. Setelah file telah dibuka maka selanjutnya adalah sebagai berikut :

a) *Check*

Mesh model yang telah dibuka pada FLUENT harus dicek terlebih dahulu apakah pada *mesh* tersebut terdapat kesalahan (error) atau tidak. Proses pengecekan *mesh* ini dapat dilakukan melalui Grid → Check.

b) *Scale*

Langkah ini bertujuan untuk menyesuaikan skala ukuran agar sesuai dengan yang diinginkan. Yaitu dengan Grid → Scale. Maka akan muncul panel Scale Grid. Pada Unit Conversion terdapat pilihan untuk mengatur satuan yang diinginkan.

c) *Smooth/Swap Grid*

Proses ini dilakukan untuk memperhalus grid apabila masih kasar. Langkah yang dilakukan adalah Grid → Smooth/Swap. Akan muncul panel *Smooth/Swap Grid*. Klik Smooth, kemudian klik Swap lagi bergantian sampai Number Swapped = 0. Klik Close jika sudah.

d) *Grid*

Proses ini dilakukan untuk menampilkan grid. Yaitu dengan klik Display → Grid, maka akan muncul panel Grid Display. Pada kolom Surfaces, dapat dipilih zona mana saja yang ingin dilihat. Klik Display akan muncul window baru yang menampilkan grid yang telah dibuat di gambit.

e) *Solver*

Untuk menggunakan panel solver, melalui perintah Define → Models → Solver. Pada kasus ini, di kolom Solver dipilih Pressure Based, kolom Space dipilih 2D, kolom

Velocity Formulation dipilih Absolute, kolom Gradient Option dipilih Green-Gauss Cell Based, kolom Formulation dipilih Implicit, kolom Time dipilih Steady, dan di kolom Porous Formulation dipilih Superficial Velocity.

f) *Viscous*

Pilihan model viskos yang ada di FLUENT dapat dipilih dari perintah Define → Models → Viscous. Pada menu model viskos terdapat beberapa pilihan yang dapat dipilih.

g) *Materials*

Langkah yang penting dalam pemodelan di FLUENT adalah mendefinisikan sifat fisik material. Sifat material didefinisikan di panel material dengan perintah Define → Material. Selanjutnya adalah mengganti jenis material sesuai dengan yang diinginkan, dengan cara klik Fluent Database. Pada kasus ini dipilih jenis material water-liquid (H₂O). Kemudian klik Copy→Close, kemudian klik Change/Create → Close.

h) *Units*

Langkah ini bertujuan untuk mengganti satuan suatu besaran. Yaitu dengan melakukan perintah Define → Units. Maka akan tampil panel Set Units, pada kolom Quantities ubah satuan angular-velocity dari rad/s menjadi rpm.

i) *Boundary Conditions*

Langkah ini bertujuan untuk menentukan parameter-parameter dan batasan yang terjadi pada aliran yang melewati model uji pada *inlet*, *outlet*, *impeller*, *volute chamber*, maupun pada *fluid*. Langkahnya dengan klik Define → Bondary Conditions → pilih Zone → Set. Pada daerah *inlet* diasumsikan sebagai *pressure inlet* dan outlet diasumsikan sebagai *pressure outlet* dengan nilai tekanan masing-masing yang telah ditentukan dari hasil eksperimen. Dan untuk *impeller*, dan *volute chamber* diasumsikan sebagai *wall*. Sedangkan untuk *fluid* dipilih menjadi *moving reference frame* dengan nilai putaran

sesuai dengan eksperimen. Berikut adalah tabel 3.2 yang menunjukkan hasil eksperimen tiap variasi putaran :

Tabel 3.2 Data dari eksperimen Wicaksono^[1]

No	n (rpm)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/ms)	P inlet statis (Pa)	P outlet statis (Pa)	mass flow rate (kg/s)
1	1050	996	0.0008	3231.25	34836.9	0.11952
2	1050	996	0.0008	1716.6	28727.8	0.51792
3	1050	996	0.0008	-1868.07	15373.7	0.91632
4	1050	996	0.0008	-3029.3	12950.2	0.96612
5	1200	996	0.0008	3231.25	44101.5	0.08964
6	1200	996	0.0008	1615.625	36629.2	0.53784
7	1200	995	0.000761	-3584.67	19135.1	1.0149
8	1200	996	0.0008	-4543.95	15197	1.0956
9	1350	995	0.000761	3433.2	55410.89	0.10945
10	1350	995	0.000761	1262.21	46676.42	0.5572
11	1350	995	0.000761	-3685.65	27566.6	1.0547
12	1350	995	0.000761	-6311.04	19236.04	1.2139

j) *Solution*

Parameter kontrol solusi dapat dilakukan dengan perintah Solve → Controls → Solution. Dimana *Solution* pada penelitian ini akan menggunakan *standard* untuk *pressure*, *second order upwind* untuk *momentum*, *turbulence kinetic energy* dan *turbulence dissipation rate*. Menggunakan *second order upwind* karena persamaan yang digunakan dalam *second order upwind* lebih teliti sampai orde 2, sangat baik digunakan pada mesh tri/tet diman arah aliran tidak sejajar dengan mesh.

k) *Initialize*

Merupakan langkah perhitungan awal untuk memudahkan dalam mendapatkan hasil yang konvergen pada tahap iterasi. Pada penelitian ini *Initialize* dihitung dari *inlet*. Langkah ini dilakukan dengan cara klik Solve → Initialize → initialize → Compute From → Inlet → init → apply → close.

l) *Monitor Residual*

Merupakan tahapan untuk penyelesaian masalah, berupa proses iterasi sampai mencapai harga kriteria konvergensi yang diinginkan. Yang dimaksud kriteria konvergensi adalah kesalahan/perbedaan antara tebakan awal dan hasil akhir dari iterasi yang dilakukan oleh FLUENT pada masing-masing persamaan yang digunakan. Untuk kriteria konvergensi simulasi 2D ditetapkan sebesar 10^{-6} sedangkan untuk simulasi 3D ditetapkan 10^{-3} artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga di bawah 10^{-3} . Langkah ini dilakukan dengan cara klik Solve → Monitors → Residual → Convergence Criteria 10^{-6} → plot → OK.

m) *Iterate*

Merupakan langkah kelanjutan dari *monitor residual* yang merupakan langkah perhitungan. Pada tahap ini dilakukan iterasi sampai *convergence criterion* sebesar 10^{-6} . Langkah ini dilakukan dengan cara klik Solve → Iterate.

Kriteria-kriteria pada tahap processing dirangkum pada tabel 3.3 berikut ini :

Tabel 3.3 Kriteria yang dipilih pada tahap Processing

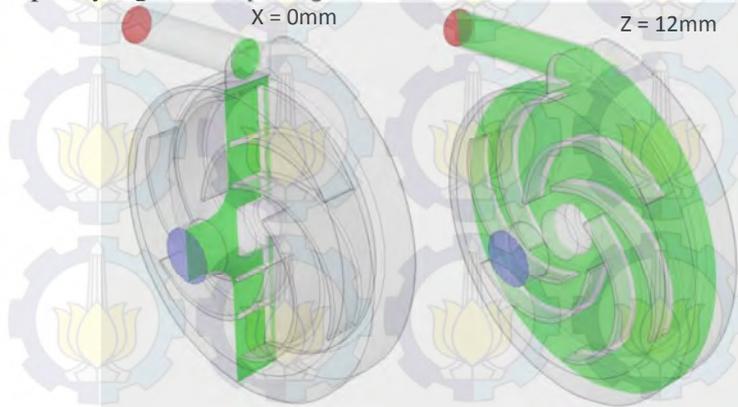
Solver	Pressure Based
Time	Steady
Formulation	Implicit
Velocity	Absolute

Formulation	
Gradient Option	Green-Gauss Cell Based
Porous Formulation	Super Ficial Velocity
Viscous Model	k-epsilon standard
Material	Water-liquid
Solution Pressure	Second Order Upwind
Solution Momentum	Second Order Upwind
Solution Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Solution Dissipation Rate	Second Order Upwind
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLEC
Initialize	Outlet
Residual	10^{-6} (simulasi 2D) 10^{-3} (simulasi 3D)

3.1.4 Tahap *Post-processing*

Tahap *Post-processing* merupakan tahap yang bertujuan untuk menampilkan hasil yang telah diperoleh dari simulasi CFD yang selanjutnya akan dilakukan analisa dan divalidasi terhadap hasil eksperimen. Hasil simulasi tersebut divisualisasikan melalui tampilan plot kontur (tekanan, kecepatan), plot *velocity vector*, dan *velocity pathline* dengan memvariasikan putaran dan debit pada pompa. sebelum melakukan plot kontur, dan vector terlebih dahulu dilakukan proses pembuatan irisan grid dengan memilih menu Surface, Iso surface. Pembuatan irisan grid ini dilakukan dua kali terhadap sumbu X dan Z. Langkahnya yaitu dengan memilih koordinat X sebagai obyek yang akan di iris, kemudian isi nilai 0 mm pada Iso values yang artinya melakukan irisan pada $X = 0$ mm. Setelah itu untuk melakukan irisan terhadap sumbu Z

dengan cara memilih koordinat Z sebagai obyek yang akan di iris, kemudian isi nilai 12 mm pada Iso values yang artinya melakukan irisan pada $Z = 12\text{mm}$. Setelah itu pilih Create untuk menyimpan hasil irisan. Irisan grid pada $X = 0\text{ mm}$ (pusat sumbu impeller) dan $Z = 12\text{ mm}$ (bidang midspan dari sudu impeller) tersebut seperti yang terlihat pada gambar 3.6 berikut ini.



Gambar 3.6 Potongan pada $X = 0\text{ mm}$ dan $Z = 12\text{ mm}$

Dari hasil simulasi itu juga dapat dihitung harga head, daya hidrolis, dan efisiensi pompanya dengan menggunakan persamaan-persamaan yang ada pada bab (2) seperti ditunjukkan pada tabel 3.4 berikut.

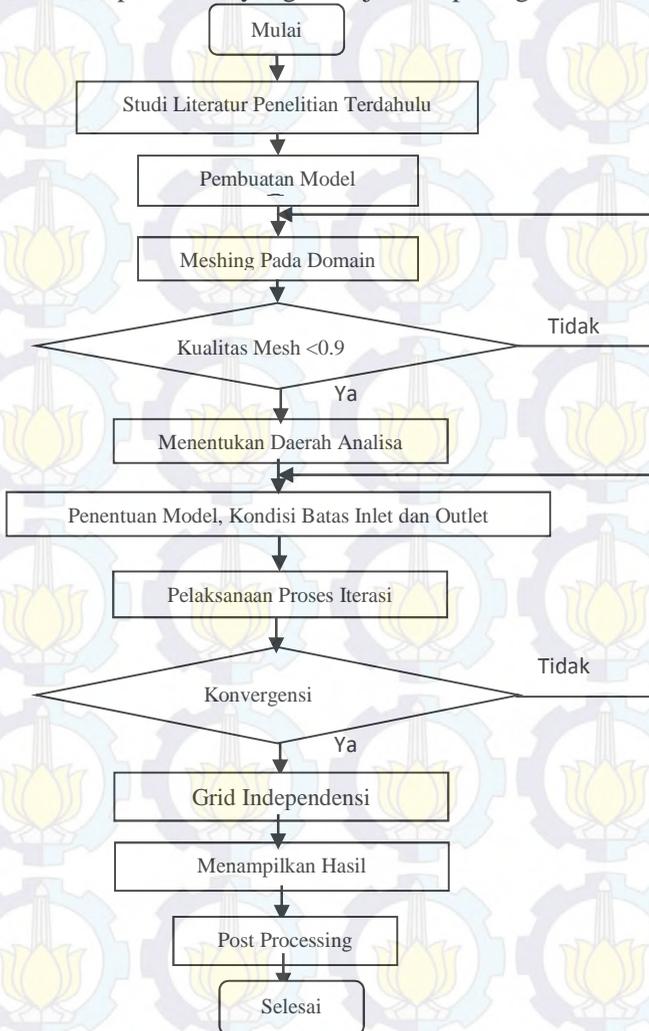
Tabel 3.4 Persamaan-persamaan yang digunakan untuk perhitungan

Head pompa	$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + \Delta z$
Kapasitas pompa	$Q = V \cdot A$
Daya hidrolis	$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$

Dimana harga tekanan dan kecepatannya diambil dari hasil simulasi, sedangkan harga perbedaan ketinggian, luas penampang, dan massa jenis, diambil dari hasil eksperimen. Dari hasil perhitungan tersebut akan plot menjadi sebuah kurva karakteristik kerja pompa hasil simulasi.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Berikut adalah langkah-langkah proses pengerjaan yang dilakukan dalam penelitian yang ditunjukkan pada gambar 3.7 :



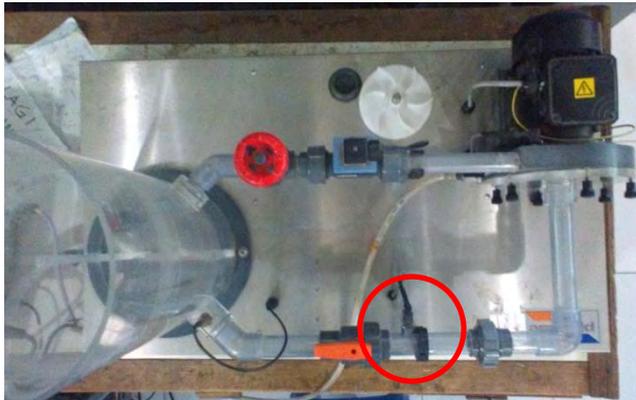
Gambar 3.7 diagram Alir Penelitian

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Input Data Simulasi

Sebelum melakukan simulasi fluent menggunakan data eksperimen Wicaksono^[1], terlebih dahulu dilakukan penyesuaian data eksperimen tersebut yaitu dengan menjumlahkan hasil eksperimen Wicaksono^[1] dengan head loss pada daerah inlet pompa.



Gambar 4.1 Letak pressure sensor bagian suction pada instalasi pompa ArmField

Hal ini perlu dilakukan karena letak pressure sensor pada bagian inlet ternyata berada jauh dari pompa seperti yang terlihat pada gambar 4.1, sedangkan pada model simulasi, bagian inlet digambarkan dengan jarak yang dekat dengan pompa

Berikut ini adalah contoh perhitungan untuk memperoleh harga tekanan inlet yang sesuai dengan model simulasi. Data-data

yang diketahui dari eksperimen Wicaksono^[1] adalah sebagai berikut.

$$\rho = 996 \frac{kg}{m^3}$$

$$V_{inlet} = 0,26539 \frac{m}{s}$$

$$D_{inlet} = 0,024 m$$

$$L_{inlet} = 0,449 m$$

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$k_{elbow} = 0,69$$

$$P_{outlet} = 34836,9 Pa$$

$$Head_{velocity} = 0,014 m$$

$$Head_{elevation} = 0,075 m$$

$$Head_{total pompa} = 3,32 m$$

$$Q = 0,00012 \frac{m^3}{s}$$

$$Daya mekanis = 74.6 Watt$$

Harga viskositas dinamik (μ) diperoleh dari table A.8 Properties of water pada buku Introdustion to Fluid Mechanics pada harga $\rho = 996 kg/m^3$:

$$\mu = 0,0008 \frac{Ns}{m^2}$$

$$Re = \frac{\rho V_{inlet} D_{inlet}}{\mu}$$

$$Re = \frac{996 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,26539 \frac{m}{s} \cdot 0,024 m}{0,0008 \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re = 7929,85$$

e (roughness) dari table 8.1 Roughness for Pipes of Common Engineering Materials buku Introduction to Fluid Mechanics pada drawn tubing :

$$e = 0,0015mm = 0.0000015m$$

Karena harga $Re > 2300$ maka harga f (friction factor) dapat dicari dengan persamaan Haaland berikut ini

$$\frac{1}{\sqrt{f_{inlet}}} = -1.8 \log \left(\left(\frac{e/D_{inlet}}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6.9}{Re} \right)$$

$$f_{inlet} = \left(\frac{1}{-1.8 \log \left(\left(\frac{e/D_{inlet}}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6.9}{Re} \right)} \right)^2$$

$$f_{inlet} = \left(\frac{1}{-1.8 \log \left(\left(\frac{0.0000015m/0,024 m}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6.9}{7929,85} \right)} \right)^2$$

$$f_{inlet} = 0.033007$$

Selanjutnya menghitung $H_{loss \text{ mayor inlet}}$ dengan persamaan :

$$H_{loss \text{ mayor inlet}} = f_{inlet} \cdot \frac{L_{inlet}}{D_{inlet}} \cdot \frac{V_{inlet}^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{loss \text{ mayor inlet}} = 0.033007 \cdot \frac{0,449 m}{0,024 m} \cdot \frac{\left(0,26539 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$H_{loss \text{ mayor inlet}} = 0,002216m$$

Selanjutnya menghitung $H_{loss\ minor\ inlet}$ dengan persamaan :

$$H_{loss\ minor\ inlet} = k_{elbow} \cdot \frac{v_{inlet}^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{loss\ minor\ inlet} = 0,69 \cdot \frac{\left(0,26539 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$H_{loss\ minor\ inlet} = 0,002477m$$

Selanjutnya menghitung $H_{loss\ total\ inlet}$ dengan persamaan :

$$H_{loss\ total\ inlet} = H_{loss\ mayor\ inlet} + H_{loss\ minor\ inlet}$$

$$H_{loss\ total\ inlet} = 0,002216m + 0,002477m$$

$$H_{loss\ total\ inlet} = 0,004693m$$

Selanjutnya menghitung $Head'_{total\ pompa}$ dengan persamaan :

$$Head'_{total\ pompa} = Head_{total\ pompa} + H_{loss\ total\ inlet}$$

$$Head'_{total\ pompa} = 3,32\ m + 0,004693m$$

$$Head'_{total\ pompa} = 3,33\ m$$

Selanjutnya menghitung P_{inlet} dengan persamaan :

$$P_{inlet} = P_{outlet} - \left((Head'_{total\ pompa} - Head_{velocity} - Head_{elevation}) \cdot \rho \cdot g \right)$$

$$P_{inlet} = 34836,914\ Pa - \left((3,33\ m - 0,01436\ m - 0,075\ m) \cdot 996 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$P_{inlet} = 3169,9\ Pa$$

Setelah dilakukan perhitungan ulang dengan menjumlahkan hasil eksperimen dengan head loss pipa pada saluran inlet. Maka diperoleh hasil tekanan inlet yang sesuai dengan model simulasi FLUENT. tekanan tersebut adalah tekanan statis, sedangkan pada software FLUENT data tekanan inputnya harus dalam tekanan total. Maka tekanan statis hasil eksperimen tersebut harus dijumlahkan dengan tekanan dinamis terlebih dahulu agar menjadi tekanan total. Berikut adalah contoh perhitungan untuk memperoleh tekanan total.

$$P_{inlet\ total} = P_{inlet\ statis} + P_{inlet\ dinamis}$$

$$P_{inlet\ total} = P_{inlet\ statis} + \frac{\rho \cdot V_{inlet}^2}{2}$$

$$P_{inlet\ total} = 3169,87\ Pa + \frac{996 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,26539 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$P_{inlet\ total} = 3204,942\ Pa$$

Selanjutnya menghitung $P_{outlet\ total}$ dengan persamaan :

$$P_{outlet\ total} = P_{outlet\ statis} + P_{outlet\ dinamis}$$

$$P_{outlet\ total} = P_{outlet\ statis} + \frac{\rho \cdot V_{outlet}^2}{2}$$

$$P_{outlet\ total} = 34836,87\ Pa + \frac{996 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,59713 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$P_{outlet\ total} = 35014,47\ Pa$$

Perhitungan tekanan total pada bagian inlet dan outlet dilakukan sebanyak dua belas kali yaitu tiap variasi putaran dan debit pompa. Berikut adalah tabel 4.1 yang berisi data hasil perhitungan tekanan total tersebut, yang mana data-data tersebut akan dijadikan inisial kondisi saat melakukan simulasi pada *software* FLUENT.

Tabel 4.1 Data hasil eksperimen yang disimulasikan

No	n (rpm)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/ms)	P inlet total (Pa)	P outlet total (Pa)	\dot{m} (kg/s)
1	1050	996	0.0008	3204.942	35014.47	0.11952
2	1050	996	0.0008	1627.722	32062.194	0.51792
3	1050	996	0.0008	-1988.889	25810.963	0.91632
4	1050	996	0.0008	-3146.504	24552.75	0.96612
5	1200	996	0.0008	3213.011	44201.38	0.08964
6	1200	996	0.0008	1532.584	40225.01	0.53784
7	1200	995	0.000761	-3721.45	31951.76	1.0149
8	1200	996	0.0008	-4709.46	30117.94	1.0956
9	1350	995	0.000761	3388.117	55559.95	0.10945
10	1350	995	0.000761	1182.384	50539.63	0.5572
11	1350	995	0.000761	-3833.31	41408.17	1.0547
12	1350	995	0.000761	-6473.78	37571.57	1.2139

4.2 Grid Independency

Untuk menunjukkan bahwa hasil komputasi tidak terpengaruh oleh kerapatan *grid*, maka dilakukan *grid independency* dengan menggunakan lima meshing yang berbeda dengan kerapatan semakin bertambah dari 1 hingga 5. *Error* dari setiap meshing dihitung menggunakan data validasi dari eksperimen Wicaksono^[1]. Tabel 4.2 menunjukkan hasil dari *grid independency* yang telah dilakukan dengan lima meshing yang berbeda.

Tabel 4.2 Analisa *grid independency* 2D

No	Jumlah cell	kualitas		y+	y*	Konvergen	Error pressure inlet (%)
		Equisize skew	Aspect ratio				
1	42338	0.54	2,34	213.7	454.5	konvergen	12.23
2	84074	0.67	2.39	148.8	314.8	konvergen	12.07
3	117395	0.55	2.87	134.5	282.6	konvergen	12.06
4	389889	0.56	2.34	74.6	144.9	tidak	-
5	472736	0.56	2.37	65.4	124.9	tidak	-

Dari tabel 4.2 tersebut dapat dilihat bahwa meshing nomer 4 hasilnya tidak konvergen namun hasil iterasinya memiliki trendline yang steady pada 10^{-4} yang berarti sebenarnya iterasi konvergen tetapi pada level keakuratan yang kurang baik yaitu errornya diatas 10^{-6} . Sedangkan hasil iterasi nomer 5 memiliki trendline yang fluktuatif pada level keakuratan diatas 10^{-6} juga sehingga tidak dapat konvergen. Maka meshing yang akan digunakan untuk simulasi 2D adalah meshing nomer 3, karena pada jumlah mesh 117395 hasilnya konvergen dengan error actual yang rendah yaitu sebesar 12.06.

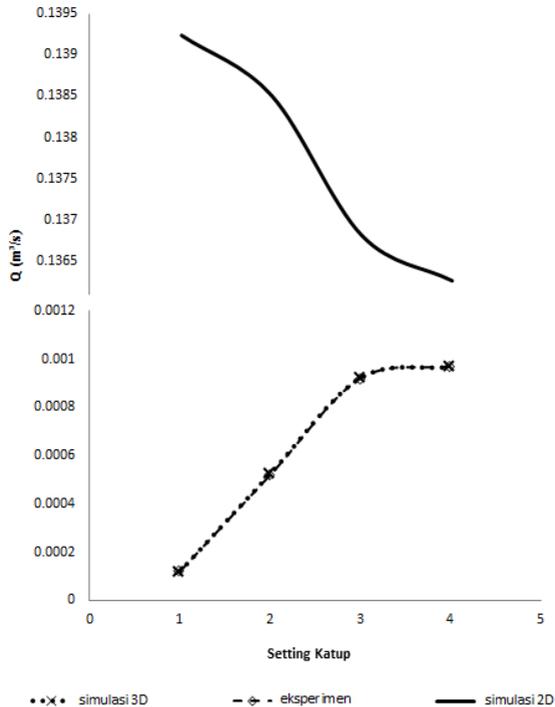
Tabel 4.3 Analisa *grid independency* 3D

No	Jumlah cell	kualitas		y+	y*	Konvergen	Error pressure inlet (%)
		Equisize skew	Aspect ratio				
1	367388	0.94	5.9	370.7	797.6	konvergen	0.03
2	728900	0.84	3.59	283.5	556.8	konvergen	0.006
3	1145235	0.85	4.94	324.2	640.2	tidak	-
4	2699926	0.84	3.49	238.0	512.1	tidak	-
5	3865925	0.84	3.56	216.5	390.8	tidak	-

Dari tabel 4.3 tersebut dapat dilihat bahwa meshing pada nomer 3 hasilnya tidak konvergen namun hasil iterasi memiliki trendline yang steady pada 10^{-2} yang berarti iterasi sebenarnya konvergen tetapi pada level keakuratan yang kurang baik yaitu errornya diatas 10^{-3} . Sedangkan hasil iterasi nomer 4 dan 5 memiliki trendline yang fluktuatif pada level keakuratan diatas 10^{-3} juga, sehingga tidak dapat konvergen. Jadi meshing yang akan digunakan untuk simulasi 3D adalah meshing nomer 2, karena pada jumlah mesh 728900 hasilnya konvergen dengan error actual yang rendah yaitu 0,006 dan hasilnya representatif. Dari table 4.2 dan 4.3 menyatakan bahwa grid independency belum dicapai, tetapi karena keterbatasan model simulasi maka jumlah mesh dengan error terkecil yang akan digunakan simulasi.

4.3 Perbandingan Simulasi 2D dan 3D

Dari data-data hasil eksperimen pada tabel 4.1 dilakukan simulasi secara 2D dan simulasi secara 3D menggunakan software FLUENT. Hasil simulasi dapat berupa data kualitatif maupun data kuantitatif. Berikut ini adalah hasil simulasi yang berupa data kuantitatif, yaitu grafik perbandingan harga debit antara simulasi 2D, 3D dibandingkan dengan eksperimen Wicaksono^[1] pada putaran 1050 rpm.



Gambar 4.2 Grafik perbandingan debit simulasi 2D, 3D dan eksperimen pada putaran 1050 rpm

Dari gambar 4.2 tersebut grafik debit hasil simulasi 2D menggunakan axis kedua, sedangkan grafik debit hasil simulasi 3D dan hasil eksperimen menggunakan axis pertama. Sehingga terlihat jelas perbedaan antara hasil simulasi 2D dengan hasil simulasi 3D. Grafik debit hasil simulasi 3D sangat berhimpit dengan grafik debit hasil eksperimen.

Sedangkan grafik debit hasil simulasi 2D sangat berbeda dengan grafik debit hasil eksperimen. Perbedaan tersebut terlihat pada range harga besarnya debit yang mana hasil eksperimen

memiliki range harga debit antara $0.0002 \text{ m}^3/\text{s}$ hingga $0.0012 \text{ m}^3/\text{s}$, sedangkan hasil simulasi 2D memiliki range harga debit antara $0.136 \text{ m}^3/\text{s}$ hingga $0.139 \text{ m}^3/\text{s}$. Selain itu perbedaan juga ditunjukkan pada trendline-nya. Pada hasil eksperimen memiliki trendline debit semakin naik, sedangkan pada hasil simulasi 2D memiliki trendline semakin turun.

Perbedaan harga debit yang terjadi antara hasil simulasi 2D dengan hasil eksperimen ini dikarenakan oleh penentuan boundary condition pada bagian inlet, untuk simulasi secara 2D fluida masuk ke bagian suction secara radial padahal actualnya pada eksperimen fluida masuk ke saluran suction secara axial. Hal tersebut yang menyebabkan untuk kasus pompa sentrifugal tidak bisa disimulasikan secara 2D.

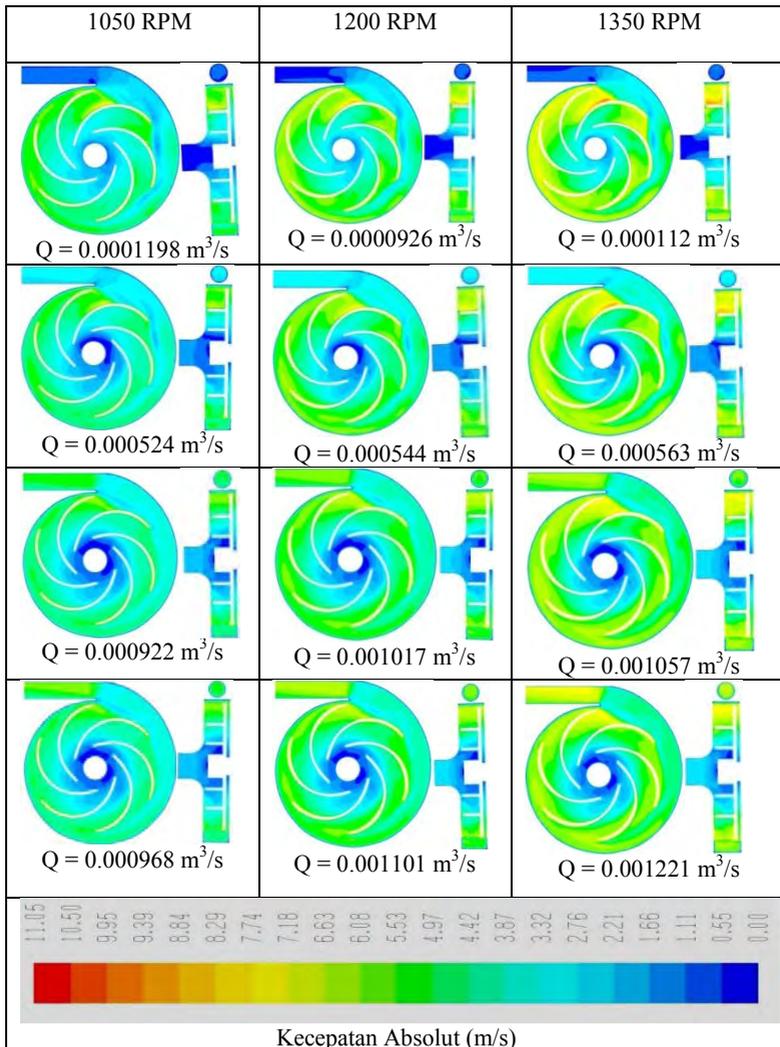
Selain itu juga dikarenakan pergerakan partikel-partikel fluida bergerak secara tiga dimensi, tidak hanya terhadap sumbu x dan y saja namun juga terhadap sumbu z. hal inilah yang juga menjadi penyebab perbedaan hasil simulasi 2D dengan hasil eksperimen. Hal tersebut akan dijelaskan lebih detail pada sub bab berikutnya pada pembahasan pathlines. Jadi untuk kasus simulasi pompa sentrifugal pada software FLUENT ini kurang tepat jika dilakukan simulasi secara 2 dimensi.

4.4 Analisis Simulasi 3D

4.4.1 Analisis Kecepatan Absolut Simulasi 3D

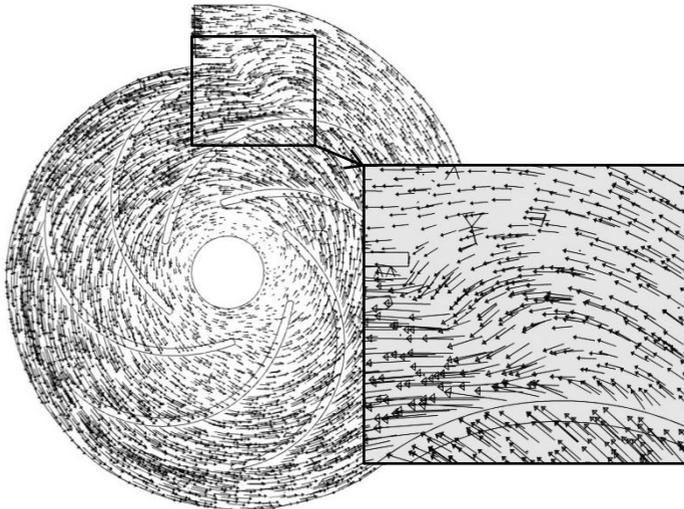
Berikut adalah hasil simulasi dalam bentuk kontur kecepatan absolut pada tiap variasi putaran pompa dan variasi debit pompa.

Tabel 4.4 Kontur Kecepatan Absolut Simulasi Secara 3D



Dari tabel 4.4 tersebut terlihat bahwa kecepatan pada sisi inlet dan pada sisi outlet semakin besar seiring dengan naiknya harga debit pompa. Jika putaran pompa bertambah maka kecepatan pada sisi outlet akan semakin bertambah pula. Hal tersebut ditunjukkan oleh perubahan warna kontur yang ada pada table 4.4 tersebut. Dari table 4.4 tersebut juga dapat diamati bahwa kecepatan minimum terjadi pada bagian suction impeller sedangkan untuk kecepatan maksimum terjadi pada daerah dekat discharge impeller, hal ini dikarenakan pada daerah discharge impeller merupakan titik fluida akan mengalami perubahan energi, dari energi kinetik yang berupa kecepatan berubah menjadi tekanan ketika mengikuti bentuk volute chamber.

Arah dari kecepatan absolut dapat digambarkan dengan cara mengplot vector kecepatan absolutnya. Berikut ini adalah hasil plotting vector kecepatan absolut pada variasi putaran 1350 rpm dan debit debit $0.000563 \text{ m}^3/\text{s}$

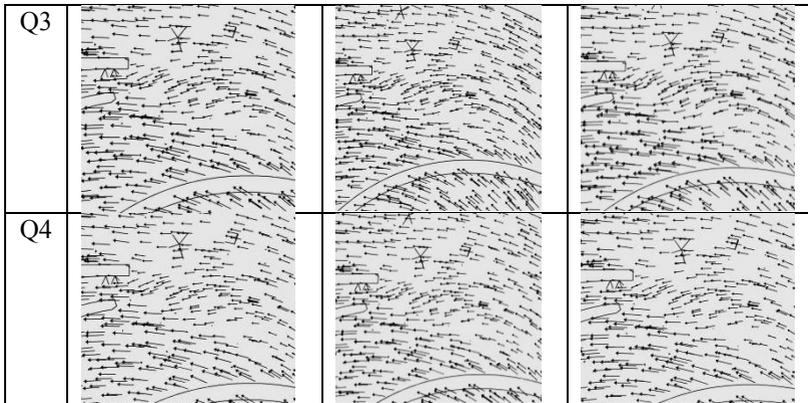


Gambar 4.3 Vektor kecepatan absolut pada putaran 1350 rpm dan debit $0.000563 \text{ m}^3/\text{s}$

Dari gambar 4.3 tersebut terlihat bahwa arah kecepatan absolut mengikuti arah putaran impeller yaitu berlawanan jarum jam. Kemudian arah pergerakan fluida mengikuti kontur volute chamber, hingga fluida keluar dari bagian discharge. Pada gambar perbesaran 4.3 tersebut terlihat adanya pergerakan fluida yang arahnya kembali masuk ke volute chamber. Hal tersebut di akibatkan adanya *clearance* antara bagian discharge impeller dengan volute chamber dan juga dikarenakan oleh bentuk volute chamber yang tidak umum. Pada discharge volute chamber terjadi perubahan geometri secara tiba-tiba, dari rectangular menjadi silinder. Hal tersebut selain mengakibatkan *backflow* juga mengakibatkan *shock losses*. Untuk mengetahui pengaruh variasi putaran dan debit pompa terhadap *backflow* tersebut maka perlu dilakukan pengeplotan vektor kecepatan absolut pada tiap variasi putaran dan debit pompa. Berikut ini adalah tabel yang mempresentasikan vektor pada sisi terjadinya *backflow*.

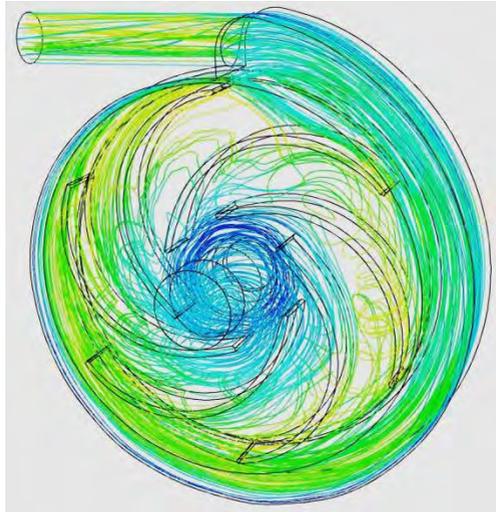
Tabel 4.5 Vektor kecepatan absolut simulasi 3D tiap variasi putaran dan debit pompa

	1050 rpm	1200 rpm	1350 rpm
Q1			
Q2			



Dari tabel 4.5 dapat diamati bahwa intensitas terjadinya *backflow* pada debit yang rendah lebih besar dari pada debit yang tinggi. Sebagai contoh pada kondisi putaran 1050 pada Q1 intensitas partikel fluida yang mengalami *backflow* lebih banyak dibandingkan pada Q4. Hal tersebut dikarenakan pada debit yang rendah maka kecepatan keliling fluida tersebut rendah, pada saat kecepatan keliling rendah maka pergerakan partikel-partikel fluida akan lebih lambat dan cenderung mengikuti bentuk kontur volute chamber yang mengakibatkan banyaknya partikel fluida yang melewati clearance antara impeller dengan volute chamber tersebut. Phenomena terjadinya *backflow* ini dapat mengakibatkan kerugian-kerugian hidrolis pada suatu pompa sentrifugal.

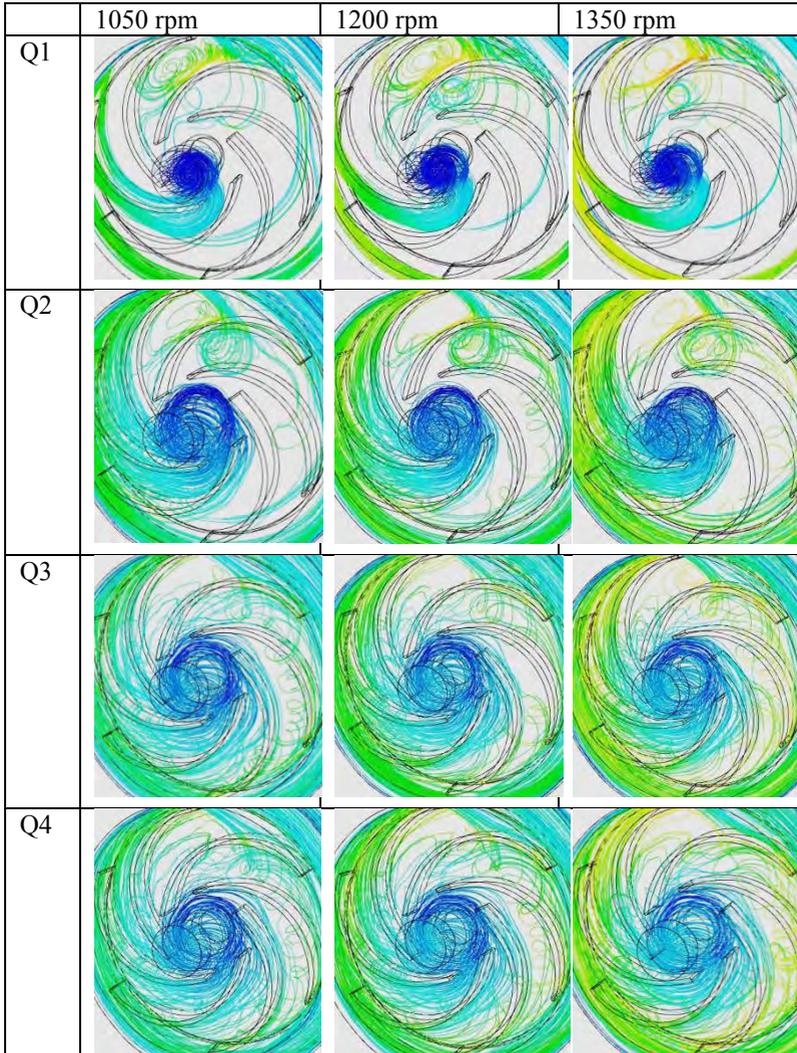
Phenomena lain yang terjadi pada pompa sentrifugal adalah fenomena olakan-olakan yang diakibatkan akibat leakage yang melalui clearance antara impeller dengan dinding casing. Untuk mendapatkan informasi terjadinya olakan-olakan tersebut dapat dengan cara mengplot pathlines pada menu display yang terdapat di software FLUENT. Berikut ini adalah pathlines pada kondisi putaran 1350 rpm dan debit $0.001221 \text{ m}^3/\text{s}$.



Gambar 4.4 Pathlines kecepatan absolut pada putaran 1350 rpm dan debit $0.001221 \text{ m}^3/\text{s}$

Dari gambar 4.4 tersebut dapat diamati bahwa mula-mula partikel fluida masuk melalui suction pompa bergerak linier, kemudian karena putaran impeller yang tinggi mengakibatkan partikel fluida tersebut bergerak melingkar dan berputar. Setelah itu partikel fluida tersebut memasuki ruang di sela-sela sudu impeller, disanalah terjadi olakan-olakan tersebut. Setelah melewati discharge impeller partikel-partikel fluida tersebut bergerak mengikuti kontur volute chamber kemudian keluar menuju discharge pompa.

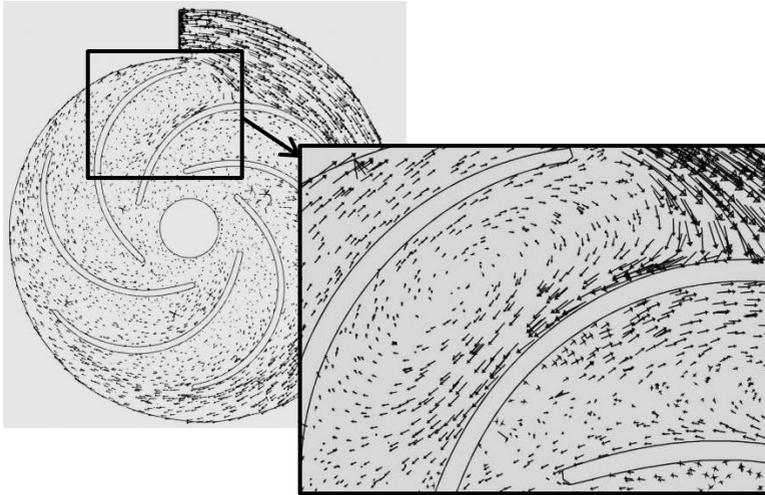
Phenomena olakan-olakan aliran fluida yang terjadi diantara sudu-sudu impeller ini sangat menarik untuk di amati lebih lanjut, sehingga pengeplotan pathlines untuk tiap variasi putaran dan debit pompa sangat diperlukan, agar dapat diketahui pengaruh bertambahnya putaran dan debit pompa terhadap olakan-olakan yang terjadi. Berikut ini adalah hasil pengeplotan pathlines pada tiap variasi putaran dan debit pompa.

Tabel 4.6 Pathlines kecepatan absolut Simulasi Secara 3D

Dari tabel 4.6 tersebut terlihat bahwa terjadinya olakan-olakan aliran fluida pada impeller dipengaruhi oleh kenaikan putaran dan debit pompa. Pada saat debit pompa bertambah maka olakan-olakan aliran fluida yang terjadi diantara sudu-sudu akan semakin banyak, namun pola olakannya mengecil. Hal tersebut dapat diamati pada tabel 4.6. Pada kondisi putaran pompa 1050rpm dengan Q1 terlihat jelas bahwa intensitas aliran fluida yang mengalami olakan hanyalah sedikit, namun dengan pola olakan yang besar. Sedangkan pada debit Q4 intensitas fluida yang mengalami olakan lebih banyak, namun dengan pola olakan yang kecil-kecil. Phenomena terjadinya olakan-olakan pada aliran fluida ini menyebabkan kerugian hidrolis sehingga akan mempengaruhi besarnya head yang dihasilkan pompa. Pola olakan yang kecil tersebut erat kaitannya dengan terjadinya turbulensi aliran.

4.4.2 Analisis Kecepatan Relatif Simulasi 3D

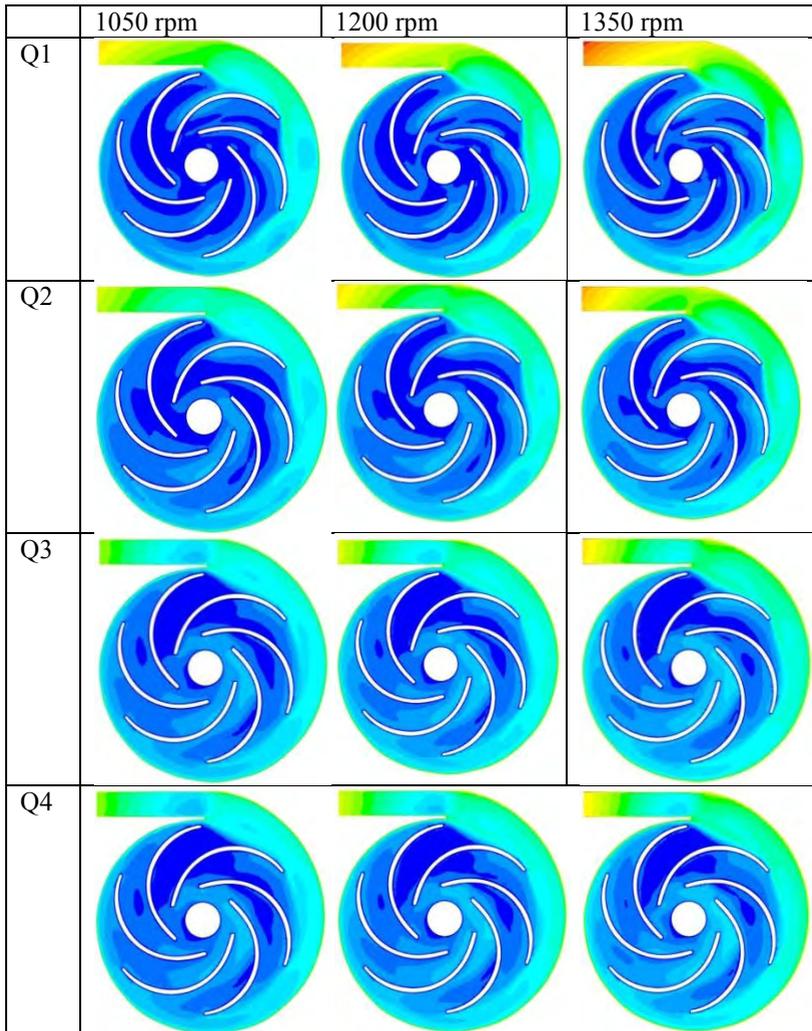
Kerugian arus pusar terjadi karena ada kawasan yang bertekanan tinggi berdekatan dengan kawasan yang bertekanan rendah dicela-cela sudu dan juga mengalir dengan sudut yang tajam pada saat memasuki dan keluar sudu impeller. Untuk mengetahui terjadinya arus pusar atau sirkulasi di antara sudu-sudu dapat dengan cara mengplot vector kecepatan relative dari suatu simulasi pompa. Berikut adalah vector kecepatan relative yang ditunjukkan pada gambar 4.6.



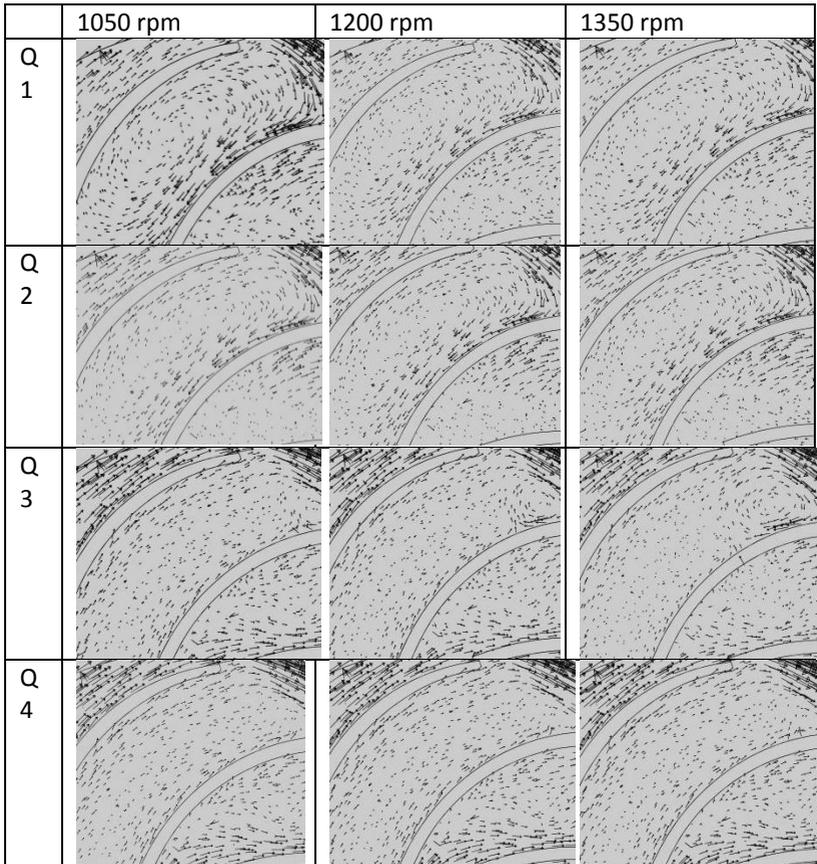
Gambar 4.5 Vektor kecepatan relative pada putaran 1050 rpm dan debit $Q = 0.0001198 \text{ m}^3/\text{s}$

Dari gambar 4.5 tersebut dapat diamati bahwa terjadi fenomena arus pusar atau sirkulasi partikel-partikel fluida di antara sudu-sudu impeller. fenomena ini menyebabkan kerugian hidrolis, yang pada akhirnya menurunkan harga head yang dihasilkan oleh pompa sentrifugal. Untuk mengetahui pengaruh pertambahan putaran dan debit pompa terhadap terjadinya fenomena sirkulasi ini dapat dengan mengplot kontur kecepatan relative tiap variasi putaran dan debit pompa seperti ditunjukkan oleh tabel 4.7 berikut ini.

Tabel 4.7 Kontur Kecepatan Relatif Tiap Variasi Putaran dan Debit Pompa



Tabel 4.8 Vektor Kecepatan Relatif Tiap Variasi Putaran dan Debit Pompa

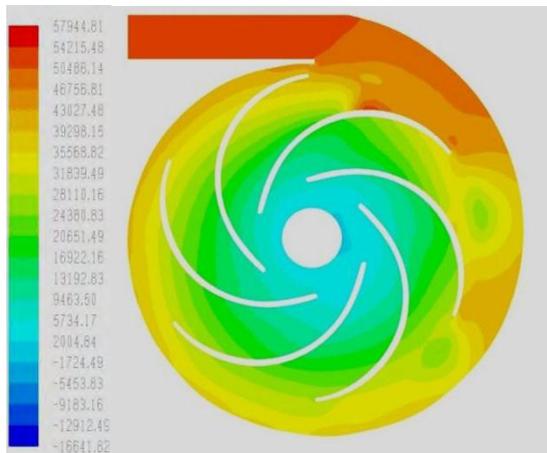


Dari tabel 4.7 dan tabel 4.8 tersebut dapat diamati bahwa dengan seiring bertambahnya debit pompa dari Q1 ke Q4 maka sirkulasi yang terjadi diantara sudu-sudu semakin berkurang, begitu juga dengan seiring bertambahnya putaran pompa maka sirkulasi yang terjadi diantara sudu-sudu pun semakin berkurang.

Hal ini dikarenakan pada putaran dan debit yang rendah, partikel-partikel fluida akan bergerak lebih lambat yang mengakibatkan pergerakan partikel-partikel fluida tersebut cenderung mengikuti kontur sudu sehingga mengakibatkan terjadinya sirkulasi tersebut. Phenomena ini sesuai dengan tabel 2.3 pada bab (2), dimana besarnya factor sirkulasi dipengaruhi oleh besarnya putaran. Semakin kecil putaran spesifik maka semakin kecil persentase faktor sirkulasi yang mengakibatkan harga head aktual semakin mengecil.

4.4.3 Analisis Tekanan Statis Simulasi 3D

Untuk mengetahui distribusi tekanan statis yang terjadi didalam pompa sentrifugal maka perlu dilakukan plotting kontur tekanan statis. Berikut ini adalah plotting kontur tekanan statis pada putaran 1350 rpm dan debit $0.000112 \text{ m}^3/\text{s}$.

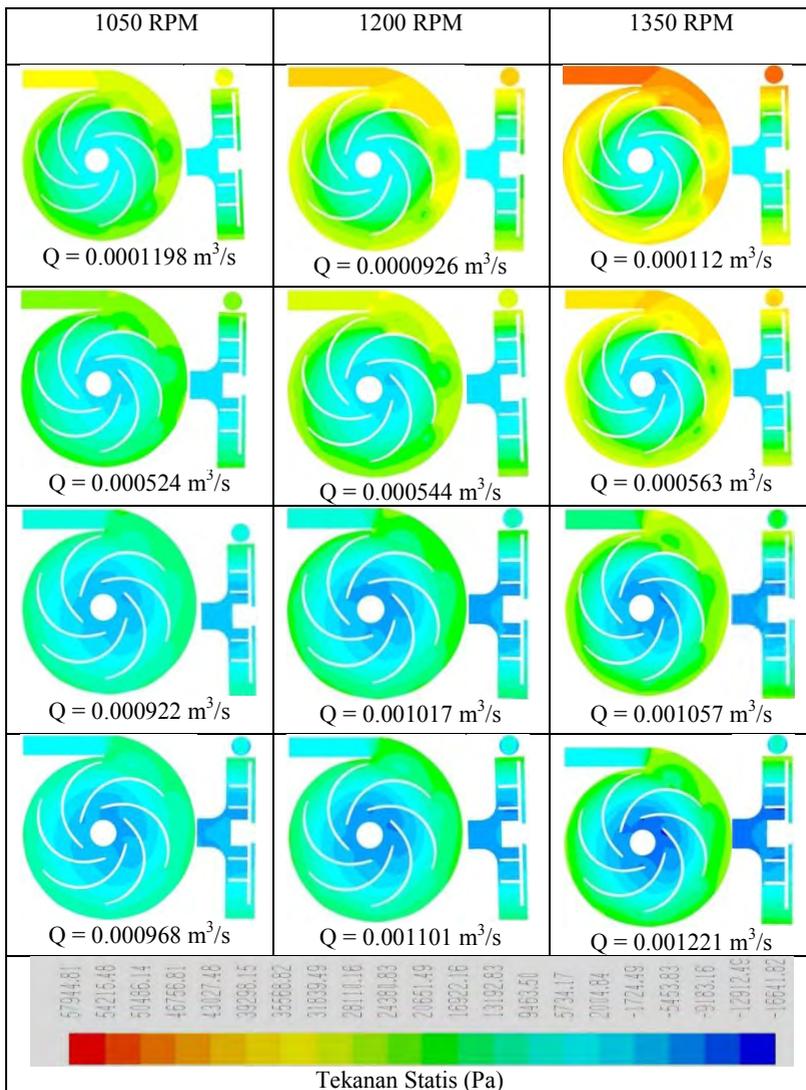


Gambar 4.6 Kontur tekanan statis (Pa) pada putaran 1350 rpm dan debit $0.000112 \text{ m}^3/\text{s}$

Dari gambar 4.6 tersebut dapat diamati bahwa tekanan statis dengan harga minimum terletak pada daerah suction dan tekanan statis dengan harga maksimum terletak pada daerah discharge, namun bila di amati lebih detail terdapat perubahan kontur tekanan statis pada saat fluida menuju discharge pompa. Hal tersebut disebabkan oleh phenomena backflow dan phenomena sirkulasi yang telah dijelaskan pada subbab sebelumnya.

Distribusi tekanan statis didalam pompa sentrifugal menarik untuk diamati lebih lanjut, dengan cara memvariasikan putaran dan debit pompa. Sehingga dapat diketahui pengaruh perubahan putaran dan debit pompa terhadap perubahan distribusi tekanan statisnya. Berikut ini adalah table plotting hasil simulasi 3D dalam bentuk kontur tekanan statis pada tiap variasi putaran dan debit pompa.

Tabel 4.9 Kontur Tekanan Statis Simulasi Secara 3D



Dari tabel 4.9 tersebut dapat diketahui bahwa adanya keterkaitan antara penambahan putaran dan debit pompa terhadap distribusi tekanan statis yang terjadi. terlihat bahwa harga tekanan statis pada sisi inlet dan pada sisi outlet semakin kecil seiring dengan naiknya harga debit pompa. dan jika putaran pompa bertambah maka harga tekanan statis pada sisi outlet akan semakin bertambah pula, namun untuk harga tekanan statis pada sisi inlet akan semakin turun. Hal tersebut ditunjukkan oleh perubahan warna kontur yang ada pada table 4.7 tersebut. Tekanan statis minimum berada pada kondisi putaran 1350 rpm dengan debit $0,001221 \text{ m}^3/\text{s}$, sedangkan untuk tekanan statis maksimum berada pada kondisi putaran 1350 rpm dengan debit $0,000112 \text{ m}^3/\text{s}$. Hal tersebut dikarenakan pada saat putaran pompa naik maka kecepatan fluida pun naik, ketika kecepatan naik maka tekanannya akan turun, dan sebaliknya apabila putaran pompa turun maka kecepatan fluida pun turun, sehingga mengakibatkan tekanan pompa naik.

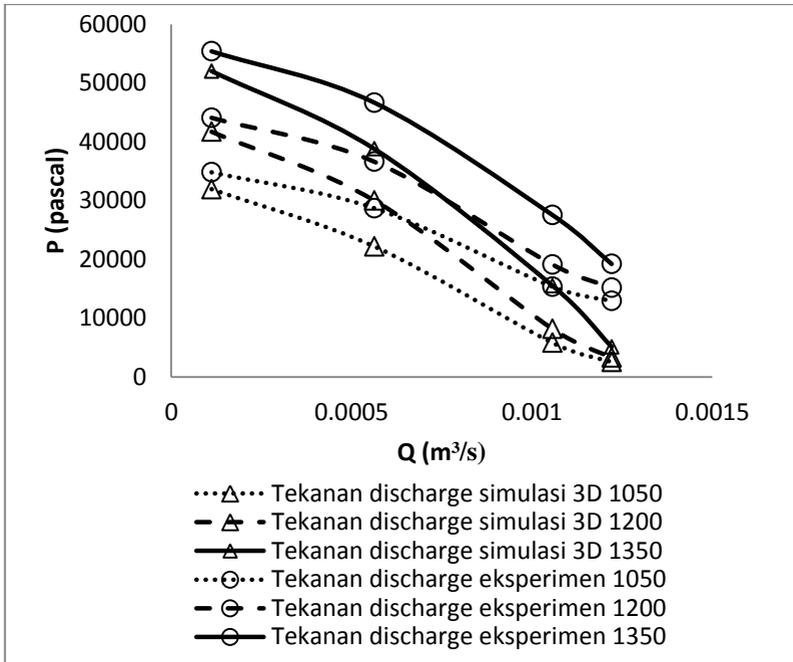
4.4.4 Analisis Hasil Kuantitatif

Selain hasil yang berupa kualitatif berupa kontur, vector, dan pathlines. Simulasi FLUENT juga dapat menghasilkan data kuantitatif yaitu harga yang berupa angka. Berikut ini adalah tabel 4.10 yang berisi hasil simulasi fluent secara 3D dalam bentuk debit, massflowrate, tekanan statis rata-rata, dan kecepatan rata-rata pada bagian inlet dan outlet.

Table 4.10 Data kuantitatif hasil simulasi 3D

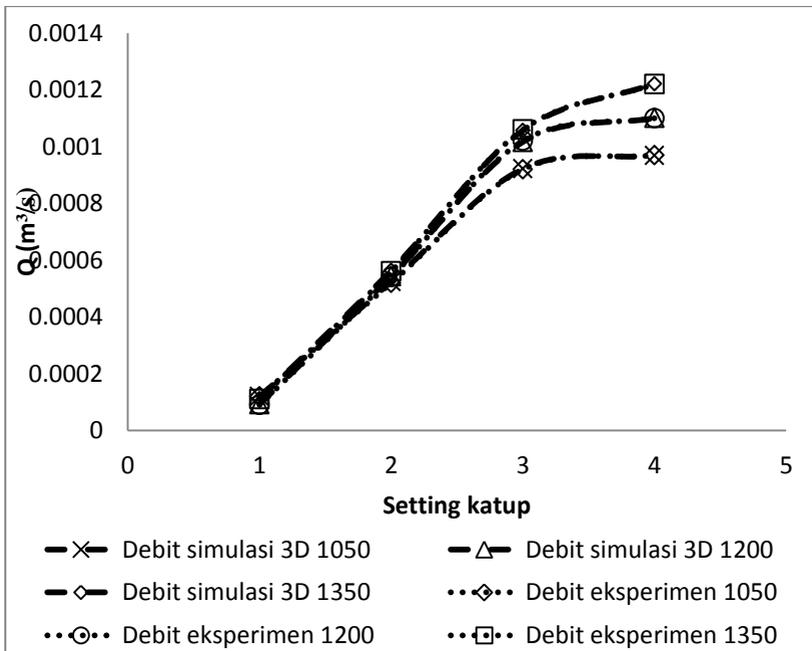
No	Rpm	Pin average (Pa)	Pout average (Pa)	$Q \times 10^3$ (m ³ /s)	\dot{m} (kg/s)	Vin average (m/s)	Vout average (m/s)
1	1050	3165.296	31970.89	0.119	0.119	0.277	0.611
2	1050	953.2999	22212.15	0.524	0.522	1.162	2.665
3	1050	-4066.869	5825.708	0.922	0.918	2.042	4.676
4	1050	-5440.677	2570.65	0.968	0.964	2.145	4.910
5	1200	3185.279	41730.57	0.093	0.092	0.241	0.473
6	1200	807.3428	30030.36	0.544	0.541	1.204	2.762
7	1200	-6247.483	8201.854	1.016	1.011	2.253	5.154
8	1200	-7671.69	3313.447	1.101	1.096	2.438	5.578
9	1350	3347.033	52045.02	0.111	0.111	0.289	0.570
10	1350	403.8473	38813.23	0.563	0.560	1.248	2.860
11	1350	-6565.097	15550.71	1.057	1.052	2.344	5.360
12	1350	-10115.02	5152.726	1.221	1.215	2.705	6.1887

Selanjutnya harga tekanan statis tersebut dalam gage, tekanan statis tersebut dapat di plot menjadi grafik yang bisa dibandingkan dengan tekanan hasil eksperimen Wicaksono^[1]. Berikut ini adalah perbandingan grafik tekanan statis pada sisi discharge antara hasil simulasi 3D dengan hasil eksperimen Wicaksono^[1].



Gambar 4.7 Grafik Tekanan Discharge simulasi 3D dan eksperimen pada setiap putaran impeller

Dari gambar 4.7 tersebut dapat terlihat bahwa secara umum grafik tekanan statis hasil simulasi harganya dibawah grafik hasil eksperimen Wicaksono^[1]. Untuk trendline antara hasil simulasi 3D dengan hasil eksperimen Wicaksono^[1] cenderung sama, namun dengan bertambahnya debit pompa mengakibatkan perbedaan kurva hasil simulasi dengan hasil eksperimen semakin besar. Hal ini kemungkinan dikarenakan pada debit yang besar, simulasi memodelkan intensitas olakan aliran yang semakin banyak yang pada akhirnya mengakibatkan peningkatan error yang pada hasil simulasi 3D yang berupa tekanan statis tersebut.



Gambar 4.8 Grafik debit simulasi 3D dan eksperimen pada tiap variasi putaran pompa

Gambar 4.8 adalah grafik debit simulasi 3D dan eksperimen pada tiap variasi putaran pompa, grafik tersebut fungsi antara debit dan setting katup, yang dimaksud dari setting katup adalah pengaturan besarnya pembukaan gate valve pada saluran discharge pompa. Pada gambar 4.8 terlihat bahwa kenaikan debit dipengaruhi oleh kenaikan putaran impeller pompa. Semakin tinggi putaran impeller, maka debit yang dihasilkan oleh pompa semakin besar. Dari gambar 4.8 tersebut juga dapat di amati bahwa pada kurva debit hasil simulasi 3D tidak memiliki perbedaan dengan kurva hasil eksperimen. Hal ini berarti pada penelitian secara numerik tidak terjadi fenomena kebocoran pada volume fluida.

Setelah mendapatkan hasil simulasi berupa data kuantitatif pada tabel 4.8 , maka tahap selanjutnya adalah menghitung harga head simulasi, dan daya hidrolis simulasi, yang nantinya akan di bandingkan dengan hasil dari eksperimen. Berikut ini adalah contoh perhitungannya untuk data hasil simulasi 3D nomer 1 :

$$Head_{total pompa} = Head_{statis} + Head_{velocity} + Head_{elevasi}$$

$$Head_{total pompa} = \frac{P_{outlet} - P_{inlet}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{outlet}^2 - V_{inlet}^2}{2g} + z$$

$$Head_{total pompa} = \frac{31970,89 - 3165,296}{996,9,81} + \frac{0,611^2 - 0,277^2}{2,9,81} + 0,075$$

$$Head_{total pompa} = 3,038m$$

Selanjutnya menghitung $Daya_{hidrolis}$ dengan persamaan :

$$Daya_{hidrolis} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot Head_{total pompa}$$

$$Daya_{hidrolis} = 996,9,81 \cdot 0,119 \cdot 10^{-3} \cdot 3,038$$

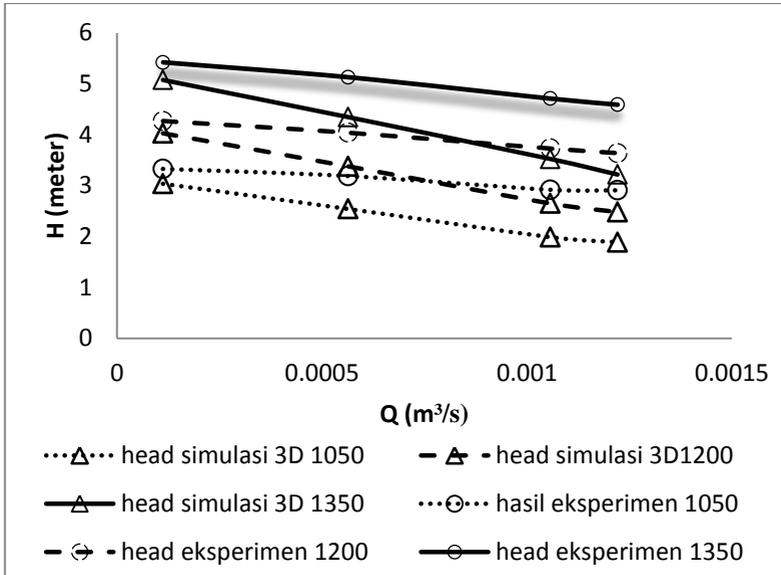
$$Daya_{hidrolis} = 3,556 Watt$$

Dan berikut ini adalah tabel 4.11 hasil perhitungan head dan daya hidrolis dari simulasi 3D dengan variasi putaran dan debit pompa.

Tabel 4.11 Hasil perhitungan simulasi 3D

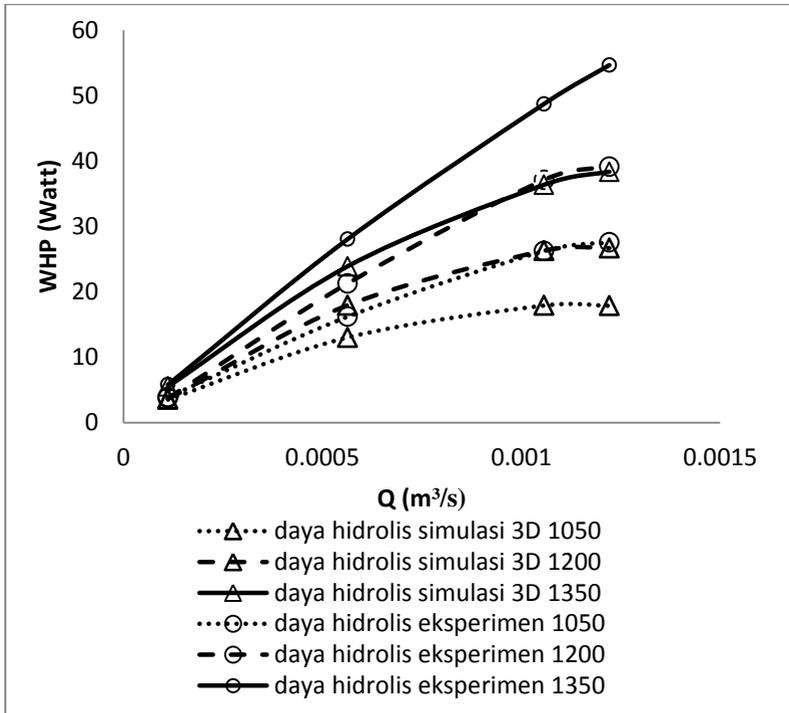
No	n (rpm)	Head total pompa (m)	Daya hidrolis (Watt)
1	1050	3.038	3.556
2	1050	2.544	13.035
3	1050	1.989	17.918
4	1050	1.889	17.874
5	1200	4.028	3.646
6	1200	3.381	17.958
7	1200	2.650	26.297
8	1200	2.482	26.697
9	1350	5.076	5.543
10	1350	4.347	23.908
11	1350	3.525	36.381
12	1350	3.218	38.366

Dari hasil perhitungan simulasi secara 3D tersebut dapat dibandingkan dengan hasil eksperimen Wicaksono^[1] dan selanjutnya dapat di analisa, berikut ini adalah perbandingannya yang di gambarkan melalui grafik Head, dan Daya Hidrolis.



Gambar 4.9 Grafik Head simulasi 3D dan eksperimen pada setiap putaran impeller

Pada gambar 4.9 tersebut terlihat bahwa terdapat perbedaan dari hasil simulasi 3D dengan hasil eksperimen, perbedaan tersebut adalah semua grafik hasil simulasi 3D harganya lebih rendah dibandingkan dengan harga head hasil eksperimen, akan tetapi perbedaan tersebut tidak terlalu jauh. Untuk error terbesar pada simulasi 3D ditunjukkan pada kondisi Q4 dengan putaran 1050 yaitu dengan error sebesar 35.08% , sedangkan error terkecil pada kondisi Q1 dengan putaran 1200 yaitu dengan error sebesar 5.66%.



Gambar 4.10 Grafik Daya hidrolis simulasi 2D dan eksperimen pada setiap putaran

Pada gambar 4.10 tersebut juga terlihat bahwa terjadi perbedaan dari hasil simulasi 3D dengan hasil eksperimen, perbedaan tersebut adalah semua grafik daya hidrolis hasil simulasi 3D harganya lebih rendah dibandingkan dengan harga daya hidrolis hasil eksperimen, akan tetapi perbedaan tersebut tidak terlalu jauh seperti hasil simulasi 2D. Dimana Error terbesar ditunjukkan pada kondisi Q4 dengan putaran 1050 yaitu dengan error sebesar 35.192%, sedangkan error terkecil pada kondisi Q1 dengan putaran 1200 yaitu dengan error sebesar 2.90%.

Sedikit terdapat perbedaan pada grafik head, dan daya hidrolis antara hasil simulasi 3D dengan hasil eksperimen tersebut terjadi karena beberapa faktor. Faktor pertama dikarenakan model disimulasikan secara steady sedangkan pada nyatanya yaitu pada eksperimen adalah kondisi unsteady, yang artinya property dari pada fluida berubah-ubah seiring berjalanya waktu. Faktor kedua adalah karena domain pemodelan simulasi yang kemungkinan memiliki sedikit perbedaan dengan geometri pompa sebenarnya. Faktor ketiga yang menyebabkan ketidak sesuaian antara hasil simulasi dengan eksperimen adalah karena bentuk meshing dan kerapatan meshing dari simulasi 3D yang kurang bagus. Ketiga faktor tersebut yang kemungkinan mengakibatkan harga head pompa dan daya pompa hasil simulasi 3D menjadi lebih kecil dari eksperimen.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan simulasi numerik pada pompa sentrifugal secara 2D dan 3D, kemudian dibandingkan dengan hasil eksperimen, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Hasil simulasi numerik secara 2D jauh berbeda dengan hasil eksperimen. Perbedaan tersebut dikarenakan oleh penentuan boundary condition pada bagian inlet, dan juga dikarenakan pergerakan partikel fluida didalam pompa ternyata bergerak secara 3D. Jadi untuk kasus pompa sentrifugal ini tidak bisa disimulasikan secara 2D.
2. Pada simulasi secara 3D, terjadi fenomena backflow dan sirkulasi yang besar intensitasnya dipengaruhi oleh besarnya debit pompa. Semakin rendah debit pompa maka intensitas aliran yang mengalami backflow dan sirkulasi semakin meningkat.
3. Pada simulasi secara 3D juga terjadi olakan-olakan akibat leakage yang melalui clearance antara impeller dengan dinding casing. Olakan-olakan tersebut semakin banyak ketika putaran impeller tinggi dengan debit yang besar.
4. Pada simulasi numerik secara 3D besarnya debit hasil simulasi sama dengan debit hasil eksperimen.
5. Tekanan statis, head dan daya hidrolis yang dihasilkan oleh simulasi numerik secara 3D lebih kecil dari hasil

hasil eksperimen. Hal ini kemungkinan dikarenakan oleh domain pemodelan simulasi, pemilihan boundary condition, bentuk meshing, dan kerapatan meshing.

5.2 Saran

Sebaiknya dilakukan penelitian lebih lanjut terhadap simulasi 2D agar dapat mengetahui lebih detail penyebab perbedaan hasil simulasi tersebut. Untuk simulasi secara 3D sebaiknya dilakukan grid independency lagi, karena grid independency pada penelitian ini belum tercapai.

LAMPIRAN

Data kuantitatif hasil simulasi 2D

No	n (Rpm)	Pin average (Pa)	Pout average (Pa)	Q (m ³ /s)	m (kg/s)	Vin average (m/s)	Vout average (m/s)
1	1050	-398.1213	-23017.66	0.1392	138.68	1.828	8.642
2	1050	-1944.822	-23885.04	0.1385	137.95	1.818	8.595
3	1050	-5491.142	-25875.51	0.1368	136.27	1.796	8.491
4	1050	-6626.159	-26513.05	0.1362	135.72	1.789	8.457
5	1200	-607.9124	-16632.79	0.1456	145.01	1.911	9.034
6	1200	-2255.851	-17563.46	0.1448	144.27	1.901	8.988
7	1200	-7406.452	-20495.99	0.1425	141.83	1.871	8.844
8	1200	-8376.424	-21023.21	0.1420	141.46	1.864	8.812
9	1350	-671.2479	-9407.821	0.1525	151.81	2.003	9.466
10	1350	-2834.343	-10636.55	0.1516	150.87	1.990	9.407
11	1350	-7752.574	-13434.15	0.1494	148.71	1.962	9.272
12	1350	-10341.53	-14910.1	0.1483	147.56	1.947	9.200

Hasil perhitungan simulasi 2D

No	n (rpm)	head total simulasi 2D (m)	daya hidrolis simulasi 2D (watt)
1	1050	1.396264557	1899.592238
2	1050	1.426536638	1930.586521
3	1050	1.499095292	2004.007012
4	1050	1.521928685	2026.410215
5	1200	2.40904338	3427.173815
6	1200	2.441557278	3455.582437
7	1200	2.542888352	3538.174844
8	1200	2.561914195	3555.473731
9	1350	3.542608444	5275.973497
10	1350	3.584276113	5304.995039
11	1350	3.678641056	5366.779818
12	1350	3.728045875	5396.881625

Data Hasil Eksperimen berupa Head, Daya Hidrolis, dan Effisiensi Pompa

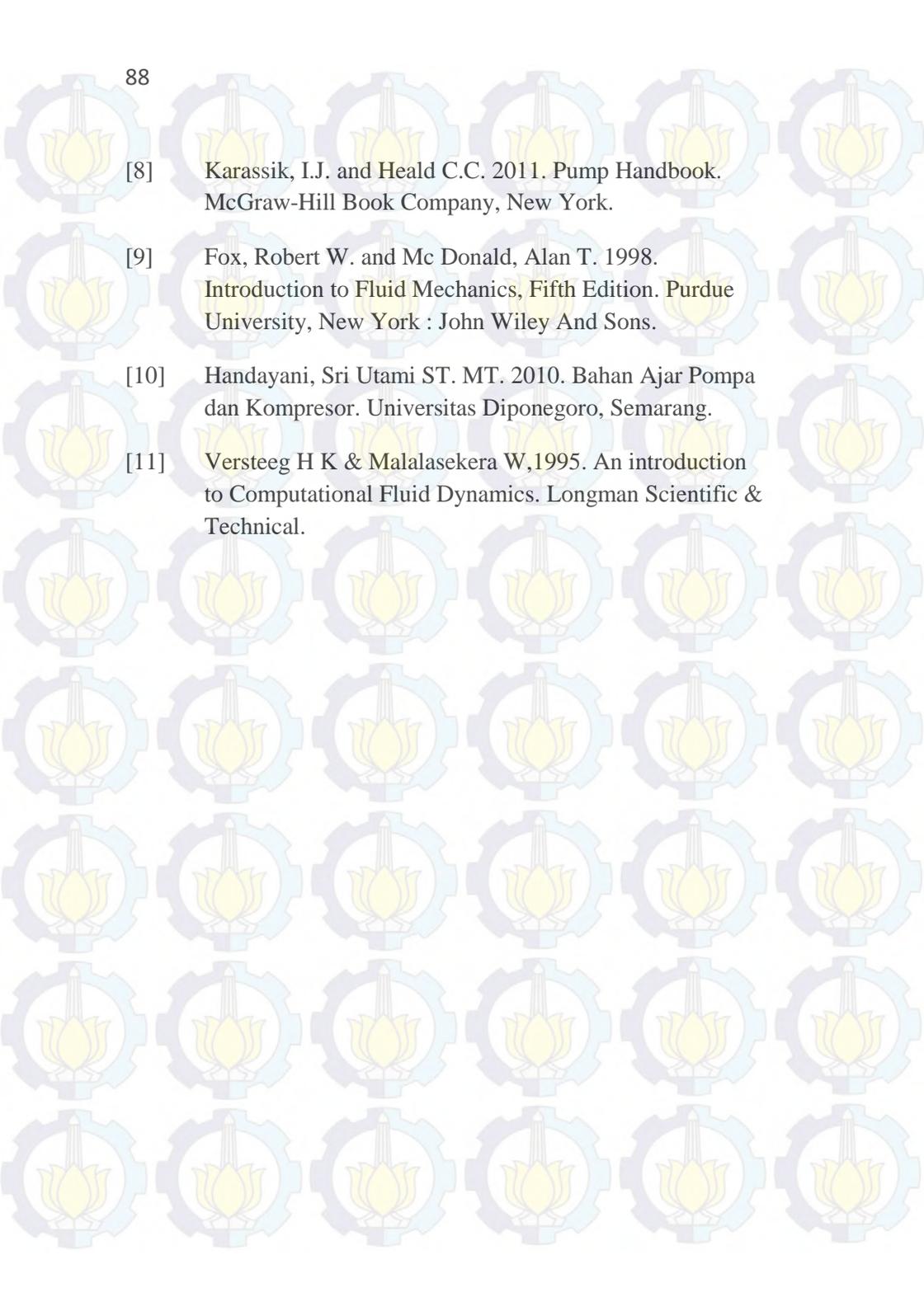
No	n (rpm)	head total eksperimen (m)	daya hidrolis eksperimen (watt)
1	1050	3.33	3.904395696
2	1050	3.19	16.20773669
3	1050	2.92	26.24816966
4	1050	2.91	27.57992425
5	1200	4.27	3.754903068
6	1200	4.04	21.28950896
7	1200	3.73	37.13651037
8	1200	3.64	39.12212304
9	1350	5.42	5.81947839
10	1350	5.13	28.05218942
11	1350	4.71	48.73251897
12	1350	4.59	54.65936781

Properties of Water (SI Units)

Temperature, $T(^{\circ}\text{C})$	Density, $\rho(\text{kg/m}^3)$	Dynamic Viscosity, $\mu(\text{N} \cdot \text{s/m}^2)$	Kinematic Viscosity, $\nu(\text{m}^2/\text{s})$	Surface Tension, $\sigma(\text{N/m})$	Vapor Pressure, $p_v(\text{kPa})$	Bulk Modulus, $E_v(\text{GPa})$
0	1000	1.76E-03	1.76E-06	0.0757	0.661	2.01
5	1000	1.51E-03	1.51E-06	0.0749	0.872	
10	1000	1.30E-03	1.30E-06	0.0742	1.23	
15	999	1.14E-03	1.14E-06	0.0735	1.71	
20	998	1.01E-03	1.01E-06	0.0727	2.34	2.21
25	997	8.93E-04	8.96E-07	0.0720	3.17	
30	996	8.00E-04	8.03E-07	0.0712	4.25	
35	994	7.21E-04	7.25E-07	0.0704	5.63	
40	992	6.53E-04	6.59E-07	0.0696	7.38	
45	990	5.95E-04	6.02E-07	0.0688	9.59	
50	988	5.46E-04	5.52E-07	0.0679	12.4	2.29
55	986	5.02E-04	5.09E-07	0.0671	15.8	
60	983	4.64E-04	4.72E-07	0.0662	19.9	
65	980	4.31E-04	4.40E-07	0.0654	25.0	
70	978	4.01E-04	4.10E-07	0.0645	31.2	
75	975	3.75E-04	3.85E-07	0.0636	38.6	
80	972	3.52E-04	3.62E-07	0.0627	47.4	
85	969	3.31E-04	3.41E-07	0.0618	57.8	
90	965	3.12E-04	3.23E-07	0.0608	70.1	2.12
95	962	2.95E-04	3.06E-07	0.0599	84.6	
100	958	2.79E-04	2.92E-07	0.0589	101	

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Wicaksono, Alif Arif, 2015, Studi Pengaruh Trimming Impeller Backward Single Curvature 6 Sudu Terhadap Karakteristik Kerja Pompa Sentrifugal FM 50. Institut Teknologi Sepuluh November, Surabaya.
- [2] Houlin L, Yong W, Shouqi Y, Minggao T, and Kai W, 2010. Effects of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps. Chinese Journal of Mechanical Engineering. Vol. 23.pp. 1-6.
- [3] Fouaad M, Adel M, and Ashmawy A, 2014. CFD Parametric Simulation of Low Specific Speed Centrifugal Pump. Journal of American Science. Vol. 12,pp.315-323.
- [4] Zhang Q, Zhou H, Gao Q, and Cui Z,2014. Analysis of effects of impeller inlet width on the performance of centrifugal pump. Journal of Chemical and Pharmaceutical Research. Vol. 5, pp. 2078-2081.
- [5] Chakraborty S, Choudhuri K, Dutta P, and Debbarma B, 2013. Performance Prediction of Centrifugal Pumps with Variations of Blabe number. Journal of Scientific and Industrial Research. Vol. 72, pp. 373-378.
- [6] Fluent 6.3 User's Guide
- [7] Khetagurov, M. 1966. Marine Auxilary Machinery and System. Peace Publisher. Moscow.

- 
- [8] Karassik, I.J. and Heald C.C. 2011. Pump Handbook. McGraw-Hill Book Company, New York.
- [9] Fox, Robert W. and Mc Donald, Alan T. 1998. Introduction to Fluid Mechanics, Fifth Edition. Purdue University, New York : John Wiley And Sons.
- [10] Handayani, Sri Utami ST. MT. 2010. Bahan Ajar Pompa dan Kompresor. Universitas Diponegoro, Semarang.
- [11] Versteeg H K & Malalasekera W,1995. An introduction to Computational Fluid Dynamics. Longman Scientific & Technical.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Sidoarjo, pada tanggal 24 Agustus 1991 dari pasangan Bapak Didik Eko Purwito dan ibu Umami. Merupakan putra kedua dari empat bersaudara. Sepanjang 20 tahun ini penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari SDN 1 Kalisampurno, SMPN 1 Tanggulangin, dan SMAN Kemala Bhayangkari 3 Porong.

Setelah lulus SMA tahun 2009, penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi dan diterima di jurusan Diploma 3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya. Pada tahun 2012 penulis lulus dari Diploma 3 Teknik Mesin FTI-ITS kemudian melanjutkan studi ke program Lintas Jalur S1 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya. Dalam mengikuti proses pembelajaran akademik, penulis mengambil bidang konversi energi dan mengambil Tugas Akhir di bidang yang sama. Penulis juga terlibat aktif dalam keorganisasian yang ada di dalam jurusan D3 Teknik Mesin yaitu HMDM. Ketertarikan penulis di bidang keilmiahan mendorongnya untuk aktif di berbagai kompetisi keilmiahan baik didalam maupun diluar kampus. Penulis juga mengikuti kegiatan-kegiatan non akademik yang ada baik di dalam maupun diluar jurusan seperti pelatihan LKMM (pra-td,dan td), Pelatihan karya tulis ilmiah, seminar-seminar, dan lain-lain.