

**PROYEK AKHIR - VM231838**

**PERANCANGAN DAN KAJI NUMERIK POMPA *CENTRIFUGAL*  
SEBAGAI SISTEM PENDINGIN PLTMG (PEMBANGKIT LISTRIK  
TENAGA MESIN GAS) DI PT. LAMONG ENERGI INDONESIA**

**LISANA HAMIDA**

**NRP. 2039201056**

**Dosen Pembimbing**

**DEDY ZULHIDAYAT N, ST., MT, Ph.D**

**NIP 195752062005011002**

**Dr. Ir. HERU MIRMANTO, M.T.**

**NIP 196202161995121001**

**Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi**

**Departemen Teknik Mesin Industri**

**Fakultas Vokasi**

**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Surabaya**

**2024**





**PROYEK AKHIR - VM231838**

**PERANCANGAN DAN KAJI NUMERIK POMPA *CENTRIFUGAL*  
SEBAGAI SISTEM PENDINGIN PLTMG (PEMBANGKIT LISTRIK  
TENAGA MESIN GAS) DI PT. LAMONG ENERGI INDONESIA**

**LISANA HAMIDA**  
NRP 2039201056

Dosen Pembimbing

**DEDY ZULHIDAYAT N, ST., MT, Ph.D**

NIP 195752062005011002

**Dr. Ir. HERU MIRMANTO, M.T.**

NIP 196202161995121001

**Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi**  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2024

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



**FINAL PROJECT - VM231838**

***DESIGN AND NUMERICAL STUDY OF CENTRIFUGAL PUMP AS  
A COOLING SYSTEM FOR GAS ENGINE POWER PLANT  
(PLTMG) AT PT. LAMONG ENERGI INDONESIA***

**LISANA HAMIDA  
NRP 2039201056**

Advisor

**DEDY ZULHIDAYAT N, ST., MT, Ph.D**

**NIP 195752062005011002**

**Dr. Ir. HERU MIRMANTO, M.T.**

**NIP 196202161995121001**

**Study Program Conversion Energy  
Department of Industrial Mechanical Engineering  
Vocational Faculty  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2024**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# LEMBAR PENGESAHAN

## PERANCANGAN DAN KAJI NUMERIK POMPA *CENTRIFUGAL* SEBAGAI SISTEM PENDINGIN PLTMG (PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MESIN GAS) DI PT. LAMONG ENERGI INDONESIA

### PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Terapan pada  
Program Studi Diploma 4 Teknologi Rekayasa Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **Lisana Hamida**  
NRP. 2039201056

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.
3. Ir. Arino Anzip, M.Eng.SC.
4. Muhammad Lukman Hakim, S.T., M.T.



Pembimbing I

*Dedy Zulhidayat*

Ko-pembimbing

*Heru Mirmanto*

Penguji

*Arino Anzip*

Penguji

*Muhammad Lukman Hakim*

SURABAYA

Juli, 2024

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## APPROVAL SHEET

DESIGN AND NUMERICAL ANALYSIS OF CENTRIFUGAL PUMP AS COOLING  
SYSTEM FOR PLTMG (GAS ENGINE POWER PLANT) AT PT. LAMONG ENERGI  
INDONESIA

### FINAL PROJECT

Submitted to fulfil one of the requirements  
for obtaining an Applied Bachelor's degree at  
Undergraduate Study Program of Energy Conversion Engineering Technology  
Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Vocation  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **Lisana Hamida**  
NRP. 2039201056

Approved by Final Project Examiner Team:

5. Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D

Advisor I

6. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.

Advisor II

7. Ir. Arino Anzip, M.Eng.SC.

Examiner

8. Muhammad Lukman Hakim, S.T., M.T.

Examiner

SURABAYA

Juli, 2024

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama Mahasiswa / NRP : Lisana Hamida/2039201056

Departemen / Prodi : Teknik Mesin Industri / D4 Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Dosen Pembimbing / NIP : 1. Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D / 197512062005011002  
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. / 196202161995121001

dengan ini menyatakan bahwa Proyek Akhir dengan judul "*Perancangan Dan Kaji Numerik Pompa Centrifugal Sebagai Sistem Pendingin PLTMG (Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas) Di PT. Lamong Energi Indonesia*" adalah hasil karya saya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 29 Juli 2024

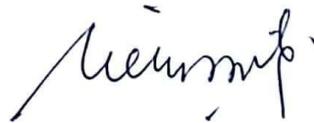
Mengetahui

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II



Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D  
NIP. 197512062005011002



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP. 196202161995121001

Mahasiswa,



Lisana Hamida  
NRP. 2039201056

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned.

Name of student / NRP : Lisana Hamida/2039201056  
Department / Study Program : Industrial Mechanical Engineering / D4 Energy Conversion  
Engineering Technology  
Advisor / NIP : 1. Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D./ 197512062005011002  
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT./196202161995121001

Hereby declare that the Final Project with the title “**Design And Numerical Analysis Of Centrifugal Pump As Cooling System For Pltmg (Gas Engine Power Plant) At Pt. Lamong Energi Indonesia**” is my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing. If in the future there is any inconsistency with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the applicable provisions at the Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 29 July 2024

Acknowledged by

Advisor I



Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D  
NIP. 197512062005011002

Advisor II



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP. 196202161995121001

Student,



Lisana Hamida  
NRP. 2039201056

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## ABSTRAK

### PERANCANGAN DAN KAJI NUMERIK POMPA *CENTRIFUGAL* SEBAGAI SISTEM PENDINGIN PLTMG (PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MESIN GAS) DI PT. LAMONG ENERGI INDONESIA

Nama Mahasiswa / NRP : Lisana Hamida/2039201056  
Departemen : Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS  
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

#### Abstrak

PLTMG (Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas) PT. Lamong Energi Indonesia memerlukan sistem pendingin yang andal untuk menjaga *engine* agar tidak mengalami *overheat* dan mendinginkan ke beberapa komponen yang didinginkan, seperti *Heat Exchanger* dan *Intercooler*. Maka dari itu terdapat radiator sebagai media pendinginan disana. Untuk mensirkulasikan fluida pendingin tersebut membutuhkan pompa *centrifugal* dengan kapasitas  $80 \text{ m}^3/\text{h}$ , dengan *head* efektif 34 m. Proyek ini bertujuan untuk merancang *volute* pompa *centrifugal* dan melakukan pengujian secara numerik berdasarkan dimensi *impeller* yang telah dirancang oleh penelitian sebelumnya, dimana telah didapatkan dimensi *impeller* dengan diameter *outlet* 165 mm dan diameter *inlet* 96 mm, berjenis *close impeller* dengan jumlah sudu 8 (*backward*). Selanjutnya, untuk memastikan apakah perhitungan analitis sudah sesuai dengan kebutuhan sistem maka penulis melakukan kajian numerik menggunakan *software ANSYS* dengan model turbulen *k-epsilon*. Dimana penulis meyakini bahwa hasil kajian numerik menghasilkan hasil yang lebih mendekati keadaan sebenarnya. Hasil perancangan *volute* pompa mendapat *inlet volute* 80 mm, *outlet volute* 65 mm dan jari-jari kelengkungan bagian dalam *volute* 86,6 mm. Hasil simulasi numerik *impeller* pada diameter 165 mm belum dapat memenuhi target nilai *head* yang dibutuhkan oleh sistem pendingin PLTMG PT. LEGI, karena hanya menghasilkan nilai *head* sebesar 30,17 m. Sedangkan, target nilai *head* yang dibutuhkan oleh sistem pendingin PLTMG sebesar 34 m, sehingga menghasilkan persen *error* sebesar 11,25%. Maka dari itu, dilakukan modifikasi dengan memperbesar diameter *impeller* menjadi 168 mm, yang didapat dari iterasi grafik rekomendasi pompa. Dengan perubahan ini, nilai *head* yang dihasilkan ialah 34,62 m dengan persen *error* sebesar 1,7% dengan demikian hasil perancangan dan kaji numerik memperlihatkan hasil yang sesuai dengan target kebutuhan sistem pendinginan PLTMG. Kaji numerik penting untuk dilakukan karena simulasi numerik memiliki kemampuan menggambarkan dan mengkondisikan suatu benda sesuai dengan keadaan asli, sehingga memberikan hasil yang lebih akurat dibandingkan perhitungan analitis.

**Kata kunci:** *Sistem Pendingin, Pompa, Pompa Centrifugal, Impeller, Volute, Kaji Numerik*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## ABSTRACT

### *DESIGN AND NUMERICAL STUDY OF CENTRIFUGAL PUMP AS A COOLING SYSTEM FOR GAS ENGINE POWER PLANT (PLTMG) AT PT. LAMONG ENERGI INDONESIA*

**Student Name /NRP** : Lisana Hamida / 2039201056  
**Department** : Industrial Mechanical Engineering Vocational Faculty ITS  
**Advisor** : Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

#### **Abstract**

PLTMG (Gas Engine Power Plant) at PT. Lamong Energi Indonesia requires a reliable cooling system to prevent the engine from overheating and to cool various components, such as the Heat Exchanger and Intercooler. Therefore, a radiator is used as the cooling medium. To circulate the coolant, a centrifugal pump with a capacity of 80 m<sup>3</sup>/h and an effective head of 34 m is needed. This project aims to design a centrifugal pump volute and perform numerical testing based on the impeller dimensions designed in previous research, which resulted in an impeller with an outlet diameter of 165 mm, an inlet diameter of 96 mm, 8 backward-curved blades, and a closed impeller type. To ensure the analytical calculations meet the system requirements, numerical analysis using ANSYS software with the k-epsilon turbulence model was conducted. The author believes that numerical analysis yields results closer to actual conditions. The volute design resulted in an inlet volute of 80 mm, an outlet volute of 65 mm, and an internal volute curvature radius of 86.6 mm. However, the numerical simulation results of the impeller with a 165 mm diameter did not meet the required head value for the PT. LEGI cooling system, producing a head of only 30.17 m, while the target head value is 34 m, resulting in an error percentage of 11.25%. Therefore, a modification was made by increasing the impeller diameter to 168 mm, obtained from pump recommendation curve iterations. With this change, the resulting head value is 34.62 m with an error percentage of 1.7%, thus meeting the cooling system's target requirements. Numerical analysis is crucial as it can accurately simulate real-world conditions, providing more precise results compared to analytical calculations.

**Keywords:** Cooling System, Pump, Centrifugal Pump, Impeller, Volute, Numerical Analysis

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT, serta sholawat dan salam penulis ucapkan kepada Nabi Muhammad SAW dan para sahabatnya, karena dengan rahmat dan hidayah-Nya berupa kesehatan, kesabaran, dan kemudahan sehingga Proposal Proyek Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik tanpa ada halangan apapun, dengan Judul :

### **“PERANCANGAN DAN KAJI NUMERIK POMPA *CENTRIFUGAL* SEBAGAI SISTEM PENDINGIN PLTMG (PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MESIN GAS) DI PT. LAMONG ENERGI INDONESIA”**

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada beberapa pihak yang bersangkutan karena selama proses tersusunnya Proposal Prosek Akhir telah memberikan dukungan, bimbingan, arahan dan motivasi, sehingga Proposal Proyek Akhir ini dapat terselesaikan dengan segala kekurangan dan kelebihan. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS sekaligus dosen pembimbing kedua Proyek Akhir saya yang telah memberikan waktu dan bimbingannya, serta banyak memberikan saran dan masukan dalam penyelesaian Proyek Akhir ini.
2. Bapak Dedy Dzulhidayat Noor, ST., MT, Ph.D selaku dosen pembimbing satu Proyek Akhir saya yang telah memberikan waktu dan bimbingannya, serta banyak memberikan saran dan masukan dalam penyelesaian Proyek Akhir ini.
3. Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. Selaku Koordinator Program Studi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, ST., MT, selaku dosen wali penulis yang telah membantu dan membimbing selama perkuliahan berlangsung.
5. Bapak/Ibu dosen penguji yang telah memberikan kritik saran dan masukan terhadap proyek akhir ini serta memberikan ilmunya selama ini.
6. Kedua orangtua yang senantiasa mendukung secara materil maupun moril dan mendo'akan selama kegiatan perkuliahan, termasuk selama pengerjaan proyek akhir berlangsung.
7. Teman terbaik saya Safira Farsya Putri Budiono dan Vini Cahya Fitriani yang telah banyak membantu dan selalu ada buat saya.
8. Teman-teman Angkatan 2020 Prodi Teknologi Rekayasa Konversi Energi (TRKE) yang telah banyak membantu selama proses perkuliahan, terimakasih suka duka dan canda tawa yang diberikan.

Semoga proyek akhir ini dapat membantu pembaca dan mahasiswa khususnya yang sedang mencari informasi atau mengambil topik mengenai pompa sentrifugal. Penulis menyadari masih terdapat kekurangan di dalamnya, oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat membangun dari berbagai pihak sangat diterima.

Surabaya, 11 Juni 2024

Penulis

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	v
APPROVAL SHEET .....	vii
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ix
STATEMENT OF ORIGINALITY .....	xi
ABSTRAK .....	xiii
ABSTRACT .....	xv
KATA PENGANTAR .....	xvii
DAFTAR ISI .....	xix
DAFTAR GAMBAR .....	xxiii
DAFTAR TABEL .....	xxv
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Sistematika Laporan .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI .....	5
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas pada PT. Lamong Energi Indonesia .....	5
2.2 <i>Sistem Pendingin PLTMG PT. LEGI</i> .....	6
2.3 Pompa .....	7
2.4 Prinsip Kerja Pompa .....	7
2.5 Klasifikasi pompa .....	7
2.5.1 <i>Positive Displacement</i> .....	8
2.4.2 <i>Dynamic pump</i> .....	9
2.6 <i>Centrifugal Pump</i> .....	10
2.6.1 <i>Komponen Pompa Centrifugal</i> .....	11
2.6.2 <i>Prinsip Kerja Pompa Centrifugal</i> .....	12
2.6.3 <i>Jenis-jenis Impeller Pompa Centrifugal</i> .....	13
2.6.4 <i>Kecepatan Spesifik</i> .....	14
2.6.5 <i>Segitiga Kecepatan dan Head Teoritis Tak Terhingga</i> .....	15

2.6.6	<i>Head</i> Aktual .....	17
2.7	Kapasitas .....	18
2.8	Karakteristik Pompa <i>Centrifugal</i> .....	19
2.9	<i>Head</i> Efektif Pompa .....	19
2.10	Daya.....	21
2.11	Efisiensi ( $\eta$ ) .....	22
2.12	Perancangan <i>Volute Chamber</i> .....	23
2.13	<i>Computational Fluid Dynamic</i> (CFD) .....	24
2.13.1	Proses <i>Computational Fluid Dynamic</i> (CFD).....	24
2.13.2	<i>Meshing</i> .....	25
2.13.3	Model Aliran Turbulen .....	26
2.12.3.1	<i>Direct Numeric Simulation</i> (DNS).....	26
2.12.3.2	<i>Large Eddy Simulation</i> (LES).....	26
2.12.3.3	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation</i> (RANS) .....	27
2.12.3.3.1	<i>Eddy viscosity models</i> (EVM) .....	27
2.12.3.3.2	<i>Model Reynold Stress</i> (RSM) .....	28
2.14	Penelitian Terdahulu.....	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....		37
3.1	Diagram Alir.....	37
3.2	<i>Pre-Processing</i> .....	39
3.2.1	Geometri.....	39
3.2.2	<i>Assembly</i> dan penentuan Domain Komputasi .....	40
3.2.3	<i>Meshing</i> .....	42
3.3	<i>Processing</i> .....	43
3.3.1	<i>Set up Condition</i> .....	43
3.4	<i>Post Processing</i> .....	44
3.4.1	Cek Konvergensi Simulasi Numerik CFD .....	45
3.4.2	Cek Keakuratan Simulasi Numerik CFD.....	45
3.5	Validasi dan Analisa hasil .....	45
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....		47
4.1	Perancangan <i>Casing</i> Pompa .....	48
4.2	Kaji Numerik Hasil Perancangan Pompa <i>Centrifugal</i> .....	49
4.2.1	<i>Grid Independensi Test</i> .....	49

4.2.2	Validasi Data .....	51
4.2.2.1	Validasi Data Menggunakan Impeller berdiameter 165 mm.....	51
4.2.2.2	Validasi Data Menggunakan Impeller berdiameter 168 mm.....	54
4.2.3	Hasil Simulasi.....	58
4.2.3.1	Hasil Data Kuantitatif .....	58
4.2.3.2	Hasil Data Kualitatif .....	61
4.2.3.2.1	Kontur Tekanan .....	61
4.2.3.2.2	<i>Velocity Vector</i> .....	63
4.2.3.2.3	<i>Velocity Streamline</i> .....	64
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....		67
5.1	Kesimpulan .....	67
5.2	Saran .....	67
DAFTAR PUSTAKA.....		69
LAMPIRAN .....		73
BIODATA PENULIS .....		79

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 1.1</b> Skema Sistem Pendingin oleh Pompa Sentrifugal .....	1
<b>Gambar 2.1</b> Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas PT. Lamong Energi Indonesia.....	5
<b>Gambar 2.2</b> Skema Sistem Pendingin pada PLTMG PT.LEGI.....	6
<b>Gambar 2.3</b> Klasifikasi Pompa .....	8
<b>Gambar 2.5</b> Klasifikasi Pompa Positive Displacement [10].....	9
<b>Gambar 2.6</b> Klasifikasi Pompa Dynamic [10].....	10
<b>Gambar 2.7</b> Komponen-Komponen Pompa <i>Centrifugal</i> [14].....	11
<b>Gambar 2.8</b> Bagan Aliran Fluida di dalam Pompa Centrifugal [14] .....	12
<b>Gambar 2.9</b> Closed Impeller [17] .....	13
<b>Gambar 2.10</b> Semi Open Impeller [17].....	14
<b>Gambar 2.11</b> Open Impeller [17].....	14
<b>Gambar 2.12</b> Tipe <i>Impeller</i> Berdasarkan Kecepatan Spesifik [18] .....	15
<b>Gambar 2.13</b> Arah Kecepatan Aliran di Impeller [18] .....	15
<b>Gambar 2.14</b> Segitiga Kecepatan pada Sisi Inlet Impeller .....	16
<b>Gambar 2.15</b> Segitiga Kecepatan pada Sisi Outlet Impeller.....	16
<b>Gambar 2.16</b> Karakteristik Kerja Pompa <i>Centrifugal</i> [18].....	19
<b>Gambar 2.17</b> Head Efektif Pompa [19] .....	20
<b>Gambar 2.18</b> WHP dan BHP Pompa Sentrifugal [14].....	21
<b>Gambar 2.19</b> WHP dan BHP Pompa Sentrifugal [14].....	21
<b>Gambar 2.20</b> Grafik debit simulasi 3D dan eksperimen pada tiap variasi putaran pompa.....	21
<b>Gambar 2.21</b> Skematik Spiral Casing pada Outlet [18].....	23
<b>Gambar 2.22</b> Visualisasi Aliran Model DNS.....	26
<b>Gambar 2.23</b> Visualisasi Aliran Model LES .....	27
<b>Gambar 2.24</b> Visualisasi Aliran Model RANS .....	27
<b>Gambar 2.25</b> Kontur Kecepatan Absolut Simulasi Secara 3D .....	30
<b>Gambar 2.26</b> Eksperimen Variasi Debit Simulasi 3D .....	31
<b>Gambar 2.27</b> Grafik debit simulasi 3D dan eksperimen pada tiap variasi putaran pompa.....	32
<b>Gambar 2.28</b> Distribusi Tekanan Variasi 600 rpm pada <i>Impeller</i> .....	32
<b>Gambar 2.29</b> Distribusi tekanan variasi 600 rpm pada impeller .....	32
<b>Gambar 2.30</b> Kurva Karakteristik Kerja Air dan <i>Drilling Fluid</i> .....	33

<b>Gambar 2.31</b> Perbandingan Kurva H-Q Pada Variasi Ketebalan <i>Scaling</i> Sudu Cekung Merata Dan Cekung Tidak Merata.....	34
<b>Gambar 2.32</b> Perbandingan Kurva Efisiensi Terhadap Variasi Ketebalan <i>Scaling</i> Sudu Cekung Merata Dan Tidak Merata .....	35
<b>Gambar 2.33</b> Distribusi Tekanan pada berbagai Variasi Penebalan <i>Scaling</i> Sudu .....	35
<b>Gambar 2.34</b> Distribusi Kecepatan Pada Berbagai Variasi Penebalan <i>Scaling</i> Sudu .....	36
<b>Gambar 3.1</b> Diagram Alir Penelitian.....	38
<b>Gambar 3.2</b> Geometri Pompa Centrifugal.....	39
<b>Gambar 3.3</b> <i>Assembly Volute</i> dan <i>Impeller</i> .....	40
<b>Gambar 3.4</b> <i>Assembly Volute</i> dan <i>Impeller</i> .....	40
<b>Gambar 3.5</b> Penyesuaian Geometri dengan Jenis <i>Set up Outlet Outflow</i> .....	41
<b>Gambar 3.6</b> Domain Komputasi.....	42
<b>Gambar 3.7</b> Set up Meshing dan Meshing Keseluruhan Geometri Fluida <i>Volute</i> dan <i>Impeller</i> .....	42
<b>Gambar 4.1</b> Grafik Karakteristik Pompa.....	47
<b>Gambar 4.2</b> Geometri <i>Volute</i> Pompa .....	49
<b>Gambar 4.3</b> Grafik <i>Grid Independence Test</i> .....	51
<b>Gambar 4.4</b> Grafik Validasi Data Menggunakan <i>Impeller</i> 165 mm .....	52
<b>Gambar 4.5</b> Hasil simulasi numerik setelah dilakukan modifikasi <i>volute</i> .....	55
<b>Gambar 4.6</b> Grafik validasi data menggunakan <i>impeller</i> 168 mm.....	57
<b>Gambar 4.7</b> Grafik Kurva Karakteristik Kerja Pompa Centrifugal.....	60
<b>Gambar 4.8</b> Vektor pada pompa.....	64

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3. 1</b> Dimensi Impeller dan Casing Pompa .....	39
<b>Tabel 3.2</b> Set Up Material.....	44
<b>Tabel 3.3</b> Set Up Cell Zone.....	44
<b>Tabel 4.1</b> Perhitungan jari-jari kelengkungan <i>volute</i> .....	49
<b>Tabel 4.2</b> <i>Grid independence test</i> .....	50
<b>Tabel 4.3</b> Validasi berdasarkan grafik karakteristik kerja pompa .....	51
<b>Tabel 4.4</b> Validasi data menggunakan <i>impeller</i> 165 mm .....	52
<b>Tabel 4.5</b> Tabel modifikasi geometri .....	54
<b>Tabel 4.6</b> validasi data menggunakan <i>impeller</i> 168 mm .....	56
<b>Tabel 4.7</b> Hasil kuantitatif menggunakan <i>impeller</i> 165 mm .....	59
<b>Tabel 4.8</b> Hasil kuantitatif menggunakan <i>impeller</i> 168 mm .....	59
<b>Tabel 4.9</b> Kontur Tekanan pada Tiap Kapasitas .....	61
<b>Tabel 4.10</b> <i>Velocity Vector</i> Pada Tiap Kapasitas .....	63
<b>Tabel 4.11</b> <i>Velocity streamline</i> pada tiap kapasitas .....	64

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

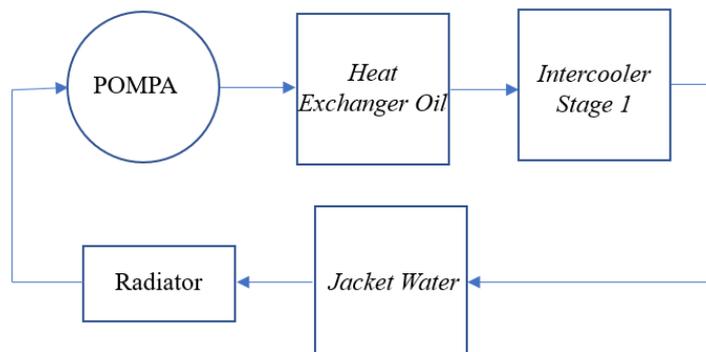
# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

PT. Terminal Teluk Lamong menyediakan *Back up Power* dalam memenuhi kebutuhan listrik saat beban puncak PLN berupa Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG). PLTMG menggunakan bahan bakar gas alam yang dicampur dengan udara untuk masuk ke dalam mesin gas yang dimaksudkan untuk menghasilkan listrik.

Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG) dibawah naungan PT. Lamong Energi Indonesia yang merupakan anak Perusahaan dari PT. Terminal Teluk Lamong dan berada dibawah Pelindo *Group*. PT. Terminal Teluk Lamong memiliki beberapa peralatan bongkar muat yang digunakan sebagai bisnis utama petikemas. Dalam menggerakkan *crane* tentunya membutuhkan sumber energi listrik yang berasal dari PLN dan menggunakan sumber dari PLTMG yang distribusikan oleh PT. Lamong Energi Indonesia. PLTMG pada PT. Lamong Energi memiliki dua *gas engine* dimana tiap unitnya menghasilkan kapasitas daya sebesar 3,3 Mw (Megawatt). Tentunya Ketika Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas sedang beroperasi, *gas engine* membutuhkan sistem pendingin untuk komponen-komponennya agar tidak terjadi resiko yang tidak diinginkan seperti *overheat* yang nantinya menyebabkan *trip* pada mesinnya. Untuk mencegah hal tersebut maka diperlukan sirkulasi air pendingin ke radiator. Komponen yang didinginkan pada sistem pendinginan ini meliputi tiga bagian, yang pertama *Heat Exchanger Oil* (mendinginkan oli) setelah itu yang kedua menuju ke *Intercooler Stage 1* mendinginkan bahan bakar (gas campur dengan udara) yang akan menuju ke ruang bakar, dan terakhir menuju ke *Heat Enchanger Water (Jacket Water)* untuk mendinginkan silinder yang ada pada generator lalu fluida kembali lagi ke radiator untuk proses pendinginan ulang.



**Gambar 1.1** Skema Sistem Pendingin oleh Pompa Sentrifugal

Tentunya, dalam mensirkulasikan fluida pada sistem pendingin PLTMG membutuhkan pompa. Pompa merupakan alat atau komponen yang digunakan untuk memindahkan fluida cair

dari suatu tempat ketempat lain dengan cara mengalirkan fluida melalui sistem perpipaan [1] [2]. Jenis pompa yang sering digunakan dalam dunia perindustrian ialah pompa centrifugal [3], salah satunya seperti pada Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas PT. Lamong Energi Indonesia yang menggunakan pompa jenis *centrifugal* dalam mesin gasnya untuk mensirkulasikan air kekomponen pendingin mesin gas. Pompa *centrifugal* saat ini banyak digunakan di industri, karena memiliki beberapa keunggulan yaitu konstruksinya yang sederhana, harga relatif lebih murah, serta pemasangan dan perawatan yang relatif mudah [4] [5]. Pompa centrifugal merupakan salah satu jenis pompa yang memiliki prinsip kerja mengubah energi kinetik (kecepatan) cairan (fluida) menjadi energi potensial (dinamis) pada putaran *impeller* yang berada didalam *casing* pompa [6] [7]. *Impeller* merupakan salah satu komponen pompa *centrifugal* yang berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kinetis pada fluida yang dipompakan secara kontinyu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan fluida yang masuk sebelumnya dan nantinya akan di alirkan menuju bagian keluar pompa [8]. *Impeller* pada pompa *centrifugal* ada beberapa jenis, yaitu *closed impeller*, *open impeller* dan *semi open impeller*.

Pada penelitian sebelumnya telah dilakukan perancangan ulang instalasi pompa sentrifugal sebagai sistem pendingin PLTMG (Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas) di PT. Lamong Energi Indonesia, yang menghasilkan pompa dengan kapasitas 80 m<sup>3</sup>/h, *head* 34 m, dan daya motor sebesar 10 kW. Hasil perancangan *impeller* menunjukkan nilai kecepatan spesifik ( $n_s$ ) sebesar 112 rpm, dengan diameter outlet 165 mm dan diameter inlet 96 mm. *Impeller* tersebut memiliki 8 sudu dengan sudut masuk dan sudut keluar masing-masing sebesar 19,75° dan 20°, serta berjenis *closed impeller (backward)*. Pada penelitian tugas akhir ini melanjutkan perancangan *volute* pompa *centrifugal* dan melakukan pengujian secara numerik menggunakan *software ANSYS*, yang nantinya akan ditampilkan kurva karakteristik kerja pompa. Sebagai data pendukung telah melakukan kaji numerik, maka akan ditampilkan hasil simulasi dalam bentuk *pressure contour*, *velocity vector*, dan *streamline*. Penulis meyakini bahwa kajian numerik penting dilakukan karena memberikan hasil yang lebih akurat dibandingkan dengan perhitungan analitis.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka didapatkan beberapa rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana perancangan *volute* pompa *centrifugal single stage* pada unit pendinginan PLTMG PT. Lamong Energi Indonesia?
2. Bagaimana hasil perancangan pompa *centrifugal* bila dikaji secara numerik?

### 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Melakukan perancang *volute* pompa *centrifugal single stage* PLTMG PT. Lamong Energi Indonesia.
2. Melakukan kajian numerik hasil perancangan pompa *centrifugal* dan memastikan bahwa hasil kaji numerik sudah sesuai target nilai head dari kebutuhan sistem pendingin PLTMG PT. Lamong Energi Indonesia.

### 1.4 Batasan Masalah

Untuk memperkecil lingkup penelitian dibutuhkan adanya Batasan masalah. Pada penelitian ini Batasan masalah yang digunakan yaitu:

1. Kondisi *Steady State* dan *incompressible*
2. Fluida kerja yang digunakan berupa air
3. Perancangan hanya pada *volute*, sedangkan *Impeller* sudah tersedia
4. Simulasi dilakukan 3D menggunakan *software Ansys Workbench* dengan *Computational Fluid Dynamic (CFD)*
5. Analisa hanya pada validasi perhitungan kapasitas secara numerik

### 1.5 Sistematika Laporan

#### **BAB 1 PENDAHULUAN**

Pada bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan.

#### **BAB II DASAR TEORI**

Pada bab ini berisi teori-teori yang menunjang pembahasan kinerja pada pompa menggunakan *software Ansys CFD* dan menunjukkan gambaran perhitungan yang akan di realisasikan.

#### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bab ini dijelaskan mengenai metode yang digunakan dalam penyusunan Proyek Akhir ini dan langkah-langkah pengerjaan yang dituangkan dalam bentuk *flow chart*.

#### **BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini dijelaskan mengenai perencanaan sistem, cara-cara pengujian dan perancangan yang penulis lakukan, serta menunjukkan hasil dari realisasi desain dari seminar proposal dan menunjukkan hasil dari pengujian yang telah di lakukan.

#### **BAB V PENUTUP**

Pada bab ini dijelaskan kesimpulan yang diperoleh selama penyusunan proyek akhir ini yang merupakan ringkasan jawaban dari rumusan permasalahan yang dipilih dan berisikan saran – saran dari penulis untuk penelitian selanjutnya

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

#### 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas pada PT. Lamong Energi Indonesia

Pembangkit tenaga listrik merupakan sekumpulan peralatan dan mesin yang dapat membangkitkan atau memproduksi tegangan listrik dengan cara mengubah suatu energi tertentu menjadi energi listrik [9]. Pembangkit tenaga listrik memiliki komponen utama dalam memproduksi energi listrik yaitu generator, yang mana memiliki peran untuk mengubah energi mekanis menjadi energi listrik menggunakan prinsip medan magnet dan penghantar listrik. Listrik merupakan penunjang utama dalam segala aktivitas kehidupan manusia sehingga diperlukannya suplai listrik yang cukup banyak, maka dari itu pembangkit listrik diproduksi atau dibangkitkan dari berbagai metode hingga memanfaatkan berbagai sumber energi yang melimpah di lingkungan sekitar. Sumber energi untuk membangkitkan listrik dibagi menjadi dua yaitu sumber energi terbarukan (PLTA, PLTS, PLTU, dan PLTB) dan sumber energi tidak terbarukan (bahan bakar fosil (PLTD, PLTMG)).



**Gambar 2.1** Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas PT. Lamong Energi Indonesia

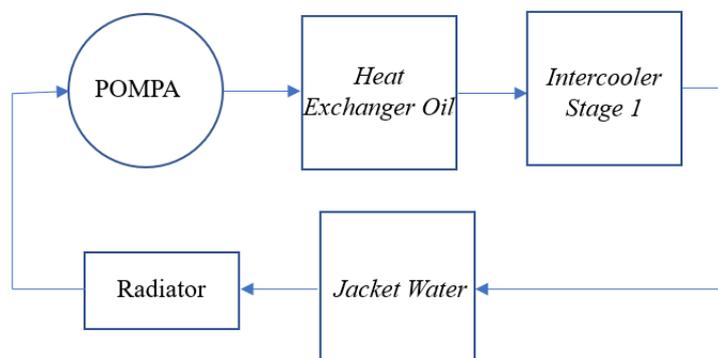
Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG) adalah jenis pembangkit yang menggunakan *single fuel engine* berbahan bakar LNG (*Liquid Natural Gas*), tentunya PLTMG

PT. Lamong Energi Indonesia juga menggunakan bahan bakar natural gas sebagai bahan bakarnya yang bertujuan untuk menggerakkan rotor generator sehingga dapat menghasilkan energi listrik yang nantinya disalurkan di Pelabuhan PT. Terminal Teluk Lamong. PLTMG PT. Lamong Energi Indonesia memiliki dua mesin pembangkit untuk memenuhi kebutuhan energi listrik ketika terjadinya beban puncak.

Cara kerja pembangkit listrik tenaga mesin gas awalnya udara dihisap ke dalam mesin melalui filter udara dan *natural gas* masuk melalui saluran gas, kemudian kedua komponen tersebut dicampur dalam *gas mixture*. Setelah terjadinya pencampuran, campuran tersebut dikompresi dalam *turbocharger*. Akibat dari kompresi *turbocharger* campuran mengalami kenaikan suhu sehingga nantinya didinginkan oleh *intercooler* untuk menghindari pembakaran yang tidak terkendali. Kemudian campuran gas melewati katup *throttle* yang berfungsi seperti pedal akselerator pada mobil yang berfungsi membantu mengontrol jumlah campuran yang masuk ke *inlet manifold* kemudian masuk kesilinder pembakaran. Setelah terjadi pembakaran gas buang digunakan untuk menggerakkan turbin pada *turbocharger* dan kemudian keluar melalui *exhaust silencer*.

Dalam pengoperasian pembangkit listrik tenaga mesin gas pastinya menghasilkan kalor yang sangat tinggi, untuk mencegah terjadinya *overheat* pada mesin gas maka dibutuhkan sistem pendingin. Cara kerja dari sistem pendinginan ini dengan cara menukar atau memindahkan kalor dengan bantuan sebuah komponen yang dapat menyerap, menyimpan dan melepaskan panas. Pada PT. Lamong Energi Indonesia pendinginannya menggunakan *cooling fan* atau radiator yang membutuhkan fluida berupa air sebagai media pertukaran panasnya.

## 2.2 Sistem Pendingin PLTMG PT. LEGI



**Gambar 2.2** Skema Sistem Pendingin pada PLTMG PT.LEGI

Pada saluran pendingin *stage* pertama, air dipompa oleh *High Temperature (HT) water pump* menuju *heat exchanger* pertama yang berfungsi untuk mendinginkan oli dengan fluida air. Kemudian air mengalir menuju *intercooler stage 1* dengan tujuan untuk mendinginkan bahan bakar yang telah tercampur pada gas *mixer*. Setelah melewati *intercoller*, air kembali mengalir menuju *jacket water* untuk mendinginkan silinder mesin kemudian air disalurkan menuju *cooling tower* untuk didinginkan dan mengulang siklus pendinginan kembali.

### **2.3 Pompa**

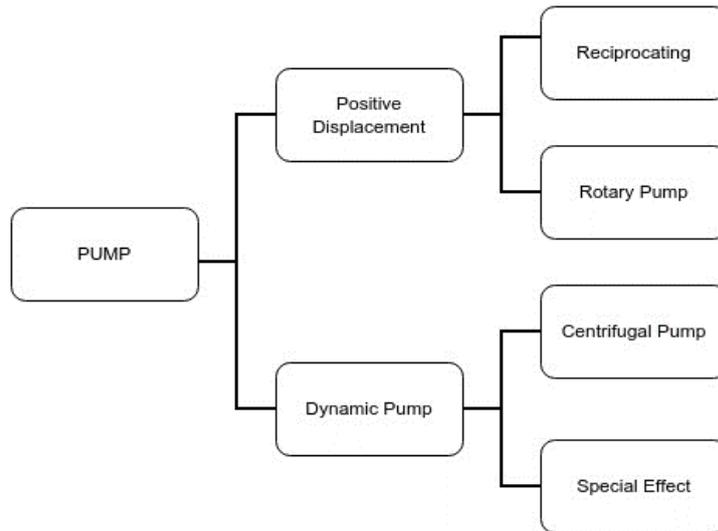
Pompa adalah mesin atau peralatan mekanis yang digunakan menambahkan energi pada suatu fluida (cair) untuk memindahkan fluida (cair) dari satu titik ke titik yang lain. Perpindahan fluida bukan karena adanya tekanan tetapi karena adanya energi, energi merupakan kapasitas untuk melakukan kerja yang membuat fluida melakukan usaha sehingga dapat mengalir dari tingkat rendah ke tingkat yang lebih tinggi atau dan juga sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem jaringan perpipaan [1] [2]. Pompa telah ada sejak lama dan digunakan secara luas, tidak mengherankan jika pompa diproduksi dalam berbagai ukuran dan jenis yang tampaknya tak ada habisnya dan diterapkan pada beragam layanan yang tampaknya tak ada habisnya [10].

### **2.4 Prinsip Kerja Pompa**

Prinsip kerja pompa adalah menaikkan energi cairan yang dilayani dengan cara mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar (motor listrik, motor bensin atau diesel, ataupun turbin) untuk dipindahkan ke fluida kerja. Sehingga cairan tersebut dapat mengalir dari suatu tempat yang berenergi rendah ke tempat yang berenergi tinggi.

### **2.5 Klasifikasi pompa**

Berdasarkan prinsip dan cara kerjanya, pompa diklasifikasikan menjadi dua kelompok yaitu pompa *positive displacement* dan pompa dinamik.



**Gambar 2.3** Klasifikasi Pompa

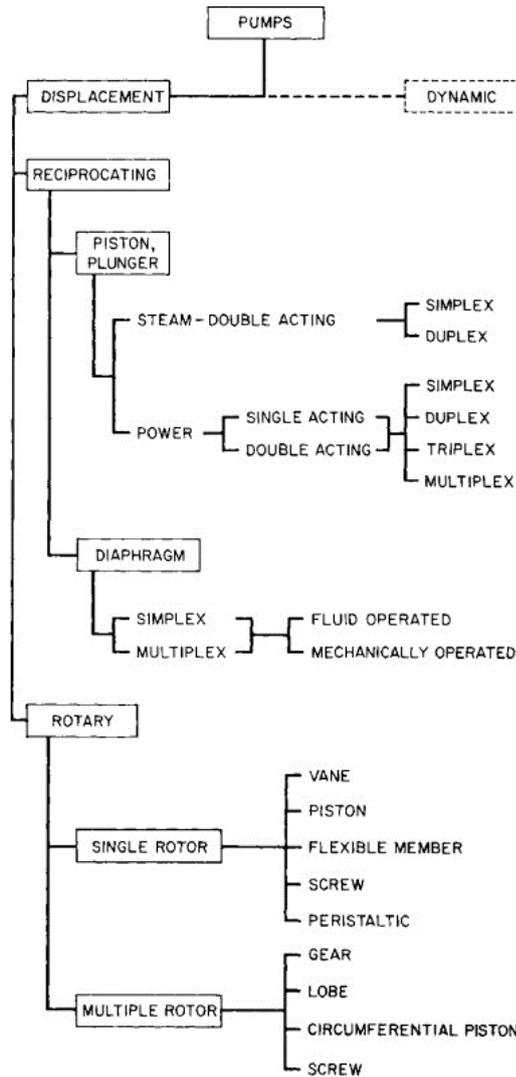
### 2.5.1 *Positive Displacement*

*Positive Displacement Pump* merupakan salah satu jenis pompa Ketika sedang memindahkan cairan (fluida) disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan [11]. Sehingga terjadinya gesekan antar elemen yang bergerak. Pada saat elemen bergerak dengan cara berputar maupun bergerak dengan adanya dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadinya perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah Artinya, cairan dikompresi secara mekanis, menyebabkan peningkatan energi potensial secara langsung [12].

Berikut ciri-ciri dari *Positive Displacement Pump* diantaranya ialah :

1. Head yang dihasilkan relatif lebih tinggi dengan kapasitas yang relatif lebih rendah. [12]
2. Dapat dioperasikan pada *suction* yang kering, sehingga tidak diperlukan proses *priming* pada awal operasi atau Ketika menjalankan pompa [12]

Berdasarkan Berdasarkan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* yang memiliki gerakan maju mundur dan pompa *rotary* yang memiliki gerakan berputar. Untuk klasifikasi atau jenis pompa *positive displacement* serta masing-masing contoh pompanya akan dijelaskan pada gambar dibawah ini.



**Gambar 2.4** Klasifikasi Pompa Positive Displacement [10]

### 2.4.2 Dynamic pump

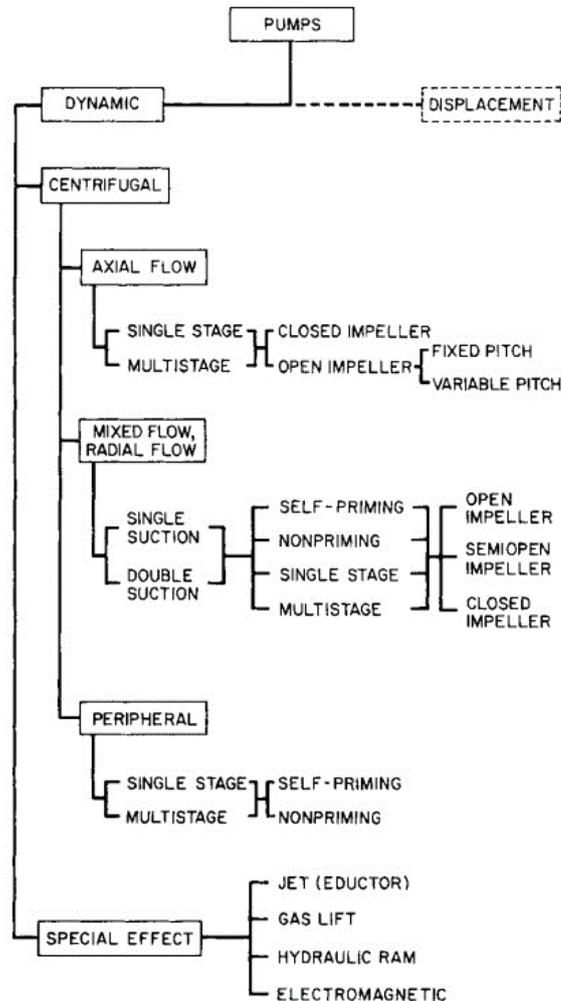
*Dynamic Pump* atau bisa disebut dengan *non positive displacement pump* merupakan pompa yang bekerja dengan menghasilkan kecepatan fluida tinggi dan mengubah kecepatan tersebut menjadi tekanan melalui perubahan penampang aliran fluida, singkatnya yaitu mengkonversi energi kinetik menjadi energi potensial.

Berikut merupakan ciri-ciri yang dimiliki oleh *Dynamic pump* ialah :

1. Memiliki head yang dihasilkan relatif rendah dengan kapasitas yang dihasilkan lebih tinggi

2. Tidak dapat beroperasi pada *suction* yang kering. Maka dari itu pipa *suction* harus berisi penuh dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

Berdasarkan klasifikasi jenis pompa *dynamic pump* sebagai berikut :



Gambar 2.5 Klasifikasi Pompa Dynamic [10]

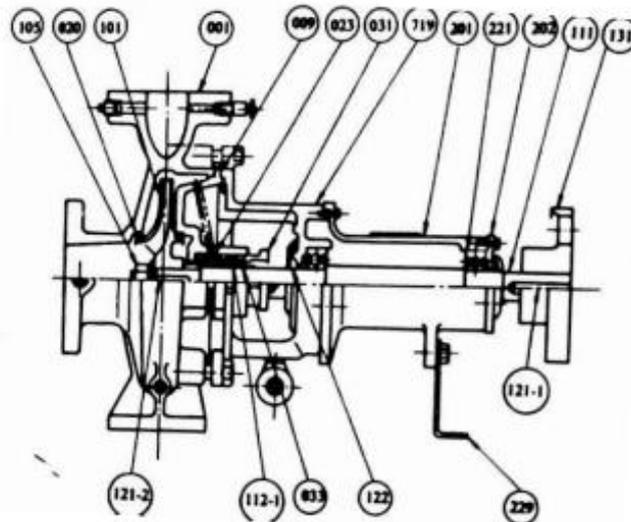
## 2.6 Centrifugal Pump

Pompa sentrifugal adalah salah satu jenis pompa yang menambahkan energi fluida secara dinamik, yaitu dengan memanfaatkan gaya sentrifugal untuk menciptakan perbedaan tekanan antara sisi masuk (*suction*) dan sisi buang (*discharge*) [13]. Pompa ini terdiri dari satu atau lebih *impeller* yang terpasang pada poros yang berputar dan diselubungi *casing*. Fluida diisap pompa melalui sisi isap, akibat berputarnya *impeller* yang menghasilkan tekanan vakum. Kemudian fluida yang telah terisap terlempar ke luar *impeller* akibat gaya sentrifugal yang dimiliki oleh fluida [10].

Berdasarkan arah aliran, dibedakan menjadi tiga yaitu [1] :

1. Pompa Aliran Aksial (*Axial Flow*)
2. Pompa Aliran Radian (*Radial Flow*)
3. Pompa Aliran Gabungan (*Mixed Flow*)

### 2.6.1 Komponen Pompa *Centrifugal*



No.	Nama bagian	No.	Nama bagian	No.	Nama bagian
011	Rumah	101	Impeler	201	Rumah bantalan
009	Tutup rumah	105	Mur impeler	202	Tutup bantalan
020	Cincin penyekat	111	Poros	221	Bantalan bola
023	Cincin perapat	112-1	Selubung	229	Penopang
031	Penekan paking	121-1	Pasak	719	Penyangga
033	Paking	121-2	Pasak		
		122	Cincin pelempar		
		131	Kopling		

**Gambar 2.6** Komponen-Komponen Pompa *Centrifugal* [14]

Pada gambar diatas terdapat komponen-komponen pompa *centrifugal*. Berikut beberapa komponen pompa *centrifugal*, diantaranya :

#### 1. *Volute Chamber (Casing)*

*Volute chamber* atau *casing* merupakan bagian terluar dari komponen pompa yang berfungsi untuk melindungi komponen yang ada di dalamnya. *Volute Chamber* juga berfungsi untuk mengarahkan aliran fluida untuk keluar dari *impeller* melalui *discharge*.

#### 2. *Impeller*

Pada pompa, *impeller* berfungsi untuk menyalurkan energi mekanik yang dihasilkan oleh motor kepada fluida dalam bentuk energi kecepatan pada fluida yang dipompakan secara kontinyu. Sehingga cairan pada sisi isap (*suction*) secara terus menerus akan masuk mengisi

kekosongan akibat perbedaan tekanan antara suction dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari fluida yang masuk sebelumnya.

### 3. Poros/*Shaft*

Poros atau *shaft* merupakan dudukan dari *impeller* dan sudu yang berputar. *Shaft* memiliki fungsi untuk menyalurkan momen puntir dari motor Ketika sedang beroperasi.

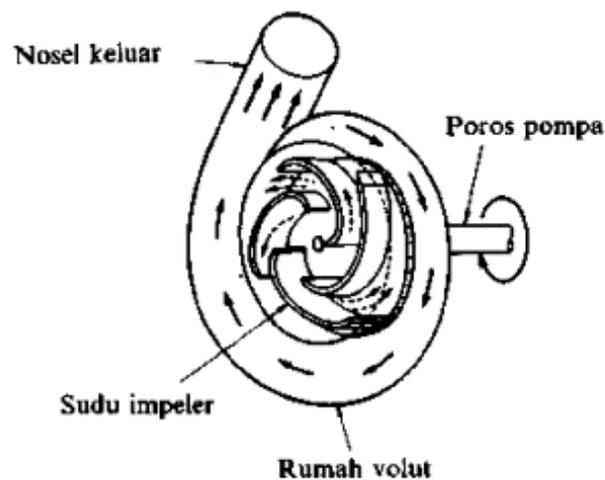
### 4. Pasak

Pasak berfungsi sebagai alat pengunci antara poros pompa dengan *jurnal bearing*, yang nantinya beban aksial dan radial yang timbul akibat putaran poros akan diredam oleh *ball bearing* yang dihubungkan dengan *jurnal bearing*.

### 5. *Bearing*

*Bearing* merupakan salah satu bagian penting dari pompa karena memiliki fungsi untuk menumpu/bantalan poros agar poros dapat berputar dengan halus.

## 2.6.2 Prinsip Kerja Pompa *Centrifugal*



**Gambar 2.7** Bagan Aliran Fluida di dalam Pompa *Centrifugal* [14]

Pompa *centrifugal* bekerja berdasarkan gaya *centrifugal*, dimana benda yang bergerak dijalar melengkung yang bertindak keluar dari pusat rotasi. Fluida cair yang akan dipompa masuk ke saluran *inlet* terlebih dahulu menuju *impeller*. Kemudian gaya sentrifugal muncul dari putaran *impeller*. *Impeller* dapat berputar karena adanya daya yang berasal dari motor kemudian disalurkan pada *shaft* pompa. Putaran pada *impeller* akan memengaruhi fluida cair terdorong keluar dari pusat poros menuju saluran *outlet* pompa, dengan adanya gaya *centrifugal* ini menimbulkan *head* tekanan dan *head* kecepatan menjadi lebih tinggi karena fluida mengalami percepatan. Sebelum fluida yang terpompa menuju *outlet*, fluida ditampung oleh

saluran berbentuk *volute* di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui *nozzle*. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan [14].

### 2.6.3 Jenis-jenis *Impeller* Pompa *Centrifugal*

*Impeller* merupakan salah satu komponen penting pompa sentrifugal yang berfungsi untuk menyalurkan energi mekanik yang dihasilkan oleh motor sehingga energi yang dikandungnya kepada fluida dalam bentuk energi kecepatan pada fluida yang dipompakan secara kontinyu [14]. Berikut merupakan beberapa jenis *impeller* pada pompa sentrifugal :

#### 1. *Close Impeller*

*Close impeller* merupakan *impeller* yang memiliki sudu yang ditutupi oleh mantel (*cover plate*) pada kedua sisinya. Jenis *impeller* ini biasanya digunakan untuk memompakan fluida cair yang memiliki viskositas rendah, contohnya seperti air [15]. Kekurangan dari *impeller* ini ialah memiliki desain yang rumit, harga cenderung mahal dan nilai NPSH yang rendah [16].



**Gambar 2.8** Closed Impeller [17]

#### 2. *Semi Open Impeller*

*Semi open impeller* ialah *impeller* yang didesain dengan plat bundar (*web*) dan memiliki baling-baling (*blade*) yang melekat pada salah satu dindingnya [15]. *Impeller* jenis ini biasanya digunakan pada pompa yang memiliki fluida dengan kandungan pasir atau kotoran yang berukuran kecil [16]. Kelebihan dari semi open impeller ini memiliki efisiensi yang cukup baik dan memiliki harga yang lebih murah dibandingkan dengan *close impeller* [15].



**Gambar 2.9** Semi Open Impeller [17]

### 3. *Open Impeller*

*Open impeller* merupakan *impeller* yang memiliki baling-baling (*blade*) yang tidak ditutupi oleh mantel (*cover plate*) pada kedua sisinya. *Impeller* jenis ini biasanya digunakan untuk fluida yang mengandung banyak kotoran sehingga membutuhkan nilai NPSH lebih tinggi untuk mencegah terjadinya kavitasi dan turunnya efisiensi [16]



**Gambar 2.10** Open Impeller [17]

#### 2.6.4 Kecepatan Spesifik

Kecepatan kecepatan spesifik adalah nilai yang menghubungkan kapasitas, *head*, dan konsumsi daya suatu pompa, yang semuanya bergantung pada dimensi utama dan kecepatan aliran cairan dalam *impeller*. dengan demikian, kecepatan spesifik merupakan salah satu nilai utama yang digunakan dalam menentukan dimensi utama pompa yang paling efisien. oleh karena itu, jenis pompa yang paling sesuai untuk kapasitas dan *head* tertentu dapat ditentukan berdasarkan kecepatan spesifik yang dihitung [18].

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2.11 Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik [18]

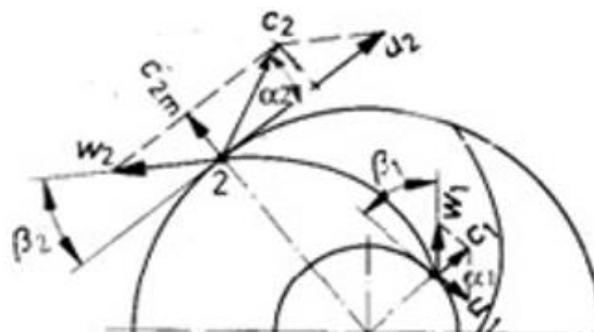
$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.1)$$

$$n_s = 3,65 \times n \times \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (2.2)$$

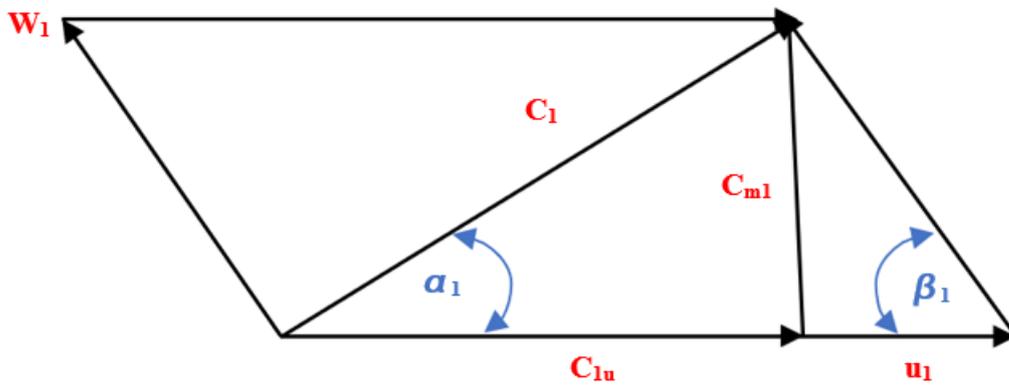
Keterangan:

- $n_s$  = Kecepatan Spesifik
- $N$  = Kecepatan Putaran Impeller pada Pompa (rpm)
- $Q$  = Kapasitas (m<sup>3</sup>/s)
- $H$  = Head (m)
- $\gamma$  = Berat Jenis Cairan (kgf/m<sup>3</sup>)

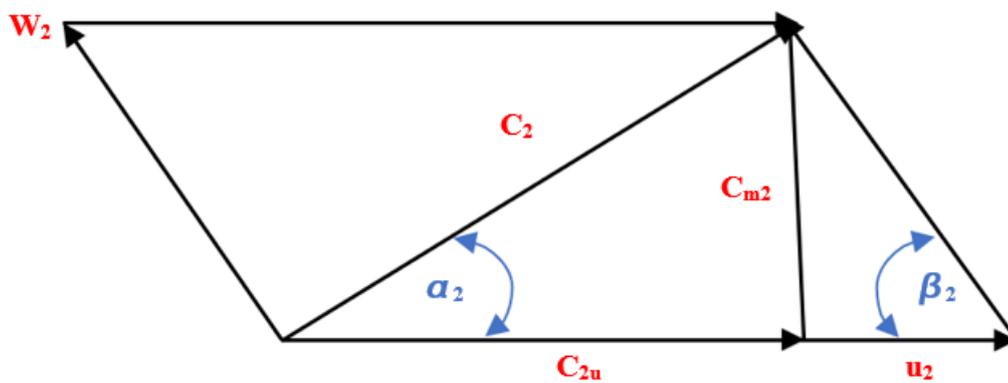
### 2.6.5 Segitiga Kecepatan dan Head Teoritis Tak Terhingga



Gambar 2.12 Arah Kecepatan Aliran di Impeller [18]



Gambar 2.13 Segitiga Kecepatan pada Sisi Inlet Impeller



Gambar 2.14 Segitiga Kecepatan pada Sisi Outlet Impeller

Keterangan:

$U_1$  dan  $U_2$  = Kecepatan Keliling

$W_1$  dan  $W_2$  = Kecepatan Relatif

$C_1$  dan  $C_2$  = Kecepatan Absolut

$\beta_1$  dan  $\beta_2$  = Sudut Sudu *Inlet* dan *Outlet*

$\alpha_1$  dan  $\alpha_2$  = Sudut Fluida *Inlet* dan *Outlet*

Segitiga kecepatan dapat digunakan untuk mencari *head loss* teoritis yang dihasilkan oleh suatu *impeller* dengan putaran tertentu. Dengan menggunakan persamaan *Euler turbomachine* diperlihatkan pada persamaan di bawah ini.

$$\vec{T}_{Shaft} = (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \dot{m} \quad (2.1)$$

Karena daya pompa  $\dot{W}_m = \omega T_{shaft}$ , maka persamaan tersebut menjadi persamaan sebagai berikut.

$$\dot{W}_m = \omega(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u})\dot{m} \quad (2.2)$$

Dengan  $U = \omega r$ , maka persamaan tersebut menjadi

$$\dot{W}_m = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})\dot{m} \quad (2.3)$$

Untuk mendapatkan persamaan *Head* teoritis tak hingga, maka persamaan daya dibagi dengan  $\dot{m}g$ , sehingga didapatkan kuantitas dimensi panjang.

$$H_{th\infty} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}g} \quad (2.4)$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g}(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (2.5)$$

Sehingga persamaan *Head* teoritis tak hingga didapatkan sebagai berikut.

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \quad (2.6)$$

$$\frac{C_{m2}}{U_2^2 - U_1^2} = \tan \beta_2 \quad (2.7)$$

$$H_{th\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{m2}}{g \tan \beta_2} \quad (2.8)$$

### 2.6.6 *Head* Aktual

*Head* aktual dapat dihitung menggunakan *Head* teoritis tak hingga, faktor sirkulasi ( $K_{2cu}$ ) dan efisiensi hidrolis. Persamaan untuk menghitung *Head* aktual diperlihatkan pada persamaan di bawah ini.

$$H_{act} = H_{t\infty} \times K_{2cu} \times \eta_h \quad (2.9)$$

Keterangan :

$K_{2cu}$  = Faktor Sirkulasi

$\eta_h$  = Efisiensi Hidrolisis

Untuk nilai dari faktor sirkulasi dan efisiensi hidrolis diperlihatkan pada Tabel 2.1 berikut berdasarkan nilai putaran spesifik.

**Tabel 2.1** Nilai Faktor Sirkulasi dan Efisiensi Hidrolik [18]

<b>ns1</b>	<b><math>\eta_h</math></b>	<b>K2cu</b>
60 – 100	0,87 – 0,9	0,6 – 0,82
100 – 150	0,9 – 0,92	0,82
150 – 220	0,92 – 0,94	0,82

## 2.7 Kapasitas

Kapasitas pompa adalah banyaknya volume cairan yang dapat dipindahkan oleh pompa tiap satuan waktu. Dan dapat dinyatakan dalam rumus sebagai berikut :

$$Q = v \cdot A \quad (2.10)$$

Keterangan :

V = Kecepatan Aliran (m/s)

A = luas Penampang Pipa (m<sup>2</sup>)

Kapasitas pompa terbagi menjadi beberapa jenis yaitu :

### a. Kapasitas Teoritis (Qt)

Kapasitas Teoritis (Qt) Kapasitas teoritis merupakan kapasitas ideal yang dibutuhkan pompa tanpa mempertimbangkan adanya kebocoran *external* maupun *internal*.

$$Q_t = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot C_{1r} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{2r} \quad (2.11)$$

Keterangan :

$Q_t$  = Kapasitas aktual

$D_1$  &  $D_2$  = *Inlet & outlet impeller* Diameter

$C_{1r}$  &  $C_{2r}$  = *Inlet & outlet radial velocity*

$b_1$  &  $b_2$  = *Inlet & outlet* lebar sudu *impeller*

### b. Kapasitas Aktual (Q)

kapasitas aktual adalah kapasitas yang dihasilkan pada *discharge* selama pengoperasian pompa, diukur dengan jumlah fluida yang mengalir.

$$A = Q_t \times \eta_v \quad (2.12)$$

Keterangan :

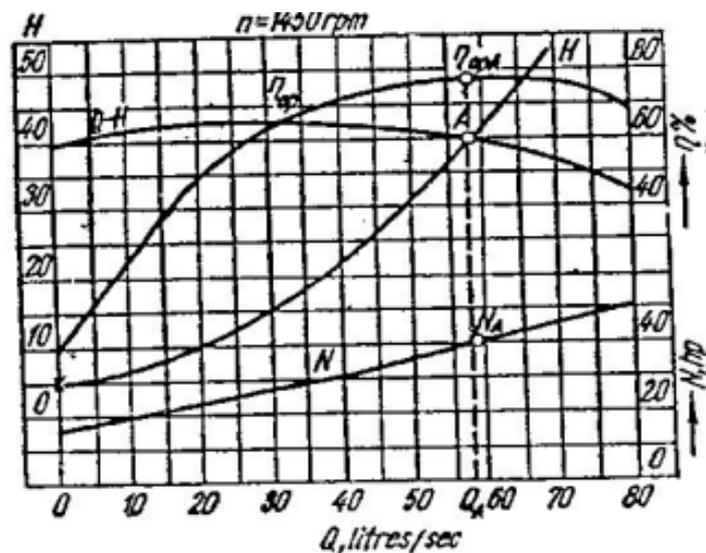
$Q_t$  = Kapasitas teoritis

$Q$  = Kapasitas aktual

$\eta_v$  = Efisiensi volumetris

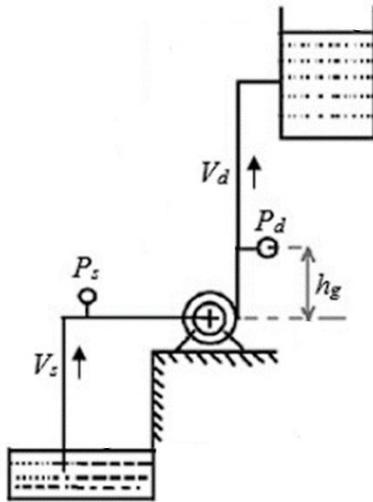
## 2.8 Karakteristik Pompa *Centrifugal*

Karakteristik kerja terdiri dari grafik yang menunjukkan hasil dari nilai *head* dan daya pompa sebagai fungsi dari kapasitas pompa, serta nilai efisiensi [18]. Dalam karakteristik kerja akan didapatkan titik operasi atau titik kerja dari pompa yang merupakan perpotongan antara kurva *head* pompa dan kurva *head pipeline*.



**Gambar 2.15** Karakteristik Kerja Pompa *Centrifugal* [18]

## 2.9 Head Efektif Pompa



**Gambar 2.16** Head Effektif Pompa [19]

*Head* merupakan ukuran energi total yang diberikan ke cairan pada kecepatan dan kapasitas operasi tertentu atau dapat diartikan *Head* adalah energi per satuan berat fluida yang diperlukan oleh pompa untuk mengalirkan fluida. Hal ini diukur dengan satuan panjang (m). Dalam perjalanan menuju tujuannya, pompa terhubung dengan tekanan dan ketinggian permukaan fluida yang ada di lokasi awal ke lokasi akhir. Ketersediaan energi pompa “*Head*” sangat penting untuk memastikan aliran air yang memadai sesuai dengan kebutuhan. Berikut ini rumus dari *head* pompa.

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{(V_d^2 - V_s^2)}{2g} + Hg \quad (2.13)$$

Keterangan :

H = *Head* pompa

$P_d$  = Tekanan pompa sisi *discharge* tekanan absolute (N/m<sup>2</sup>)

$P_s$  = Tekanan pompa sisi *suction* absolute (N/m<sup>2</sup>)

$Hg$  = *Head* ketinggian pompa (m)

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

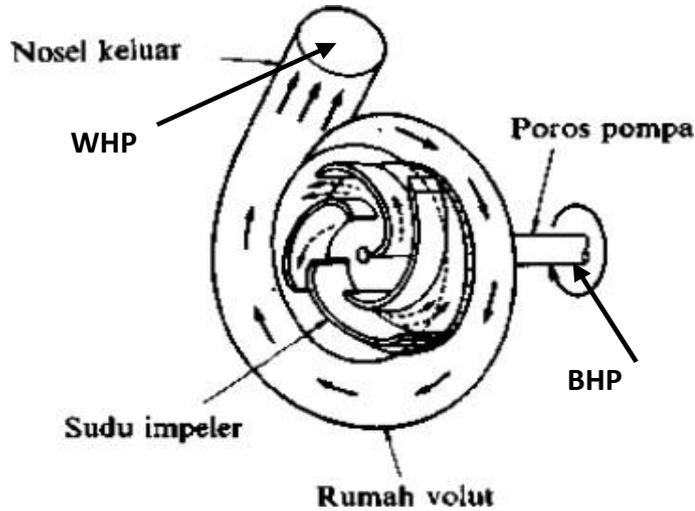
$V_s$  = Kecepatan aliran fluida sisi *suction* (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

$\gamma$  = Berat jenis fluida (kg/m<sup>2</sup>.s<sup>2</sup>)

## 2.10 Daya

Daya merupakan kerja pompa yang dilakukan tiap satuan waktu. Daya pompa terbagi menjadi dua, yaitu daya fluida dan daya poros.



Gambar 2.17 WHP dan BHP Pompa Sentrifugal

### a. Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$WHP = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (2.14)$$

$$WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = g \cdot m \cdot H \quad (2.15)$$

Keterangan :

$WHP$  = Daya *output* pompa (Watt)

$\rho$  = Massa jenis fluida ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$g$  = Percepatan gravitasi ( $\text{m}/\text{s}^2$ )

$Q$  = Kapasitas aktual ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$H$  = *Head* pompa (m)

$\gamma$  = Berat jenis fluida ( $\text{Kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2$ )

### b. Daya Poros (BHP)

Daya poros atau *Brake Horse Power* (BHP) merupakan daya yang dibutuhkan pompa untuk memutar poros dengan adanya pengaruh kapasitas pompa, berat jenis fluida, tinggi tekan total pompa dan efisiensi pompa (daya masukan pompa yang dibangkitkan

oleh motor penggerak). Daya poros pompa yang diberikan pada fluida memiliki nilai yang lebih besar daripada daya fluida itu sendiri. Berikut ini merupakan rumus yang digunakan untuk menghitung nilai daya aktual pompa.

$$BHP = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_{op}} \quad (2.16)$$

$$BHP = \frac{T \cdot n \cdot 2\pi}{60} \quad (2.17)$$

Keterangan :

BHP = Daya poros pompa (Watt)

$Q$  = Kapasitas aktual ( $m^3/s$ )

$n$  = Putaran Poros (rpm)

$T$  = Torsi Poros (N.m)

$\eta_{op}$  = Efisiensi pompa

$H$  = *Head* pompa (m)

## 2.11 Efisiensi ( $\eta$ )

Efisiensi merupakan perbandingan antara daya *output* pompa (pompa terhadap fluida) dengan daya *input* pompa (motor listrik terhadap pompa). Berikut ini rumus yang digunakan untuk menentukan efisiensi total.

$$\eta = \frac{WHP}{BHP} \times 100\% \quad (2.18)$$

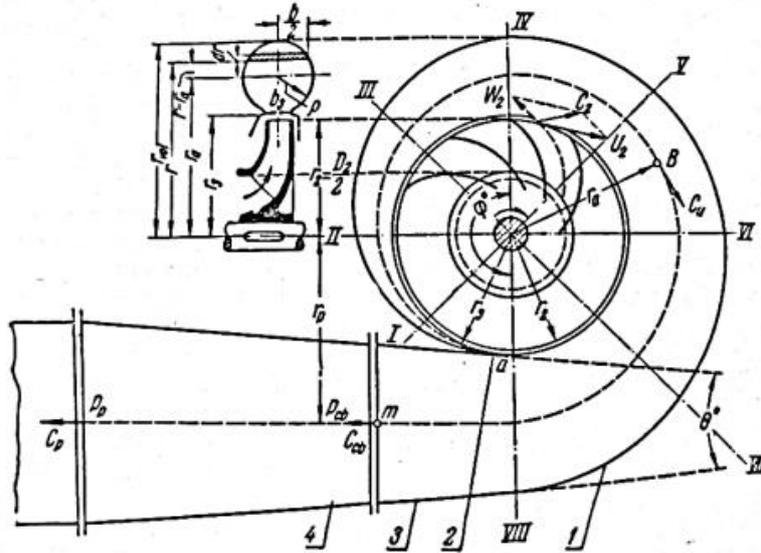
Keterangan :

$\eta$  = Efisiensi total pompa

*WHP* = *Water Horse Power* (Watt)

*BHP* = *Brake horse Power* (Watt)

## 2.12 Perancangan *Volute Chamber*



**Gambar 2.20** Skematik Spiral Casing pada Outlet [18]

Ketika akan merancang suatu *volute chamber*, ada beberapa hal yang diasumsikan seperti berikut :

1. Kerugian *head* dalam *volute* diabaikan
2. *Volute chamber* dibagi terdiri atas beberapa bagian, yang dapat dilihat seperti pada gambar diatas.

Dalam perancangan *volute chamber*, parameter utamanya adalah sudut penampang area dan jari-jari *volute*, dimana perhitungannya dijabarkan sebagai berikut [18] :

### 1. Jari-jari Lidah *Volute Chamber*

$$r_3 = (1,02 \div 1,05)r_2 \quad (2.19)$$

Keterangan :

$r_2$  = Jari-jari *Impeller* Bagian Luar (mm)

$r_3$  = Jari-jari Lidah *Volute Chamber* (mm)

### 2. Lebar Laluan Lidah *Volute Chamber*

$$b_3 = b_2 + (0,025 \cdot r_2) \quad (2.20)$$

Keterangan :

$b_2$  = Lebar Laluan Keluar *Impeller* (mm)

$r_2$  = Jari-jari *Impeller* Bagian Luar (mm)

### 3. Jari-jari *Volute Chamber*

$$r_{vol} = 2 \cdot \rho + r_3 \quad (2.21)$$

Keterangan :

$r_{vol}$  = Jari-jari Luar *Impeller* (mm)

$r_3$  = Jari-jari Lidah *Volute Chamber* (mm)

$\rho$  = *Pitch* (mm)

$$\rho = \frac{\phi}{x} + \sqrt{2 \cdot \frac{\phi}{x} \cdot r_3} \quad (2.22)$$

Keterangan :

$r_{vol}$  = Jari-jari Luar *Impeller* (mm)

$r_3$  = Jari-jari Lidah *Volute Chamber* (mm)

$\rho$  = *Pitch* (mm)

$x$  = Konstanta

$\phi$  = Posisi Sudut Tiap *Pitch*

## 2.13 *Computational Fluid Dynamic* (CFD)

*Computational Fluid Dynamic* (CFD) merupakan ilmu yang mempelajari prediksi dinamika aliran fluida perpindahan panas dan massa, reaksi kimia, dan fenomena lainnya menggunakan teknologi komputasi dan memvisualisasikan aliran fluida tersebut. CFD dapat memprediksi aliran berdasarkan analisis persamaan-persamaan yang merepresentasikan hukum-hukum konservasi massa, momentum, dan energi [20].

### 2.13.1 Proses *Computational Fluid Dynamic* (CFD)

Simulasi CFD menggunakan *software ANSYS Fluent* memiliki tiga tahap proses yaitu:

1. *Pre-Processing*

*Pre-Processing* merupakan tahap awal untuk menganalisa suatu benda menggunakan model komputasi, pada tahapan *pre-processing* umumnya terdapat tiga tahapan yang harus diselesaikan. Tiga tahapan tersebut ialah [21] :

- a. Pembuatan Geometri
- b. Penentuan Domain
- c. Pembuatan *Mesh* atau *grid*

## 2. *Processing*

*Processing* ialah tahapan dalam mencari solusi dari permasalahan yang ada. Permasalahan dikatakan berhasil apabila parameter yang diuji dapat mencapai nilai *residual* yang telah diatur diawal tahapan.

## 3. *Post Processing*

*Post Processing* merupakan tahapan mengeluarkan informasi yang diinginkan dan hasil simulasi dilakukan pada tahap ini. Hasil yang dapat ditampilkan sebagai berikut :

- a. Perhitungan Properti turunan (fungsi aliran, vortisitas dan lain-lain)
- b. Perhitungan parameter integral (gaya, total massa, dan lain-lain)
- c. Visualisasi (1D : plot garis, 2D : *streamlines* atau kontur, 3D : *isosurface*, *isovolumes*, *particle tracing*, dan animasi)
- d. Data analisis (*error*)
- e. Verifikasi dan Validasi dari model CFD

### 2.13.2 *Meshing*

*Meshing* adalah proses pembentukan elemen-elemen kecil yang digunakan untuk membuat model digital dari suatu produk atau objek. Dengan membagi objek menjadi bagian yang lebih kecil, metode ini memungkinkan simulasi numerik yang lebih akurat dan efisien [22]. ANSYS menyediakan beberapa macam *meshing*, sebagai berikut [23] :

#### a. *Tetrahedral Mesh*

*Meshing* jenis ini merupakan pilihan yang baik untuk model geometri kompleks dan mudah diaplikasikan.

#### b. *Hexahedral Mesh*

Jenis *meshing* ini cocok untuk mendeskripsikan dua permukaan antarmuka, memiliki kualitas yang baik dan bentuk yang jelas, dan cocok untuk model *mesh* presisi tinggi, namun proses pembuatannya sedikit rumit.

#### c. *O-Grid Grid*

Dapat digunakan untuk mendeskripsikan kurva dan karakteristik kurva, serta dapat mengekspresikan tepi kurva dengan baik.

d. *Tringular Prism Mesh*

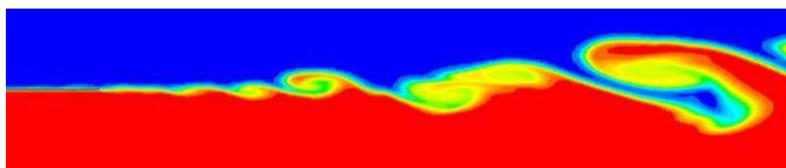
Cocok digunakan untuk karakterisasi sifat dinding yang tipis.

### 2.13.3 Model Aliran Turbulen

Untuk memenuhi kebutuhan aliran, *software Ansys* menyediakan berbagai metode yang dapat digunakan. Salah satu model aliran yang paling banyak dipelajari adalah aliran turbulen, karena dianggap terlalu kompleks untuk diselesaikan. Oleh karena itu, aplikasi *Ansys Fluent* menyediakan pilihan *solver* untuk aliran turbulen. Pada dasarnya aliran turbulen dibagi menjadi tiga tingkatan yaitu *Direct Numeric Simulation (DNS)*, *Large Eddy Simulation (LES)*, dan *Reynold Averaged Navier-Stokes Simulation (RANS)* [24].

#### 2.12.3.1 *Direct Numeric Simulation (DNS)*

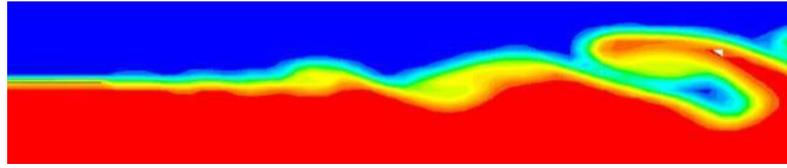
Model *Direct Numeric Simulation (DNS)* menggunakan persamaan-persamaan diferensial murni dari persamaan *Navier-Stokes* untuk mensimulasikan aliran turbulennya. Secara teori, dalam pemodelan simulasi DNS menyelesaikan seluruh spektrum skala turbulen secara langsung tidak diperlukan pemodelan. Pemodelan ini akan memberikan hasil yang cukup baik, namun untuk mensimulasikannya diperlukan kemampuan komputer yang sangat tinggi [25].



**Gambar 2.21** Visualisasi Aliran Model DNS

#### 2.12.3.2 *Large Eddy Simulation (LES)*

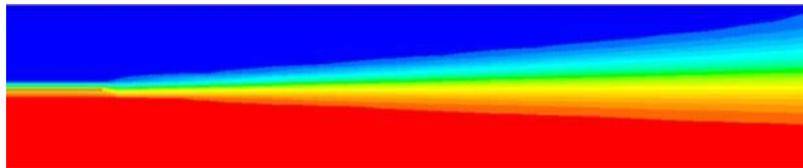
Pada model aliran *Large Eddy Simulation (LES)* tidak berdasarkan *Reynolds Averaged Equations*, namun berdasarkan penyaringan persamaan *Navier-Stokes*. Dalam model ini ada dua macam kategori penting, yaitu *Largest Eddies* dan *Smallest Eddies*. Dalam LES, pusaran besar (*Largest Eddies*) diselesaikan secara langsung, sedangkan pusaran kecil (*Smallest Eddies*) dimodelkan [24] [25]. Model LES ini biasanya memerlukan kemampuan komputer yang tinggi untuk mensimulasikannya dan waktu yang dibutuhkan juga sangat lama [24].



**Gambar 2.22** Visualisasi Aliran Model LES

### 2.12.3.3 *Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation (RANS)*

*Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation* merupakan persamaan rata-rata waktu untuk aliran fluida yang menggunakan persamaan *Navier-Stokes* dan semua gerakan turbulen dimodelkan. Untuk sebagian besar masalah, aliran rata-rata waktu (dan tingkat turbulensi) adalah semua yang diperlukan, dan banyak model yang berbeda tersedia. Ini adalah pendekatan yang paling banyak digunakan untuk aliran industri.



**Gambar 2.23** Visualisasi Aliran Model RANS

Berikut merupakan beberapa model pendekatan dari metode RANS. Model RANS terdiri dari 2 Kategori :

#### 2.12.3.3.1 *Eddy viscosity models (EVM)*

##### 1. Model k- $\epsilon$

Model turbulensi semi empiris ini lengkap. Kecepatan turbulen (*turbulent velocity*) dan skala panjang (*length scale*) dapat ditentukan secara mandiri, meskipun masih sederhana. Jones dan Launder membuat model ini. Model ini sering digunakan dalam simulasi fluida dan perpindahan panas karena stabil, ekonomis (dari segi komputansi), dan cukup akurat. Model k- $\epsilon$  terbagi menjadi tiga model yaitu:

##### a. Standard k- $\epsilon$

Model ini memiliki kestabilan dan akurasi yang baik untuk berbagai jenis aliran turbulen, sehingga banyak digunakan untuk menganalisa pada kondisi nilai Re tinggi [25].

##### b. RNG k- $\epsilon$

Model ini memiliki akurasi tinggi untuk jenis aliran turbulen yang terhalang secara tiba-tiba dan aliran berputar (*swirl flow*). Banyak digunakan untuk

menganalisa pada kondisi nilai  $Re$  rendah [25].

c. Realizable  $k-\epsilon$

Model ini memiliki akurasi tinggi untuk menganalisa laju penyebaran fluida yang dipancarkan melalui *nozzle/jet*. Pada model ini *sliding mesh* harus berhati-hati karena kekurangan dari model ini dapat terbentuknya viskositas turbulen non fisik apabila domain perhitungan mengandung zona fluida yang diam dan berputar [25].

2. Model  $k-\omega$

Model  $k$ -omega terbagi menjadi dua model yaitu :

a. Standar  $k$ -omega

*FLUENT* menggunakan model Wilcox  $k$ -omega untuk menghitung efek aliran pada bilangan *Reynold* rendah, kompresibilitas, dan penyebaran aliran geser. Ini juga dapat digunakan untuk aliran dalam saluran dan aliran bebas geseran [25].

b. SST  $k$ -omega

Model ini memiliki akurasi tinggi ketika digunakan menganalisa daerah di dekat dinding, aliran yang jauh dari dinding dan *free stream flow* [25].

3. Model *Spalart Allmaras*

Model ini dirancang khusus untuk aliran turbulen pesawat terbang. Tidak membutuhkan ukuran *mesh* yang rumit atau simulasi yang halus, dan efektif digunakan ketika kondisi bilangan  $Re$  yang dimiliki bernilai kecil. Ada kemungkinan bahwa model *spalart allmaras* tidak mempermasalahkan kualitas perhitungan aliran turbulen [25].

#### 2.12.3.3.2 Model *Reynold Stress (RSM)*

Karena model RSM paling dekat dengan persamaan *Navier-Stokes (Reynolds Average)*, model RSM adalah yang paling teliti dari semua model aliran turbulen pada *Ansys Fluent*. Aliran yang melalui lintasan berputar dan *combustor* yang berputar keduanya sesuai dengan model ini [25].

## 2.14 Penelitian Terdahulu

### Fahreza Hafizh Rafif Azmi, 2023 [26]

Penelitian ini tentang penelitian perancangan ulang instalasi pompa sentrifugal sebagai sistem pendingin PLTMG (pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas) Di PT. Lamong Energi Indonesia. penelitian ini terbagi atas tiga tahapan, yaitu : 1) Perhitungan analisis kecepatan

fluida, *Head* efektif instalasi yang dilakukan secara manual dan numerik dengan *software pipe flow expert*. 2) Pemilihan pompa dilakukan dengan cara memplot hasil dari perhitungan kapasitas dan juga *Head* efektif instalasi. 3) Perancangan *impeller* dengan *point by point method* dimana dilakukan perhitungan terhadap beberapa variable.

Hasil pada perhitungan manual meliputi *Head* efektif, analisis *Head* yang akan dibandingkan dengan numerik, diharapkan hasil perbandingan <2% agar dapat diteruskan pada tahap pemilihan pompa, lalu pada perhitungan *Net Positive Suction Head Available* atau  $NPSH_A$  diharapkan lebih besar dari pada *Net Positive Suction Head Required* atau  $NPSH_R$ . ( $NPSH_A > NPSH_R$ ) agar dapat dilanjutkan untuk merancang *impeller* yang sesuai standart API 610. Pada hasil perancangan pompa sentrifugal didapatkan pemilihan pompa dengan kapasitas  $80 \frac{m^3}{h}$ , dengan *head* efektif 34 m dan daya motor sebesar 11 kW. Untuk perancangan *impeller* yang sesuai standart API 610, didapatkan  $n_s$  111 rpm, dengan diameter *outlet* 165 mm dan diameter *inlet* 96 mm, dengan jumlah sudu 8.

#### **Didit Setyo Wahono, 2016 [20]**

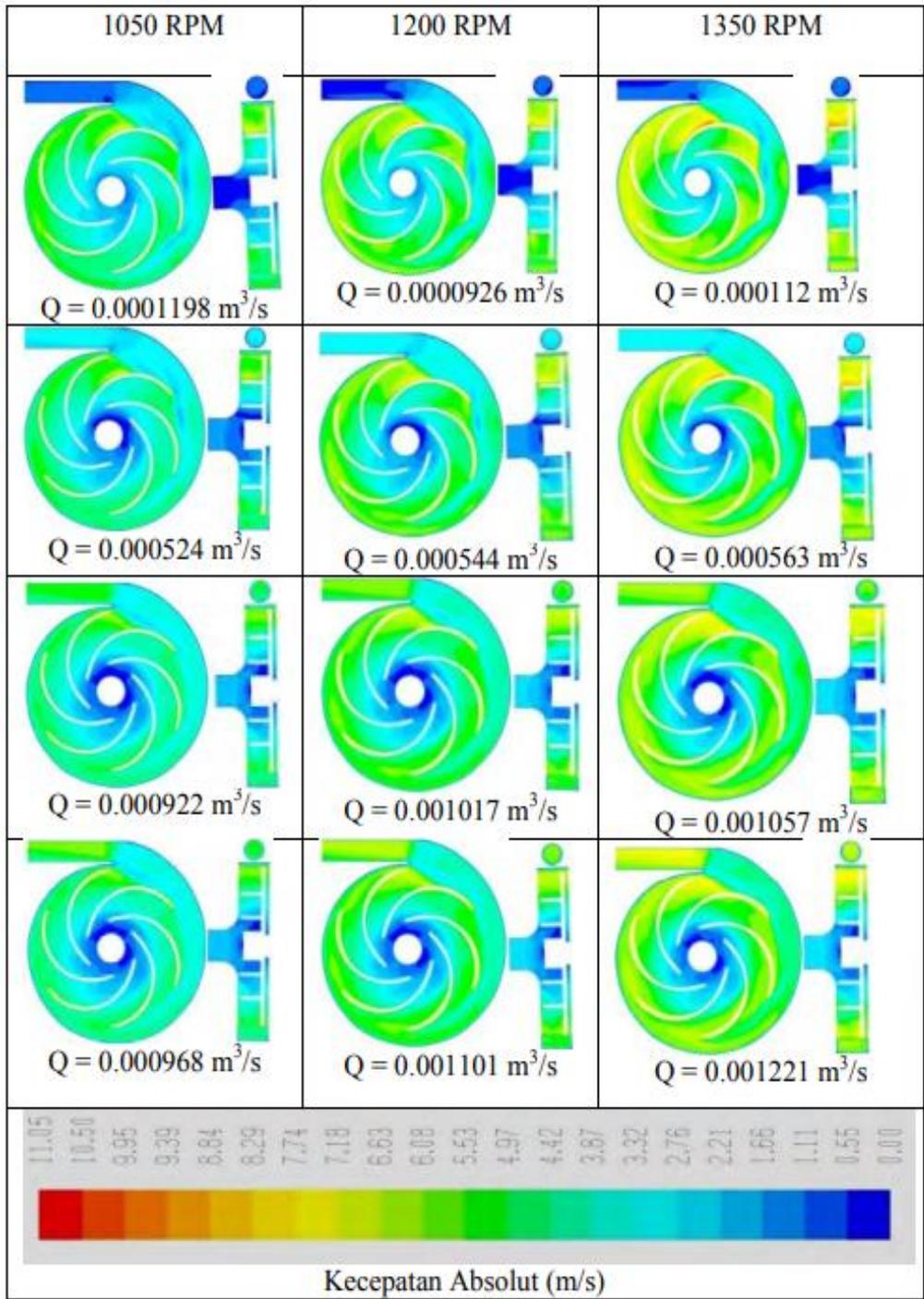
Penelitian ini tentang penelitian CFD pada pompa sentrifugal menggunakan *software* Gambit dan *Fluent* dilakukan secara 2D dan 3D dengan tipe *impeller backward* yang memiliki diameter 120 mm dan sudut  $\beta_2$  170°. Fluida kerja yang digunakan adalah air dan Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi *steady flow* dan *incompressible*. Simulasi numerik dilakukan dengan memvariasikan putaran dan debit pompa dengan turbulen model k-epsilon *standard*. Kemudian hasil simulasi akan divalidasi dan dibandingkan dengan hasil eksperimen. Berikut data hasil eksperimen yang akan disimulasikan :

**Tabel 2.2** Data Hasil Eksperimen yang Disimulasikan

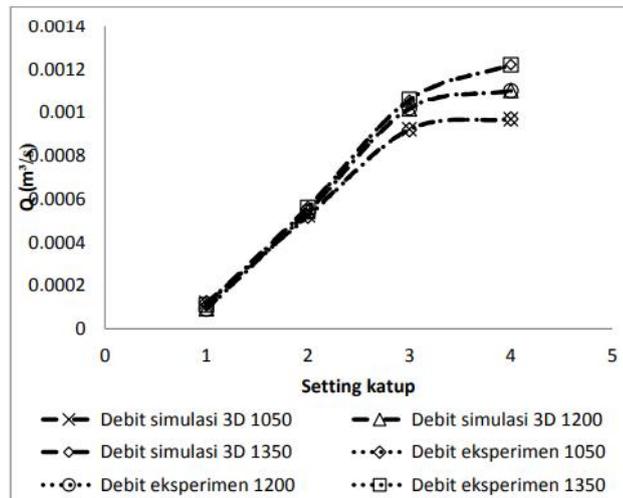
No	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)
1	1050	0.00012
		0.00052
		0.00092
		0.00097
2	1200	0.00009
		0.00054
		0.00102
		0.0011
3	1350	0.00011
		0.00056
		0.00106

		0.00122
--	--	---------

Berikut hasil dari simulasi yang dilakukan secara 3D pada tiap variasi putaran pompa dan variasi debit pompa :



**Gambar 2.24** Kontur Kecepatan Absolut Simulasi Secara 3D



**Gambar 2.25** Eksperimen Variasi Debit Simulasi 3D

Dapat disimpulkan dari hasil simulasi CFD pada pompa sentrifugal dengan variasi debit dan putaran ialah Hasil simulasi numerik secara 2D jauh berbeda dengan hasil eksperimen Perbedaan tersebut dikarenakan oleh penentuan *boundary condition*, sehingga untuk kasus pompa sentrifugal ini tidak bisa disimulasikan secara 2D.

Maka pada penelitian ini lebih fokus pada simulasi 3D. hasil yang didapatkan ialah kenaikan debit dipengaruhi oleh kenaikan putaran *impeller* pompa, semakin tinggi putaran *impeller* maka debit yang dihasilkan oleh pompa semakin besar. 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 dan 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.

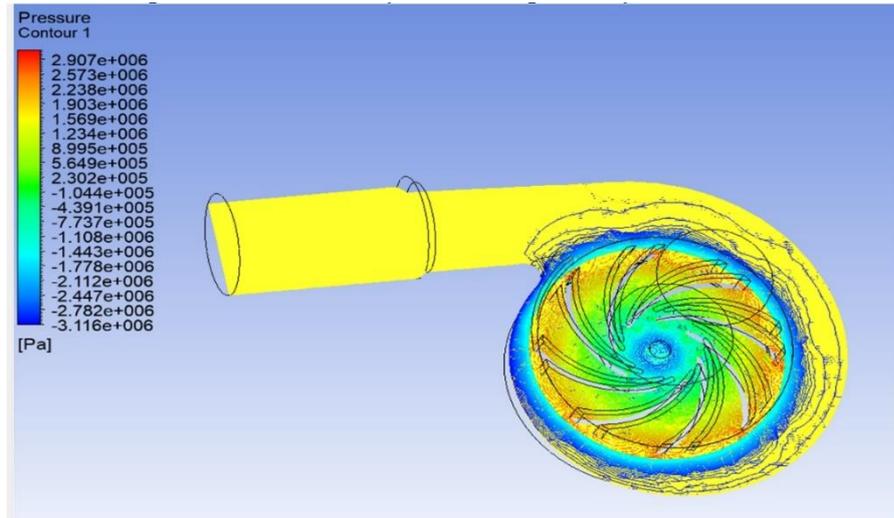
**Jie Dong and Wei Li, 2023 [23]**

Penelitian ini tentang simulasi numerik kavitas pompa sentrifugal menggunakan *software Ansys*. Pada penelitian ini menggunakan *impeller* berjenis semi *open* dengan jumlah *blade* 8 buah. Dalam penelitian ini menggunakan variasi putaran yaitu pada 1800 rpm dan 600 rpm.

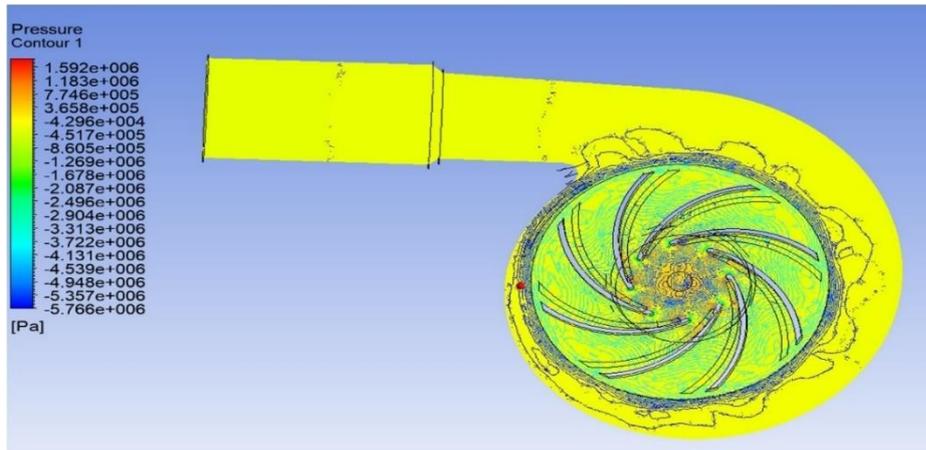
Jenis *meshing* yang digunakan ialah *tetrahedral* karena memiliki geometri yang cukup kompleks dan ada beberapa *condition set* yang digunakan, sebagai berikut :

- a. *Type: pressure-based Pressure correction; Absolute Velocity Formulation. Time: Transient transient time.*

- b. Model: k-epsilon's *quadratic equation* model; k-epsilon model: *real-time*; Near-Wall Treatment C. Scalable Wall Functions;
- c. Fluent Fluid Materials: water-liquid; Density:  $998.2\text{kg/m}^3$ ; Viscosity:  $0.001003\text{kg/m-s}$ ;
- d. Pressure: 0.3; Density: 1; Body Forces: 1; Momentum: 0.7; Turbulent Kinetic energy is 0.8. Turbulent dissipation rate: 0.8; Viscosity turbulence: 1



**Gambar 2.26** Grafik debit simulasi 3D dan eksperimen pada tiap variasi putaran pompa

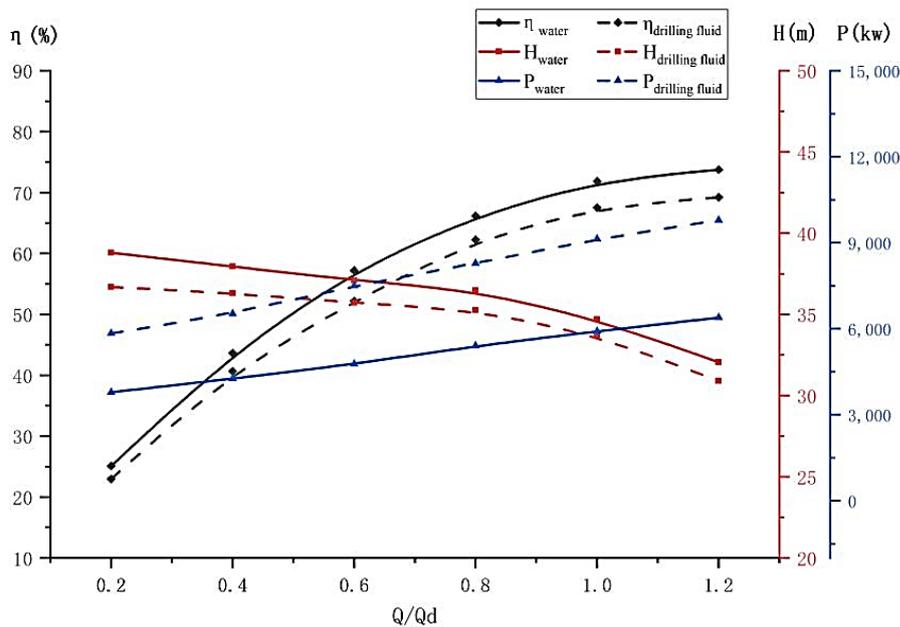


**Gambar 2.27** Distribusi Tekanan Variasi 600 rpm pada *Impeller*

Hasil dari penelitian tersebut didapat kesimpulan yaitu *impeller* dengan rpm lebih tinggi (1800 rpm) kemungkinan terjadinya fenomena kavitasi lebih tinggi dibanding *impeller* dengan rpm lebih rendah (600 rpm), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.24 dan 2.25. Selain itu, terlepas dari desain *volute chamber* sebuah pompa, daerah yang rawan terkena fenomena kavitasi adalah daerah *blade* yang dekat dengan *volute*

Jianxin Hu , Ke Li , Wenfeng Su and Xinyi Zhao, 2023 [27]

Pada penelitian ini menganalisis dan mempelajari performa pompa *centrifugal Close Impeller* yang digunakan untuk memompa *drilling fluids* atau fluida pengeboran yang berfokus kepada tekanan pada sudu *impeller* dan pada jalur *volute*. Dalam penelitian ini menggunakan variasi debit yang terdiri dari 6 kasus ( $Q = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1, \text{ and } 1.2$ ). Simulasi numerik pompa sentrifugal ini menggunakan *mesh polyhedral* diterapkan untuk diskritisasi domain komputasi dan dengan model aliran turbulen k-omega dengan jenis SST *k-omega* karena Model ini digunakan untuk mempelajari fluida hukum daya *Newtonian* dan *non-newtonian* dalam pompa sentrifugal dengan laju aliran yang berbeda.



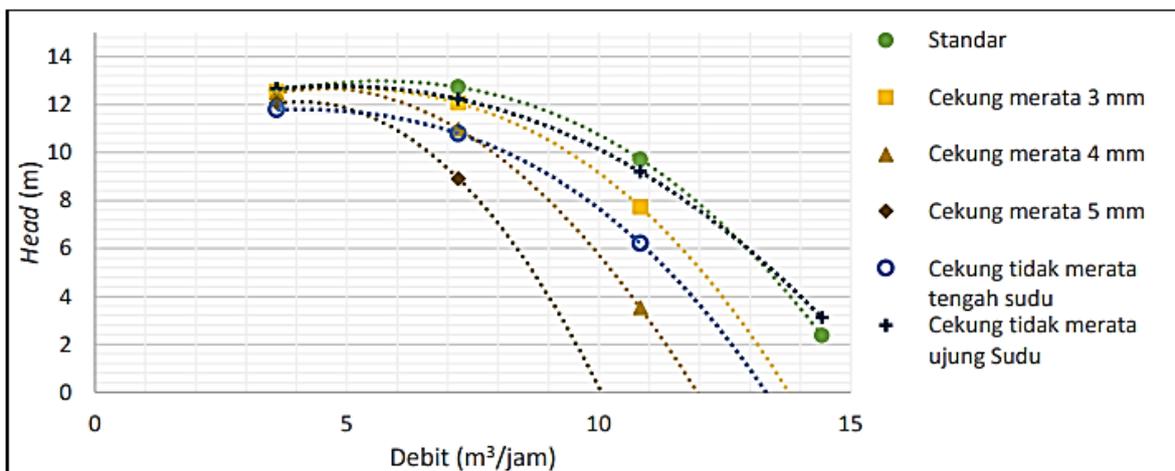
Gambar 2.29 Kurva Karakteristik Kerja Air dan *Drilling Fluid*

Hasil kinerja pompa disajikan dalam bentuk grafik kurva karakteristk kerja, terlihat pada gambar ini, *head* pompa air lebih tinggi dibandingkan dengan pompa fluida pemboran, sedangkan daya pompa air lebih rendah dibandingkan dengan pompa fluida pemboran. Hal tersebut dikarenakan perbedaan viskositas antar fluidanya. Namun, karena cairan pengeboran lebih kental dan lebih padat daripada air, maka torsiya lebih tinggi, dan oleh karena itu, lebih banyak tenaga yang dihasilkan pada kondisi kecepatan yang sama. Selain itu, seiring dengan meningkatnya laju aliran, perbedaan efisiensi antara fluida pengeboran dan air juga meningkat.

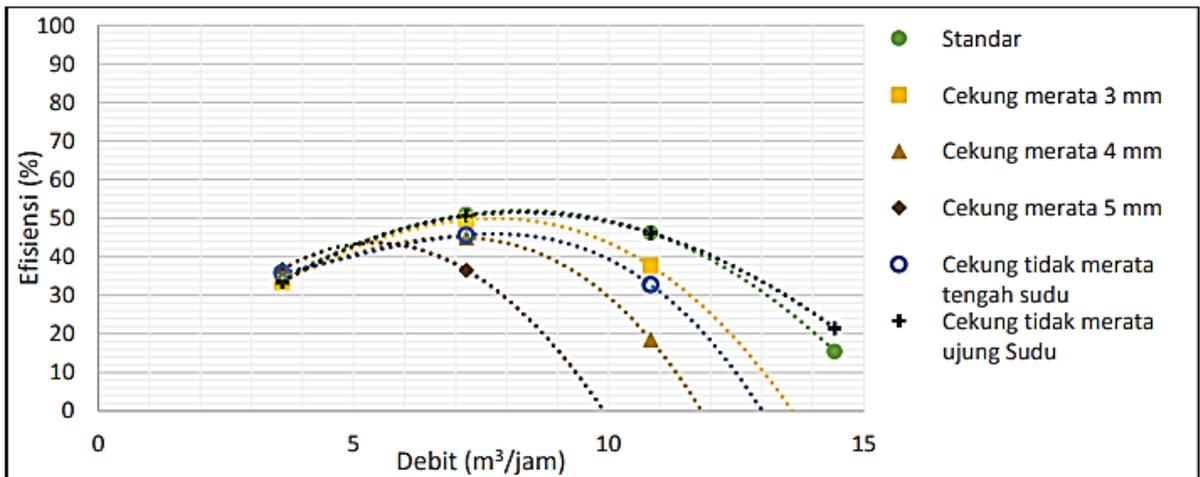
**K. Damanik dan J. Waluyo, 2022 [28]**

Pada penelitian ini dilakukan pemodelan dan simulasi *computational fluid dynamic* (CFD) penebalan scaling pada sudu-sudu *impeller* terhadap kinerja pompa sentrifugal dengan diameter *outlet* 105 mm, jumlah sudu 7 buah, debit aliran dari 3,62 m<sup>3</sup>/jam sampai 14,43 m<sup>3</sup>/jam dan kecepatan putaran tetap 2800 rpm. Variasi yang dilakukan adalah penebalan berbentuk cekung merata sepanjang sudu dengan ketebalan total 3 mm, 4 mm, 5 mm, dan penebalan di bagian cekung sudu tidak merata di bagian tengah dan ujung. Bentuk penebalan *scaling* dilakukan mengikuti bentuk sudu untuk memudahkan proses pemodelan dan simulasi karakterisasi pompa sentrifugal. Fluida kerja yang digunakan dalam simulasi adalah air (*water-liquid*). Berikut general set up yang digunakan :

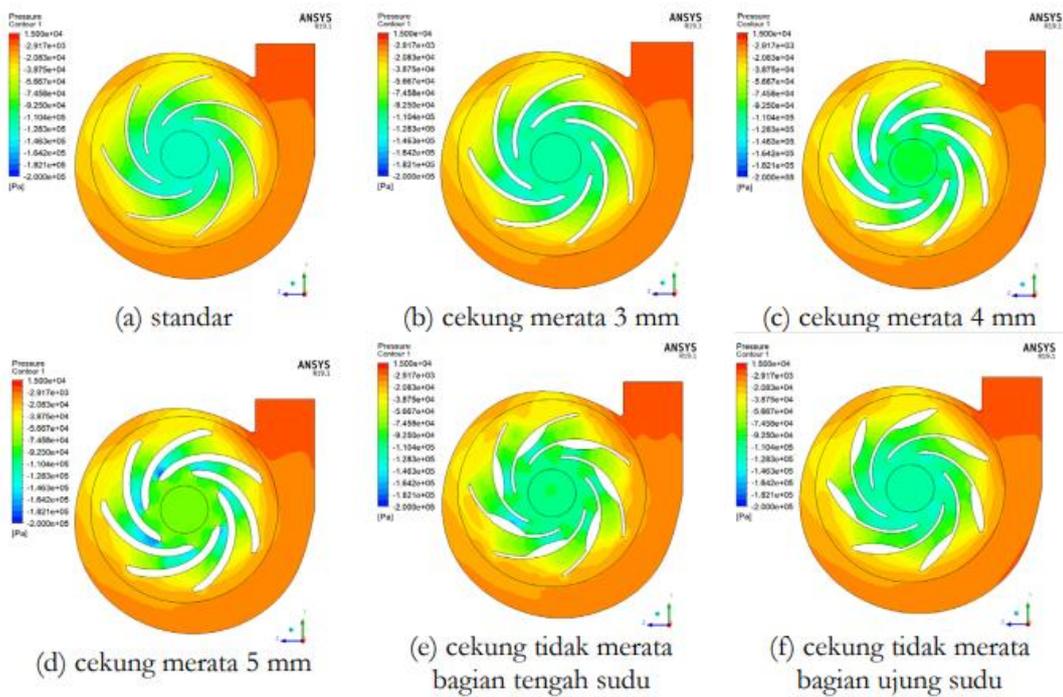
- Formasi kecepatan absolut
- kondisi aliran *steady*
- Model fisis digunakan untuk memodelkan turbulensi dan aliran di dekat dinding
- Model k-epsilon RNG
- Percepatan gravitasi 9,81 m/s<sup>2</sup>
- Fluida : *water-liquid* dengan densitas 998,2 kg/m<sup>3</sup> dan viskositas 0,001003 kg/m.s.
- Domain : Bagian *inlet* (fluida yang masuk dari *flens* hisap ke mata *impeller*), Bagian rotasi (fluida yang ikut berputar bersama *impeller*), bagian stasioner (*impeller* hingga *flens* buang)



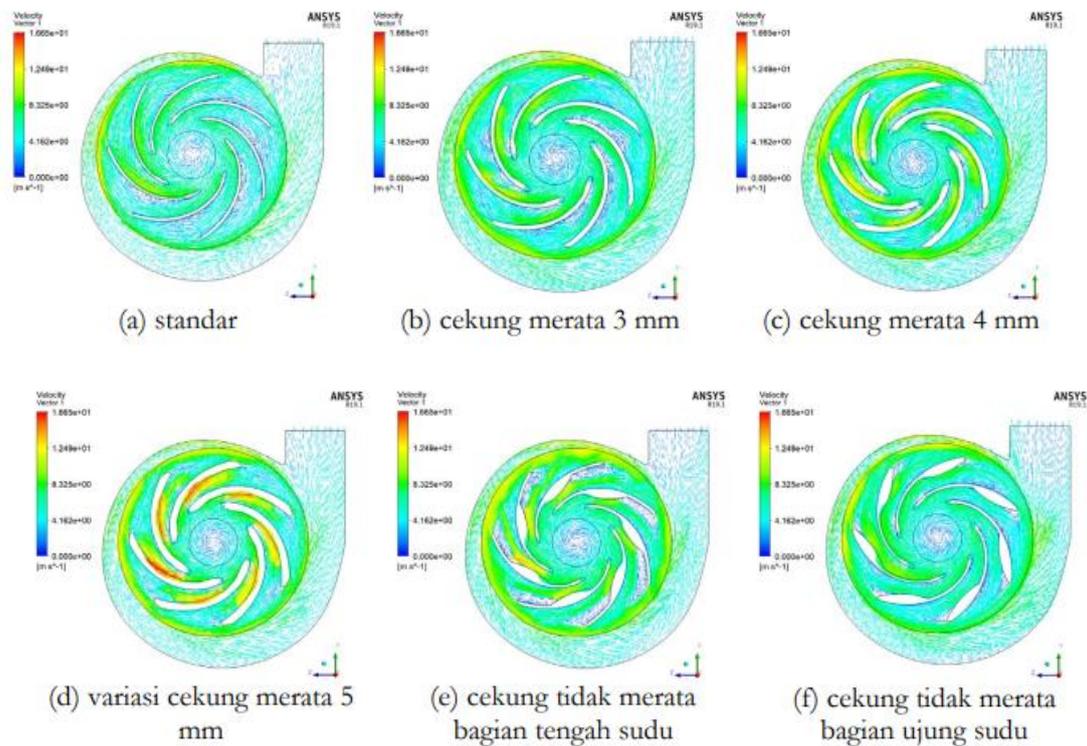
**Gambar 2.30** Perbandingan Kurva H-Q Pada Variasi Ketebalan *Scaling* Sudu Cekung Merata Dan Cekung Tidak Merata



**Gambar 2.31** Perbandingan Kurva Efisiensi Terhadap Variasi Ketebalan *Scaling* Sudu Cekung Merata Dan Tidak Merata



**Gambar 2.32** Distribusi Tekanan pada berbagai Variasi Penebalan *Scaling* Sudu

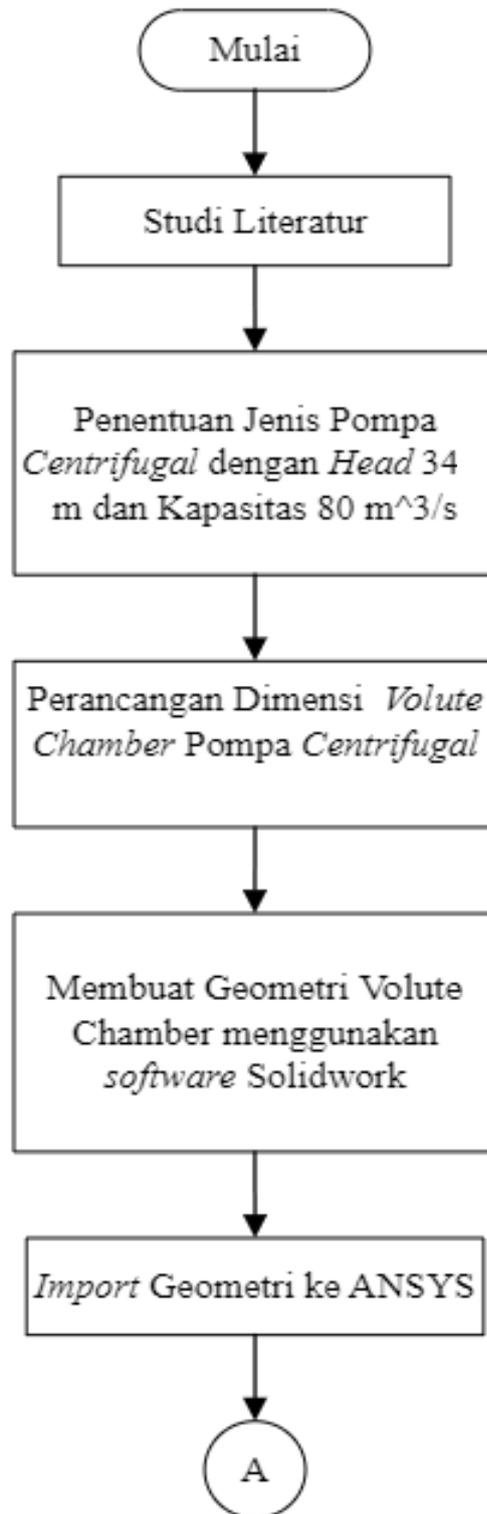


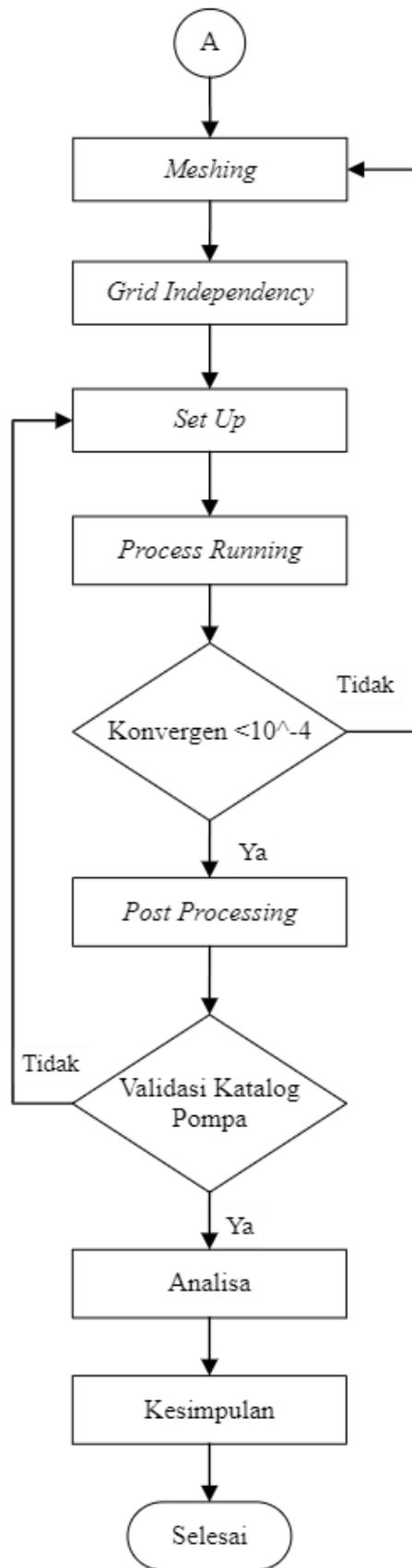
**Gambar 2.33** Distribusi Kecepatan Pada Berbagai Variasi Penebalan *Scaling* Sudu

Hasil pengamatan variasi pada ketebalan scaling pada sudu bentuk cekung merata terlihat bahwa penebalan 3 mm paling mendekati kinerja model standar. Seiring dengan meningkatnya penebalan menjadi 4 mm dan 5 mm, terjadi penurunan *head* pompa. Hal ini karena semakin bertambahnya penebalan *scaling* mengakibatkan pengarahannya menjadi kurang efektif sehingga terjadi kehilangan sebagian energi kinetik. Pengaruh akhirnya adalah fluida yang keluar dari *impeller* memiliki kecepatan energi kinetik lebih rendah dari nilai ideal dan dengan demikian menyebabkan *head* yang lebih rendah. Pada penebalan *scaling* bentuk cekung tidak merata pada sudu terlihat bahwa penebalan *scaling* bentuk cekung tidak merata pada bagian ujung sudu paling mendekati kinerja model standar. Hal ini karena laluan *impeller* dibagian ujung tidak banyak mempengaruhi pengarahannya fluida meskipun terjadi beberapa aliran sirkulasi diujung sudu. Sementara itu penebalan *scaling* bentuk cekung tidak merata pada bagian tengah sudu terjadi penyempitan yang signifikan pada bagian laluan *impeller* yang menyebabkan peningkatan gesekan dan kurang efektifnya pengarahannya fluida sehingga terjadi kehilangan sebagian energi kinetik. Pengaruh akhir adalah fluida yang keluar dari *impeller* memiliki kecepatan energi kinetik lebih rendah dari nilai ideal dan dengan demikian menyebabkan *head* yang lebih rendah

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Diagram Alir





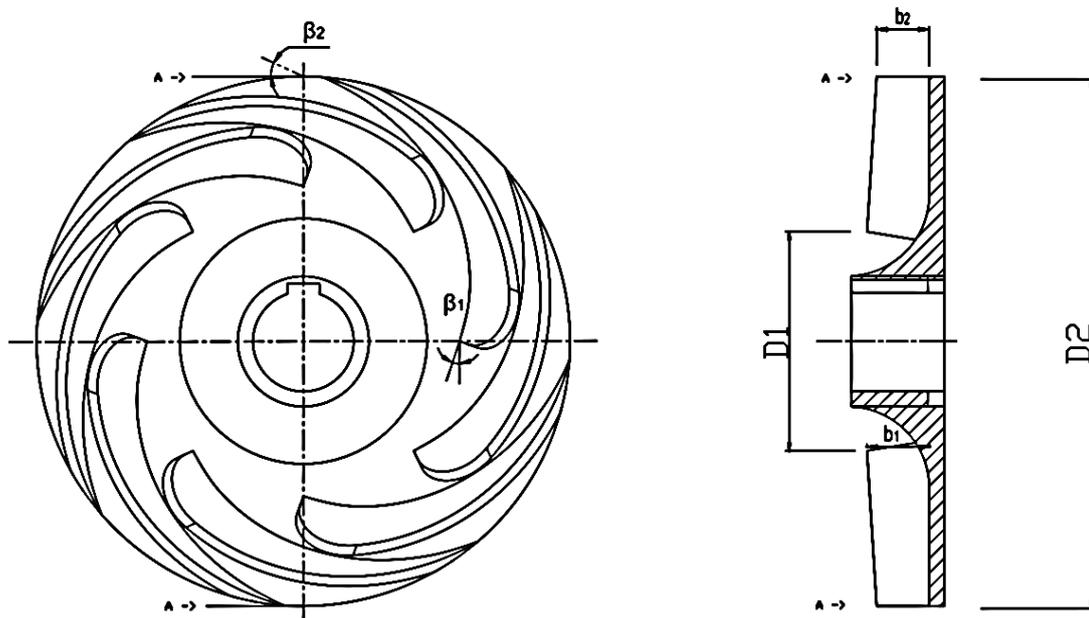
**Gambar 3.1** Diagram Alir Penelitian

### 3.2 Pre-Processing

*Pre-Processing* merupakan tahap awal untuk menganalisa suatu benda menggunakan model komputasi, Pada tahap ini terdiri dari tiga Langkah yang harus dilakukan yaitu pembuatan geometri, penentuan domain, *meshing* dan pemeriksaan kualitas *meshing*.

#### 3.2.1 Geometri

Dalam proses pembuatan geometri pompa *centrifugal* dibantu oleh data-data yang berkaitan seperti diameter, jumlah sudu, kelengkungan sudu dan lain sebagainya, yang dapat kita lihat dari table 3.1 dibawah. Pembuatan geometri pompa *centrifugal* dilakukan dengan *software solidwork* (gambar 3.2) yang kemudian di impor ke *software ANSYS Fluent*.



Gambar 3.2 Geometri Pompa Centrifugal

Tabel 3. 1 Dimensi *Impeller* dan *Casing* Pompa

<i>Impeller</i>		
No	Parameter	Dimensi
1.	$D_1$	0,096 m
2.	$D_2$	0,165 m / 0,168 m
3.	$\beta_1$	$19,75^\circ$
4.	$\beta_2$	$20^\circ$
5.	$b_1$ dan $b_2$	0,029 dan 0,0213
6.	T ( <i>Blade Thickness</i> )	0,005 m
7.	Z	8
<i>Casing</i>		
No	Parameter	Dimensi

1.	$D_{inlet}$	0,08 m
2.	$D_{outlet}$	0,065 m

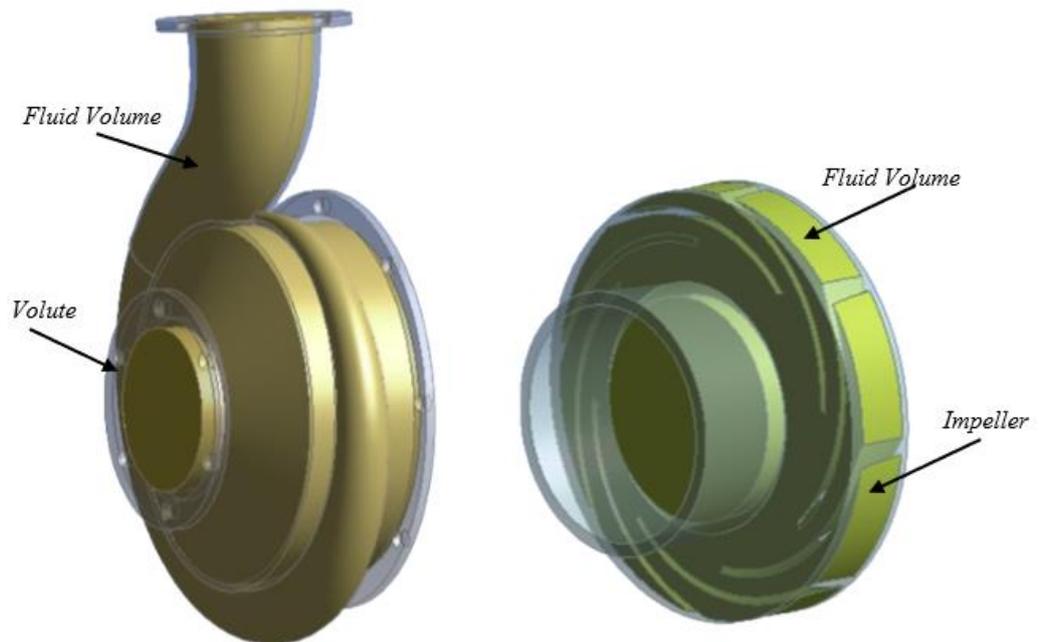
### 3.2.2 *Assembly dan penentuan Domain Komputasi*

Sebelum melakukan simulasi numerik menggunakan *ANSYS Fluent*, langkah pertama yang harus dilakukan adalah menggabungkan atau merakit dua komponen, yaitu *volute* dan *impeller*, menggunakan perangkat lunak *SolidWorks*. Proses perakitan kedua komponen tersebut dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



**Gambar 3.3** *Assembly Volute dan Impeller*

Setelah menggabungkan dua komponen tersebut, langkah berikutnya adalah membuat geometri fluida. Geometri fluida merupakan bentuk yang mengisi geometri *solid* atau yang dapat disebut sebagai geometri yang akan dilewati oleh aliran fluida. Untuk membuat geometri fluida dapat dilakukan pada *SpaceClaim Ansys workbench*. Geometri *solid* tidak akan diikutsertakan dalam simulasi numerik. Geometri *solid* dan geometri *fluid* dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



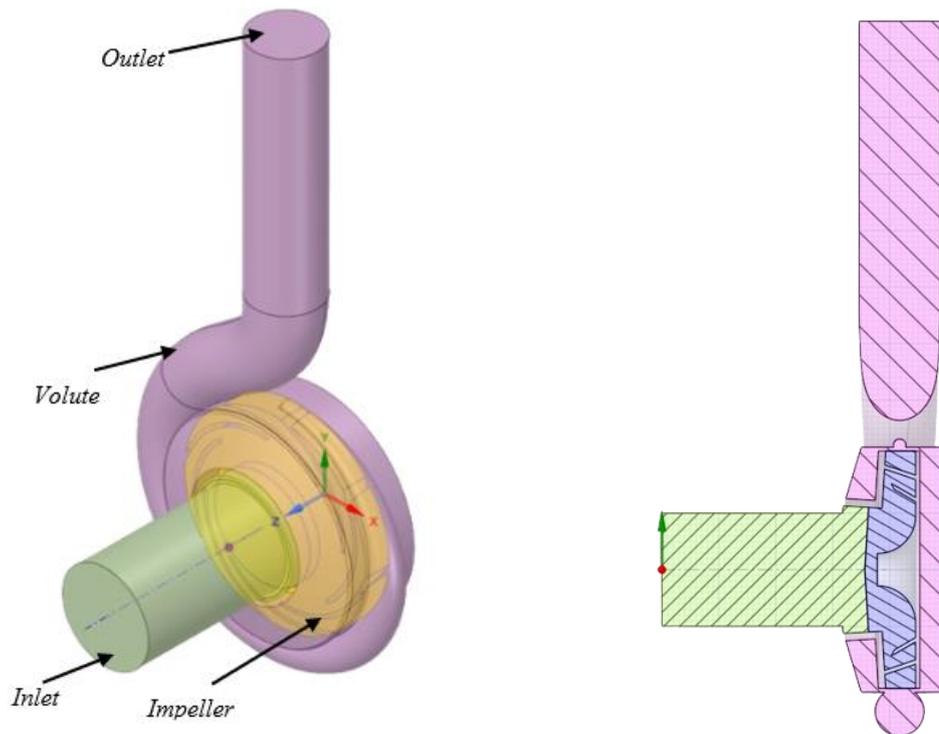
**Gambar 3.4** *Fluid Volume* pada *Volute* dan *Impeller*

Pada simulasi ini, akan digunakan pengaturan kondisi batas (*boundary condition*) pada area *outlet* berupa *outflow*. Oleh karena itu, diperlukan perpanjangan area *suction* dan *discharge*. Penambahan panjang pada area *suction* dan *discharge* dilakukan menggunakan fitur "*pull*" yang terdapat pada menu *edit geometry* di *SpaceClaim* dalam *ANSYS Workbench*. Penyesuaian geometri ini dapat dilihat pada Gambar 3.5 dibawah ini.



**Gambar 3.5** Penyesuaian Geometri dengan Jenis *Set up Outlet Outflow*

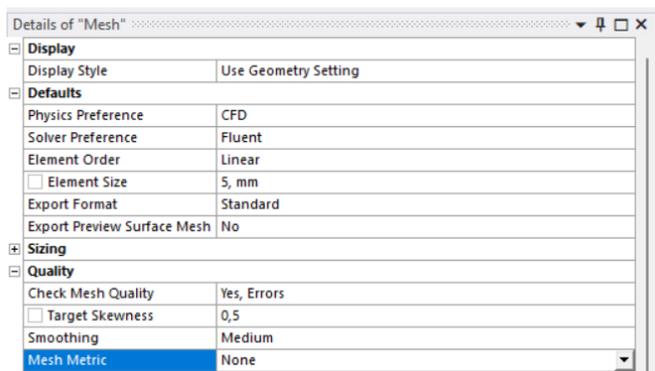
Tahapan selanjutnya yaitu pembagian domain komputasi pada penelitian ini dibagi menjadi dua bagian yaitu *rotary* (daerah yang bergerak) dan *stationary* (daerah yang tidak bergerak), untuk domain *rotary* ialah *impeller* sedangkan domain *stationary* ialah *volute*. Pada gambar dibawah ini merupakan domain komputasi yang digunakan pada saat simulasi menggunakan CFD.



**Gambar 3.6** Domain Komputasi

### 3.2.3 Meshing

Setelah melakukan *assembly* antara *casing* dan *impeller* maka dilakukan *meshing* atau diskretisasi menggunakan *software ANSYS*. *Meshing* atau diskretisasi merujuk pada proses pembentukan jaringan (*grid*). *Meshing* adalah langkah penting dalam simulasi numerik CFD karena kualitas *grid* dapat memengaruhi akurasi dan efisiensi hasil simulasi. Pada penelitian ini menggunakan *meshing* seluruh *body* pada fluida *volute* dan fluida *impeller*. berikut tahapan pada *meshing workbench ansys*.



**Gambar 3.7** *Set Up Meshing* dan *Meshing* Keseluruhan Geometri Fluida *Volute* dan *Impeller*

Gambar 3.7 (kiri) menunjukkan bahwasannya menggunakan *element size* sebesar 5 mm dan meng*setting* target *skewness* menjadi 0,5 hal tersebut berpengaruh pada hasil *skewness* yang baik, *meshing skewness* dikatakan baik apabila hasil *average*  $< 0,9$ . *Meshing skewness* adalah ukuran sejauh mana elemen-elemen dalam jaringan *grid* mendekati bentuk geometri yang ideal, semakin dekat nilai *skewness* ke nol atau semakin mendekati 100%, semakin baik kualitas elemen *grid*. Sedangkan pada Gambar 3.7 (kanan) menunjukkan *meshing* yang digunakan sehingga didapatkan nilai rata-rata *skewness* sebesar 0,25923 dan nilai rata-rata *orthogonal quality* sebesar 0,73951 yang berarti kualitas *mesh* sudah cukup bagus. Kemudian untuk jumlah sel *grid* komputasi sebesar 641536 dan jumlah *node* sebesar 131605.

### 3.3 *Processing*

*Processing* merupakan tahapan pengolahan dengan mengatur parameter sesuai dengan keadaan yang diinginkan untuk simulasi pada *Ansys CFD*, yang bertujuan menyamakan kondisi benda yang disimulasikan dengan kondisi aktualnya sehingga mendapatkan hasil akhir yang akurat.

#### 3.3.1 *Set up Condition*

Kemudian ada beberapa *Condition Set* yang digunakan, yaitu:

1. *General*

*General set up* yang digunakan pada penelitian ini adalah aliran *steady state*

2. *Models*

*Models* diatur untuk menentukan metode yang digunakan saat penyelesaian persamaan. Pada penelitian ini digunakan *k-epsilon realizible*, karena memiliki kestabilan dan akurasi yang baik untuk jenis aliran turbulen.

### 3. Material

Material yang digunakan pada penelitian ini adalah *water liquid*

**Tabel 3.2 Set Up Material**

	<i>Water liquid</i>
<b>Massa Jenis</b>	998,2 kg/m <sup>3</sup>
<b>Viskositas</b>	0,001003 kg/m.s

### 4. Cell zone

*Cell zone* diatur untuk menentukan benda yang bergerak dan diam, dengan cara memilih *mesh motion* untuk zona yang bergerak (*impeller*) dan *axis* di isi sesuai arah gerak sumbu terhadap bendanya.

**Tabel 3.3 Set Up Cell Zone**

<b>Material</b>	<i>Water liquid</i>
<b>Axis Direction</b>	Z = -1
<b>Jumlah Putaran</b>	3000 rpm
<b>Frame Motion</b>	<i>Impeller</i>

### 5. Boundary Condition

Pada simulasi ini diasumsikan bahwa permukaan *inlet* adalah *mass flow inlet* dan *outlet* adalah *outflow*.

## 3.4 Post Processing

*Past processing* merupakan tahapan akhir dengan mengeluarkan informasi yang diinginkan dari hasil simulasi dilakukan pada tahap ini. Data yang ditampilkan terbagi menjadi dua jenis yaitu kualitatif dan kuantitatif. Data kualitatif diantaranya *contour*, *streamline*, *vector* dan animasi berupa gambar. Sedangkan data kuantitatif berupa grafik karakteristik kerja dengan memvariasikan nilai kapasitas sedangkan putaran tidak divariasikan.

#### 1. Residual

Dilakukan *set up residual* bertujuan untuk mengatur kriteria konvergen. Pada penelitian ini digunakan *residual* sebesar 10<sup>-4</sup>. Proses iterasi akan konvergen atau selesai jika nilai *residual* sudah tercapai dibawah 10<sup>-4</sup>.

#### 2. Report

Tahap ini bertujuan untuk mengatur data-data yang dibutuhkan seperti *head* dan *torque* yang dapat otomatis terhitung saat dilakukan *running*.

### 3. Initialization

*Initialization* dianggap sebagai tahap awal sebelum *run calculation* dilakukan. Tahap ini bertujuan untuk memilih metode yang akan digunakan untuk melakukan perhitungan dari data-data yang telah di masukkan. Pada penelitian ini digunakan metode *Hybrid Initialization*.

### 4. Run Calculation

*Run calculation* adalah proses perhitungan data yang sudah di atur menggunakan model

#### 3.4.1 Cek Konvergensi Simulasi Numerik CFD

Setelah simulasi numerik CFD selesai, maka ada beberapa poin yang harus dicapai untuk menentukan kesesuaian dari simulasi numerik CFD. Pertama, apakah hasil simulasi numerik CFD tersebut sudah konvergen, ditentukan dengan nilai *residual*  $< 10^{-4}$ , semakin kecil nilai *residual* berarti semakin stabil atau semakin kecil perbedaan nilai hasil simulasi numerik CFD dengan peningkatan jumlah iterasi.

#### 3.4.2 Cek Keakuratan Simulasi Numerik CFD

Selain konvergensi, Hasil simulasi numerik CFD perlu dicek keakuratannya dengan parameter tercapainya *grid independency*, yaitu pengujian seberapa bergantungnya hasil simulasi terhadap ukuran atau kehalusan jaringan *grid* yang digunakan. Jika nilai *Head* hasil simulasi CFD *Open Impeller Pump* sudah tidak terpengaruh atau tidak berubah signifikan terhadap jumlah penambahan *element meshing*, maka kualitas *meshing* sudah bagus dan *grid independency* tercapai .

### 3.5 Validasi dan Analisa hasil

Pada saat melakukan simulasi diperlukan validasi dan analisa guna membandingkan hasil simulasi dengan hasil analitis. Dengan tujuan untuk memverikasi bahwa penulis mampu untuk melakukan simulasi dengan baik dan benar. Peneliti melakukan simulasi CFD dengan tujuan untuk membandingkan *head* dan kapasitas pompa sentrifugal berdasarkan hasil simulasi dengan perhitungan analitis. Dengan parameter deviasi nilai *Head* simulasi numerik CFD dengan nilai *Head* karakteristik  $< 2\%$ . maka proses simulasi numerik CFD sudah dikatakan benar dan sesuai. Kemudian membuat kurva karateristik kerja pompa dari hasil simulasi.

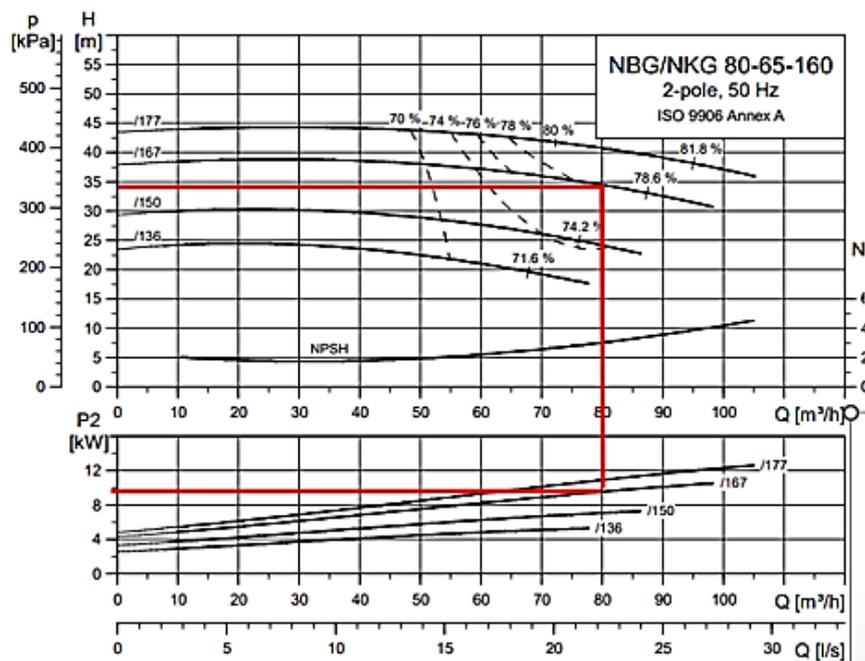
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Sebelum melakukan perancangan *volute* dan kaji numerik pada pompa *centrifugal* yang digunakan pada sistem pendinginan pada pembangkit listrik tenaga mesin gas di PT. Lamong Energi Indonesia, diperlukanlah parameter yang dibutuhkan seperti spesifikasi pompa dan dimensi *impeller* yang sesuai dengan data peneliti sebelumnya (fahreza hafizh,2023).

Dimana untuk Pemilihan pompa dilakukan dengan memplot nilai kapasitas dan *Head* efektif untuk fluida air yang telah diketahui terhadap grafik karakteristik pompa yang berasal dari katalog pompa merk *Grundfos* seperti gambar dibawah :



**Gambar 4.1** Grafik Karakteristik Pompa

Dimana spesifikasi pompa *existing* dapat dituliskan sebagai berikut :

- Kapasitas = 80 m<sup>3</sup>/h
- *Head* = 34 m
- Efisiensi = 78,6 %
- NPSH<sub>R</sub> = 2,6 m
- Daya Motor = 11 kW
- Putaran = 3000 rpm
- Ukuran *Impeller* Aktual = 165 mm
- *Pump Inlet* = 80 mm
- *Pump Outlet* = 65 mm
- Frekuensi = 50 Hz

#### 4.1 Perancangan *Casing* Pompa

Untuk merencanakan perancangan jari-jari kelengkungan bagian dalam *volute* dapat di hitung dengan persamaan 2.20 sebagai berikut :

$$r_3 = (1,02 \div 1,05) \times r_2$$

Dimana:  $r_2 = 0.0825 \text{ m} = 82,5 \text{ mm}$

Sehingga didapatkan nilai jari-jari kelengkungan bagian dalam sebagai berikut:

$$r_3 = (1,05) \times 0.0825$$

$$r_3 = 0.0866 \text{ m}$$

Selanjutnya menghitung jari-jari lingkaran penampang volute dengan persamaan berikut :

$$Mm = \frac{Ht \times g}{2\pi \frac{n}{60}}$$

$$Mm = \frac{38,32 \times 9.81 \times 60}{2\pi \times 3000}$$

$$Mm = 1,20$$

Selanjutnya, mencari nilai konstanta x

$$x = \frac{720 \times \pi \times Mm}{Q}$$

$$x = \frac{720 \times \pi \times 1.20}{0.022}$$

$$x = 123035,2$$

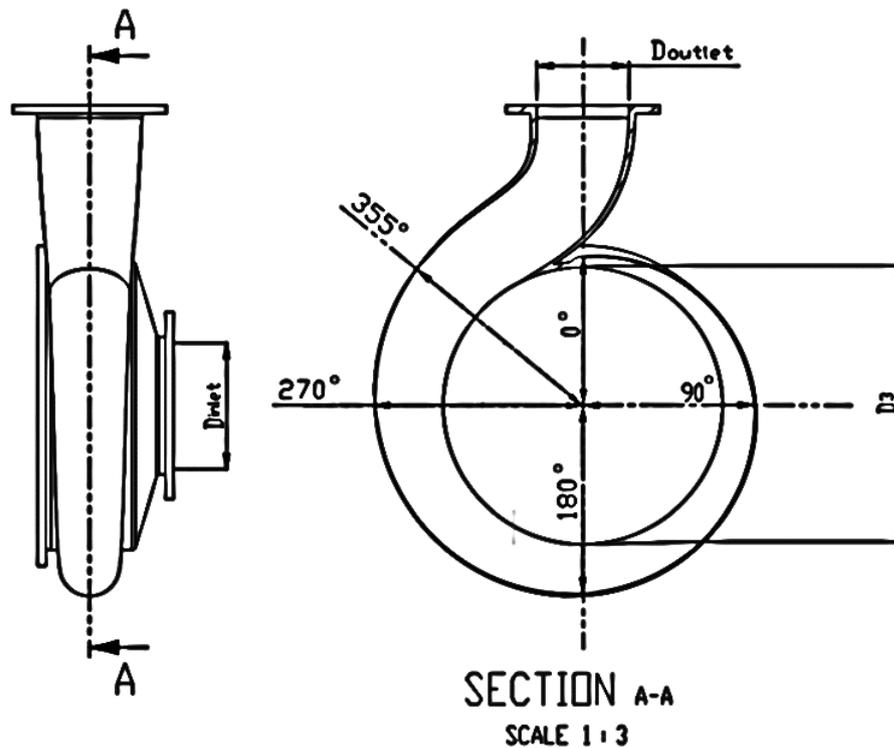
Setelah mendapatkan nilai x (konstanta), langkah selanjutnya ialah menghitung *pitch* tiap sudut dengan memasukkan nilai konstanta, jari-jari kelengkungan bagian dalam *volute*, dan posisi tiap sudut yang dicari. Sesuai dengan persamaan 2.22

$$\rho = \frac{\phi}{x} + \sqrt{2 \cdot \frac{\phi}{x} \cdot r_3}$$

Dimana:

$\phi$  = Posisi sudut yang dicari (20, 45, 90, 135, 180, 225, 270, 315, 355)

Dengan menggunakan rumus diatas, harga  $\rho$  dapat dihitung dalam bentuk table 4.1 berikut:



Gambar 4.2 Geometri Volute Pompa

Tabel 4.1 Perhitungan jari-jari kelengkungan *volute*

$\phi^0$	P (m)	$2\rho$ (m)	r <sub>vol</sub> (m)	ra (m)
0	0	0	0,08660	0,0866
20	0,00547	0,01094	0,09754	0,09207
65	0,01009	0,02019	0,10679	0,09669
110	0,01334	0,02668	0,11328	0,09994
155	0,01603	0,03206	0,11866	0,10263
200	0,01840	0,03681	0,12341	0,10500
245	0,02056	0,04113	0,12773	0,10716
290	0,02256	0,04512	0,13172	0,10916
335	0,02444	0,04888	0,13548	0,11104
350	0,02504	0,05008	0,13668	0,11164

## 4.2 Kaji Numerik Hasil Perancangan Pompa *Centrifugal*

### 4.2.1 *Grid Independensi Test*

Dalam simulasi numerik diperlukan keakuratan data baik pada Langkah *post processing* maupun *pre processingnya*. Untuk itu diperlukanlah grid independensi untuk menentukan Tingkat keakuratan serta struktur grid terbaik agar hasil pemodelan mendekati sebenarnya. Maka dari itu Grid independensi salah satu hal yang penting dalam validasi simulasi numerik. Grid independensi dapat menentukan penggunaan pola *meshing* yang efisien pada saat simulasi, dengan jumlah *nodes* dan *elements* yang tidak terlalu besar tetapi bisa mendapat hasil maksimal yang sesuai dengan hasil

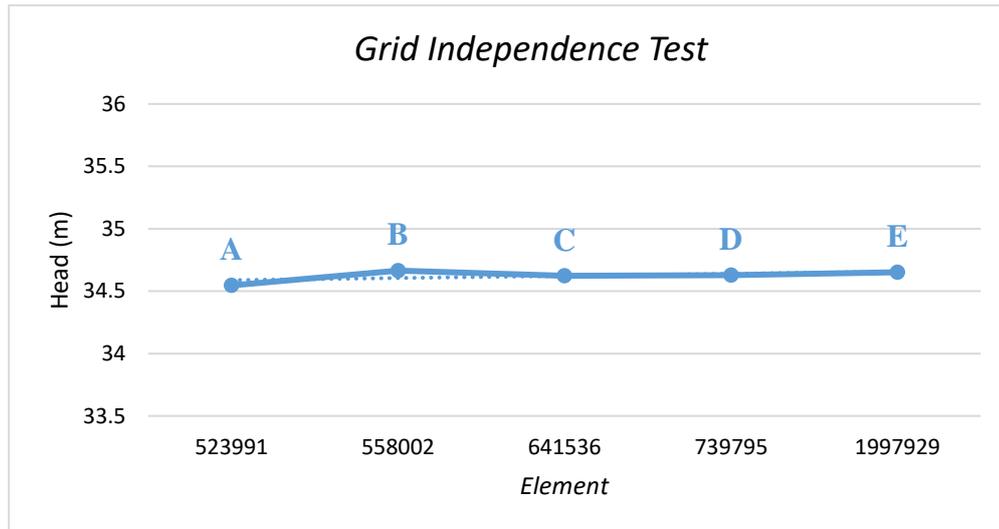
sebenarnya. Ukuran dan jumlah sel yang digunakan saat *meshing* sangat mempengaruhi hasil akhir simulasi. Oleh karena itu, diperlukan jumlah sel yang optimal untuk mendapatkan hasil simulasi yang akurat dan efisien. Menemukan jumlah sel optimal sangat penting karena dapat mengurangi penggunaan memori dan waktu komputasi selama simulasi. Untuk menemukan jumlah sel yang optimal, metode *trial and error* dapat digunakan, salah satunya dengan mengatur ukuran *mesh* pada berbagai ukuran yang berbeda. Nilai yang digunakan sebagai pembanding adalah tercapainya nilai *head* pompa. Berikut merupakan tabel hasil dari grid independensi.

**Tabel 4.2** *Grid independence test*

Grid	Mesh Node	Element Mesh	Head (m)
Mesh A	107.467	523.991	34,546
Mesh B	114.545	558.002	34,664
Mesh C	131.605	641.536	34,623
Mesh D	151.460	739.795	34,627
Mesh E	396.860	1.997.929	34,650

Berdasarkan data pada Tabel 4.2, dilakukan beberapa variasi grid yang menghasilkan nilai head yang berbeda-beda. Penulis memilih *mesh C* dikarenakan *mesh C* memiliki 641.536 elemen. Jumlah elemen ini berada di tengah-tengah antara *mesh* dengan jumlah elemen paling sedikit (*mesh A*) dan jumlah elemen paling banyak (*mesh E*). Jumlah elemen yang tidak terlalu sedikit memastikan bahwa simulasi dapat menangkap detail yang cukup dari aliran fluida, sementara jumlah elemen yang tidak terlalu banyak memastikan bahwa waktu komputasi tetap efisien. Nilai *head* untuk *mesh C* adalah 34,623 m, yang sangat dekat dengan nilai *head* dari *mesh D* dan *mesh E* yang memiliki jumlah elemen lebih banyak. Ini menunjukkan bahwa *mesh C* sudah cukup mendekati hasil yang diinginkan tanpa perlu menggunakan jumlah elemen yang sangat banyak seperti pada *mesh E*.

Sehingga *mesh C* merupakan pilihan yang tepat untuk simulasi ini dengan jumlah *node* 131.605, 641.536 elemen, dan *Head* sebesar 34,62. Berikut merupakan grafik GIT untuk memudahkan dalam melakukan perbandingan.



**Gambar 4.3** Grafik *Grid Independence Test*

#### 4.2.2 Validasi Data

Pada tahap validasi data Peneliti mengacu pada penelitian yang telah dilakukan oleh penelitian sebelumnya (fahreza hafidz,2023), Dimana penulis telah melakukan perancangan instalasi pompa untuk pendingin pada mesin pembangkit listrik tenaga mesin gas, pada penelitiannya menghasilkan spesifikasi pompa yang diperlukan yaitu *Head* pompa sebesar 34 m dengan kapasitas 80 m<sup>3</sup>/h. Penulis mendapatkan validasi dari grafik karakteristik pompa, Dimana nilai head validasi yang digunakan dapat dilihat dari tabel berikut:

**Tabel 4.3** Validasi berdasarkan grafik karakteristik kerja pompa

Kapasitas (m <sup>3</sup> /h)	<i>Head</i>
0	37
20	38
40	37
60	36
80	34
90	33

##### 4.2.2.1 Validasi Data Menggunakan Impeller berdiameter 165 mm

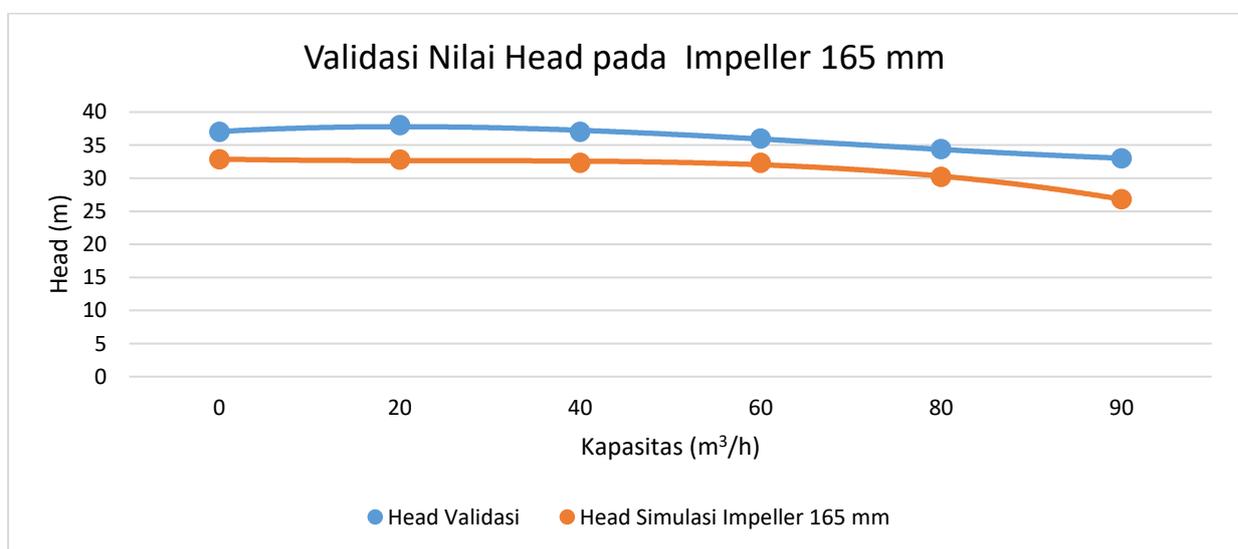
Dalam penelitian ini, menurut perhitungan analitis dan grafik karakteristik kerja pompa menunjukkan bahwa *impeller* berdiameter 165 mm seharusnya menghasilkan *head* sebesar 34 m.

Maka dari itu, dilakukan simulasi numerik menggunakan *ANSYS Fluent* untuk memvalidasi hasil ini. Hasil validasi data yang diperoleh dapat dilihat pada tabel 4.5.

**Tabel 4.4** Validasi data menggunakan *impeller* 165 mm

kapasitas	Head (m)		
	Grafik karateristik pompa	Simulasi dengan <i>impeller</i> 165 mm	Error (%)
0	37	32,871	11,15
20	38	32,781	13,73
40	37	32,334	12,61
60	36	32,305	10,26
80	34	30,173	11,25
90	33	26,830	18,69

memudahkan analisa validasi berikut merupakan grafik perbandingan nilai *Head*-Kapasitas dengan membandingkan nilai grafik karateristik pompa dan hasil simulasi.



**Gambar 4.4** Grafik Validasi Data Menggunakan *Impeller* 165 mm

Tabel 4.4 menunjukkan hasil simulasi kapasitas dan *head* pompa pada berbagai nilai kapasitas. Kolom pertama menunjukkan kapasitas pompa dalam satuan meter per jam ( $m^3/h$ ), kolom kedua menunjukkan nilai validasi berdasarkan grafik karakteristik pompa, kolom ketiga menunjukkan *head* pompa dalam satuan meter (m) yang dihitung berdasarkan simulasi numerik,

dan kolom keempat menunjukkan persentase *error* nilai *head* pompa antara nilai *head* validasi berdasarkan grafik karakteristik pompa dan nilai *head* pompa hasil simulasi numerik. Untuk memudahkan melakukan perbandingannya maka dibuatlah gambar grafik 4.4 dimana data yang di inputkan sesuai dengan tabel 4.4.

Pada gambar 4.4 dapat diamati bahwasannya, grafik mengalami tren penurunan dengan nilai yang berbeda pada tiap titiknya. Dimana warna biru menunjukkan *head* validasi dan warna oranye hasil simulasi numerik. Penurunan tren dikarenakan nilai kapasitas pompa dan *head* pompa berbanding terbalik. Artinya, semakin tinggi kapasitas pompa, semakin rendah *head* pompa, dan sebaliknya. Hal ini sesuai dengan kurva karakteristik pompa yang menunjukkan bahwa *head* pompa akan menurun dengan meningkatnya kapasitas pompa.

Pada grafik tersebut terdapat perbedaan nilai head antara grafik head validasi dan grafik head impeller 165, hal tersebut dapat terjadi karena terdapat nilai *error* yang cukup jauh antara nilai *head* validasi dan nilai hasil simulasi numerik. Dimana nilai *error* pada kedua grafik tersebut sebesar >10% yang berarti adanya pemodelan yang kurang sesuai sehingga, simulasi numerik menggunakan *impeller* 165 mm ini masih belum bisa dikatakan sesuai dengan kebutuhan sistem. Nilai *error* diperlukan dalam analisa untuk melihat nilai keakuratan simulasi. Nilai *error* dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$Error (\%) = \left| \frac{H \text{ simulasi} - H \text{ validasi}}{H \text{ validasi}} \right| \times 100\%$$

Pada kapasitas 80 m<sup>3</sup>/h, target *head* sebesar 34 m tidak tercapai dalam simulasi, hasil simulasi hanya menunjukkan head sebesar 30,173 m dengan persentase *error* 11,25%. Nilai *error* ini menunjukkan bahwa nilai simulasi numerik belum bisa dikatakan sesuai dengan kebutuhan sistem, hal ini dapat disebabkan oleh beberapa faktor, seperti :

- a. Perhitungan analitis sering menggunakan asumsi aliran fluida yang ideal tanpa turbulensi dan rugi-rugi hidrolis, yang tidak mencerminkan kondisi nyata di dalam pompa. Mempunyai range bilangan antara
- b. Perhitungan numerik (*ANSYS Fluent*) menggunakan model turbulensi dan viskositas yang lebih kompleks untuk menghitung aliran fluida, yang menyebabkan perbedaan hasil.
- c. Simulasi numerik menangkap aliran sekunder yang kompleks dalam pompa *centrifugal*, yang mungkin diabaikan dalam model analitis sederhana.

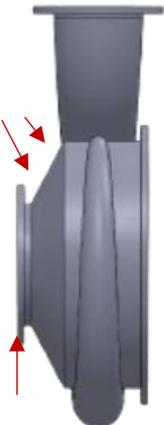
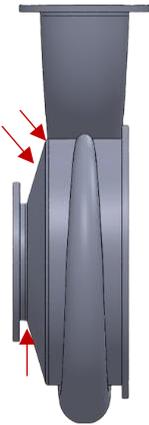
- d. Simulasi numerik memperhitungkan detail geometris *impeller* dan *volute* yang lebih rinci, yang bisa mempengaruhi struktur aliran fluida dalam pompa yang menyebabkan perubahan performa *head* secara signifikan.
- e. Kondisi batas dalam simulasi numerik, seperti kondisi *inlet* dan *outlet*, interaksi fluida-dinding, serta perubahan kecepatan dan tekanan memberikan gambaran yang lebih realistis.
- f. Analisis analitis sering menggunakan koreksi empiris berdasarkan data eksperimen, yang mungkin tidak akurat untuk semua kondisi operasi. Simulasi numerik memodelkan kondisi yang lebih spesifik dan bervariasi.

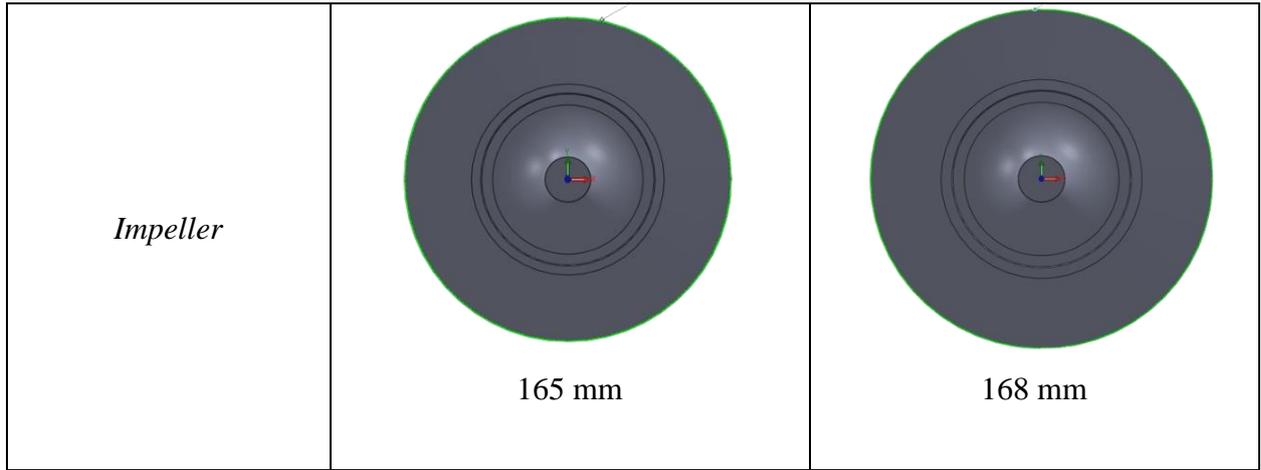
Karena perbedaan hasil *head* simulasi pada *impeller* yang berdiameter 165 mm sangat jauh, maka penulis menggunakan *impeller* berdiameter 168 mm untuk memenuhi kebutuhan nilai *head* yang sesuai dengan pompa *existing*.

#### 4.2.2.2 Validasi Data Menggunakan *Impeller* berdiameter 168 mm

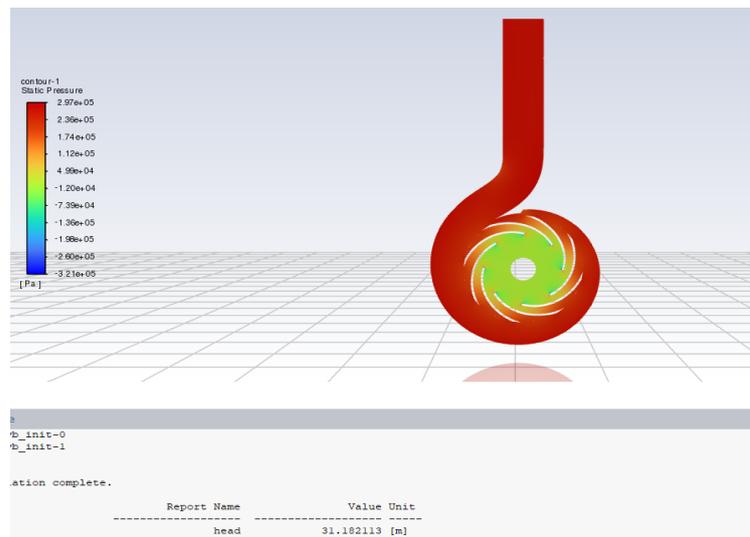
Penulis melakukan modifikasi pada geometri *volute* dan *impeller* dengan mengubah sudut-sudut tertentu pada *volute*, yang dapat menyebabkan putaran aliran yang terjebak ketika aliran air masuk ke *volute*. Selain itu, penulis juga mengubah diameter piringan *impeller* menjadi 168 mm. Berikut modifikasi yang dilakukan.

**Tabel 4.5** Tabel modifikasi geometri

Bagian	Sebelum Modifikasi	Setelah Modifikasi
<i>Volute</i>		



Pada tabel diatas merupakan modifikasi pada *volute* dan *impeller* pompa *centrifugal* yang dilakukan oleh penulis. Pada *volute* penulis memodifikasi bentuk bibir *volute* lebih pendek dibanding sebelumnya agar fluida yang masuk pompa langsung dialirkan ke *impeller* sehingga tidak ada aliran fluida yang terbuang, lalu ada sudut-sudut pada bagian lidah *volute* yang lancip yang sekiranya dapat membuat aliran fluida bertabrakan dengan dinding *volute* sehingga penulis memodifikasi dengan merubah sudut lancip menjadi lengkungan *polynomial* sehingga aliran fluida dapat mengalir dengan baik. Berikut hasil simulasi numerik pada kapasitas 80 m<sup>3</sup>/h ketika *volute* sudah dimodifikasi.



**Gambar 4.5** Hasil simulasi numerik setelah dilakukan modifikasi *volute*

Pada gambar diatas, penulis melakukan simulasi untuk memodifikasi bentuk *volute* pompa pada kapasitas 80 m<sup>3</sup>/h dan hasilnya menunjukkan peningkatan nilai *head* sebesar satu meter, dimana sebelum melakukan modifikasi *volute* pompa nilai *head* yang didapat ialah 30,173 m dan setelah melakukan modifikasi nilai *head* pompa naik menjadi 31,18 m. Namun, peningkatan ini masih belum memenuhi *head* yang dibutuhkan oleh sistem pendingin pada Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG) di PT Lamong Energi Indonesia. Hal ini menunjukkan bahwa meskipun ada perbaikan dari modifikasi pada *volute* pompa yang telah dilakukan, masih diperlukan upaya lebih lanjut untuk mencapai *head* yang sesuai dengan kebutuhan.

Selanjutnya, penulis melakukan modifikasi terhadap pembesaran diameter *impeller*, dikarenakan dengan memodifikasi bagian *volute* pompa nilai *head* yang ingin dicapai masih amat jauh. Modifikasi diameter pada *impeller* dilakukan berdasarkan iterasi dan melihat grafik karakteristik pompa, sehingga penulis dapat menentukan bahwasannya diameter *impeller* yang sesuai yaitu sebesar 168 mm.

Setelah melakukan modifikasi tersebut, penulis melakukan simulasi numerik ulang dengan pengaturan *methods* yang sama. Hasil dari simulasi ini kemudian divalidasi dan data validasinya dapat dilihat pada Tabel 4.6 berikut.

**Tabel 4.6** validasi data menggunakan *impeller* 168 mm

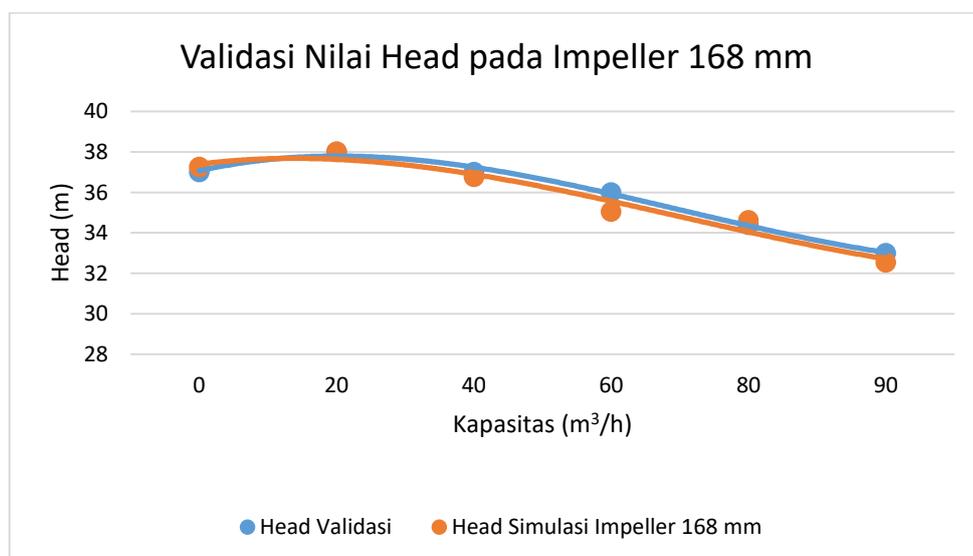
kapasitas	Head (m)		
	Grafik karakteristik pompa	Simulasi dengan <i>impeller</i> 168 mm	<i>Error</i> (%)
0	37	37,251	0,67
20	38	38,017	0,04
40	37	36,763	0,64
60	36	35,048	2,7
80	34	34,623	1,7
90	33	32,534	1,4

Sama halnya dengan tabel 4.5 bahwa tabel 4.6 menunjukkan hasil simulasi kapasitas dan *head* pompa pada berbagai nilai kapasitas. Kolom pertama menunjukkan kapasitas pompa dalam satuan meter per jam (m<sup>3</sup>/h), kolom kedua menunjukkan grafik karakteristik pompa, kolom ketiga menunjukkan *head* pompa dalam satuan meter (m) yang dihitung berdasarkan simulasi, dan kolom keempat menunjukkan persentase *error* antara *head* pompa berdasarkan grafik karakteristik pompa

dan *head* pompa hasil simulasi numerik. Pada semua kapasitas yang diuji (0, 20, 40, 60, 80, 90), *error* yang dihasilkan antara hasil simulasi dengan *impeller* 168 mm dan grafik karakteristik pompa berada di bawah 5%. Untuk memudahkan melakukan perbandingannya maka dibuatlah grafik 4.6 dimana data yang di inputkan sesuai dengan tabel 4.6.

Pada grafik 4.6 dapat diamati bahwa grafik warna biru menunjukkan nilai *head* validasi dan warna oranye nilai hasil simulasi numerik. Grafik 4.6 mengalami tren penurunan. Terjadinya penurunan tren tersebut dikarenakan nilai kapasitas pompa dan *head* pompa berbanding terbalik. Artinya, semakin tinggi kapasitas pompa, semakin rendah *head* pompa, dan sebaliknya. Hal tersebut dikarenakan Hal ini sesuai dengan kurva karakteristik pompa yang menunjukkan bahwa *head* pompa akan menurun seiring meningkatnya kapasitas pompa. Gap antar *head* tidak terlalu terlihat, hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi bernilai tidak jauh berbeda dengan data validasi. Dengan persen *error* yang rendah (di bawah 5%), hasil simulasi dengan *impeller* 168 mm menunjukkan bahwa modifikasi yang dilakukan dapat mereplikasi karakteristik aliran yang diinginkan dengan baik. Meskipun *error* terbesar terjadi pada kapasitas 60, yaitu sebesar 2,7%, tetapi tetap berada di bawah ambang batas 5%, sehingga masih dianggap akurat dan dapat diterima.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa Data yang dihasilkan dari simulasi dengan *impeller* 168 mm memiliki *error* di bawah 5%, menunjukkan bahwa hasil simulasi ini sesuai dengan kebutuhan sistem. Dengan demikian, modifikasi yang dilakukan pada *impeller* dapat dianggap berhasil dalam mencapai nilai *head* sesuai dengan karakteristik yang diinginkan. Berikut merupakan grafik validasi data nilai *head* dengan menggunakan *impeller* 168 mm.



**Gambar 4.6** Grafik validasi data menggunakan *impeller* 168 mm

## 4.2.3 Hasil Simulasi

### 4.2.3.1 Hasil Data Kuantitatif

Pada penelitian ini, data kualitatif yang akan dianalisis mencakup unsur-unsur performa pompa, seperti torsi, *head*, daya, dan efisiensi. Data tersebut diperoleh berdasarkan hasil simulasi menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Berikut ini contoh perhitungan pada kapasitas 80 m<sup>3</sup>/h pada *impeller* berdiameter 168 mm.

#### 1. Head

Berikut merupakan perhitungan untuk mendapatkan nilai *head* pada pompa. Dimana Nilai Pd, Ps, Vd, dan Vs di dapatkan melalui hasil simulasi menggunakan *software* CFD pada sisi *inlet* dan *outlet*.

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{(V_d^2 - V_s^2)}{2g} + H_g$$
$$H = \frac{308032,09 - (-51,375725)}{998,2 \times 9,81} + \frac{((8,7111833)^2 - (4,3968743)^2)}{2 \times 9,81} + 0,27801$$
$$H = 34,623 \text{ m}$$

Sedangkan nilai Hg didapat dari persamaan berikut ini.

$$H = \frac{1}{2} \text{ diameter casing terluar} + \text{tinggi inlet ke outlet}$$

#### 2. Daya

##### a. Daya Poros

Dikarenakan pada penelitian ini tidak menggunakan motor listrik, sehingga persamaan daya poros yang digunakan sebagai berikut. Nilai torsi di dapatkan melalui hasil simulasi menggunakan *software* CFD, sehingga nilai yang di dapatkan berbeda-beda tergantung pada kapasitas yang digunakan. Sedangkan nilai n konstan 3000 rpm.

$$BHP = T \cdot \omega$$
$$BHP = \frac{T \cdot n \cdot 2\pi}{60}$$
$$BHP = \frac{29,301077 \cdot 3000 \cdot 2 \times 3,14}{60}$$
$$BHP = 9200,54 \text{ Watt}$$

##### b. Daya Fluida

Daya fluida dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$
$$WHP = g \cdot m \cdot H$$

$$WHP = 9,81 \times 21,9604 \times 34,623$$

$$WHP = 7458,89 \text{ Watt}$$

### 3. Efisiensi

$$\eta = \frac{WHP}{BHP} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{7458,89}{9200,54} \times 100\%$$

$$\eta = 81,07\%$$

Berikut ini merupakan data hasil simulasi numerik menggunakan *software* CFD pada *impeller* beriameter 165 mm dan 168 mm.

**Tabel 4.7** Hasil kuantitatif menggunakan *impeller* 165 mm

Impeller diameter 165 mm	Kapasitas (m <sup>3</sup> /h)	Rpm	Rho Air (kg/m <sup>3</sup> )	Hg (m)	Head (m)	Torsi (N.m)	WHP (watt)	BHP (watt)	η (%)
	0	3000	998,2	0,27801	32,871	55,90	0	17552,6	0
	20	3000	998,2	0,27801	32,781	46,35	1926	14554,9	13,23
	40	3000	998,2	0,27801	32,334	45,82	3482,9	14387,8	24,2
	60	3000	998,2	0,27801	32,305	48,14	5377,8	15117,7	35,57
	80	3000	998,2	0,27801	30,173	49,44	6500,1	15526,6	41,86
	90	3000	998,2	0,27801	26,830	47,45	6568,0	14902,0	44,07

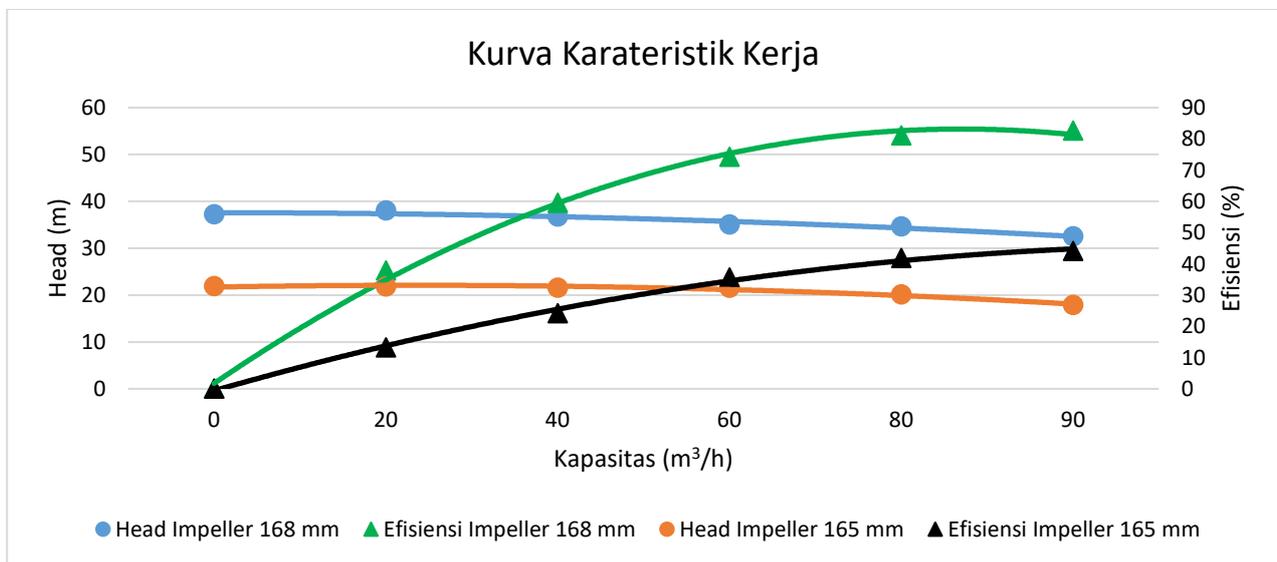
**Tabel 4.8** Hasil kuantitatif menggunakan *impeller* 168 mm

Impeller diameter 168 mm	Kapasitas (m <sup>3</sup> /h)	Rpm	Rho Air (kg/m <sup>3</sup> )	Hg (m)	Head (m)	Torsi (N.m)	WHP (watt)	BHP (watt)	η (%)
	0	3000	998,2	0,27801	37,251	13,236	0	4156	0
	20	3000	998,2	0,27801	38,017	18,803	2233,6	5904	37,83
	40	3000	998,2	0,27801	36,763	21,178	3959,9	6649,7	59,55
	60	3000	998,2	0,27801	35,048	25,048	5834,4	7864,9	74,18
	80	3000	998,2	0,27801	34,623	29,300	7458,8	9200,5	81,07
	90	3000	998,2	0,27801	32,534	30,713	7964,7	9643,9	82,58

Berdasarkan tabel diatas dapat disimpulkan bahwa semakin besar kapasitas maka *head* akan semakin menurun nilainya sedangkan efisiensi semakin meningkat. Nilai *head* dan efisiensi

berbanding terbalik karena dipengaruhi oleh torsi. Pada penelitian ini torsi diperoleh dari hasil running CFD karena tidak ada motor listrik yang digunakan.

Jika dibandingkan, *impeller* berdiameter 165 mm memiliki nilai *head* dan efisiensi yang lebih rendah dibandingkan dengan *impeller* berdiameter 168 mm. Ini menunjukkan bahwa *impeller* berdiameter 168 mm memiliki performa yang lebih optimal dan sesuai dengan kebutuhan sistem, dengan efisiensi mencapai 81,07%. Nilai efisiensi ini mendekati nilai efisiensi grafik karakteristik pompa sebesar 78,6%, dengan nilai *error* sebesar 3,1%, yang masih dalam batas yang diizinkan. Agar lebih mudah dalam membandingkannya maka dibuat grafik karakteristik kerja pada gambar 4.5.



**Gambar 4.7** Grafik Kurva Karakteristik Kerja Pompa Centrifugal

Gambar 4.7 menunjukkan grafik karakteristik kerja pompa *centrifugal* dengan dua *impeller* yang berbeda diameter, biru untuk *impeller* berdiameter 168 mm dan oranye untuk *impeller* berdiameter 165 mm. Garis putus-putus menunjukkan nilai efisiensi, sementara garis utuh menunjukkan nilai *head*. *Impeller* berdiameter 168 mm menghasilkan *head* yang lebih tinggi secara konsisten dibandingkan dengan *impeller* berdiameter 165 mm pada semua kapasitas aliran. *Impeller* berdiameter 168 mm juga menunjukkan efisiensi yang lebih tinggi, dengan puncak efisiensi mencapai sekitar 85%, dibandingkan dengan *impeller* berdiameter 165 mm yang mencapai puncak efisiensi sekitar 45%.

Berdasarkan analisis ini, penggunaan *impeller* berdiameter 168 mm disarankan karena *Impeller* berdiameter 168 mm menunjukkan kinerja yang lebih baik baik dari segi *head* maupun

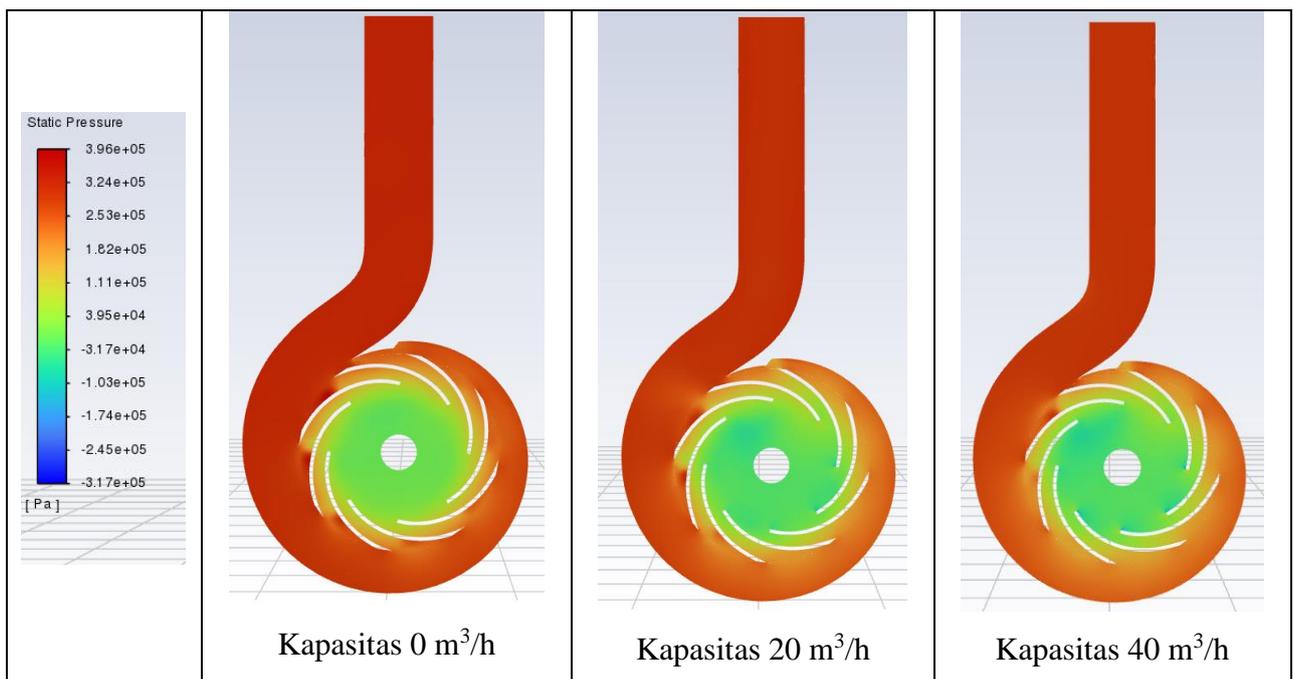
efisiensi. Dikarenakan dengan menggunakan *Impeller* yang lebih besar memiliki jari-jari yang lebih panjang, sehingga fluida yang dipindahkan oleh *impeller* mengalami percepatan sentrifugal yang lebih besar. Kecepatan periferal (tangensial) di ujung *impeller* meningkat, yang pada gilirannya meningkatkan energi kinetik fluida. Energi kinetik ini kemudian diubah menjadi energi tekanan, yang meningkatkan *head*. Hal ini membuat simulasi menggunakan *impeller* 168 mm lebih cocok untuk diaplikasikan karena pada diameter 168 mm telah memenuhi target nilai *head* dari sistem pendingin PLTMG PT.LEGI.

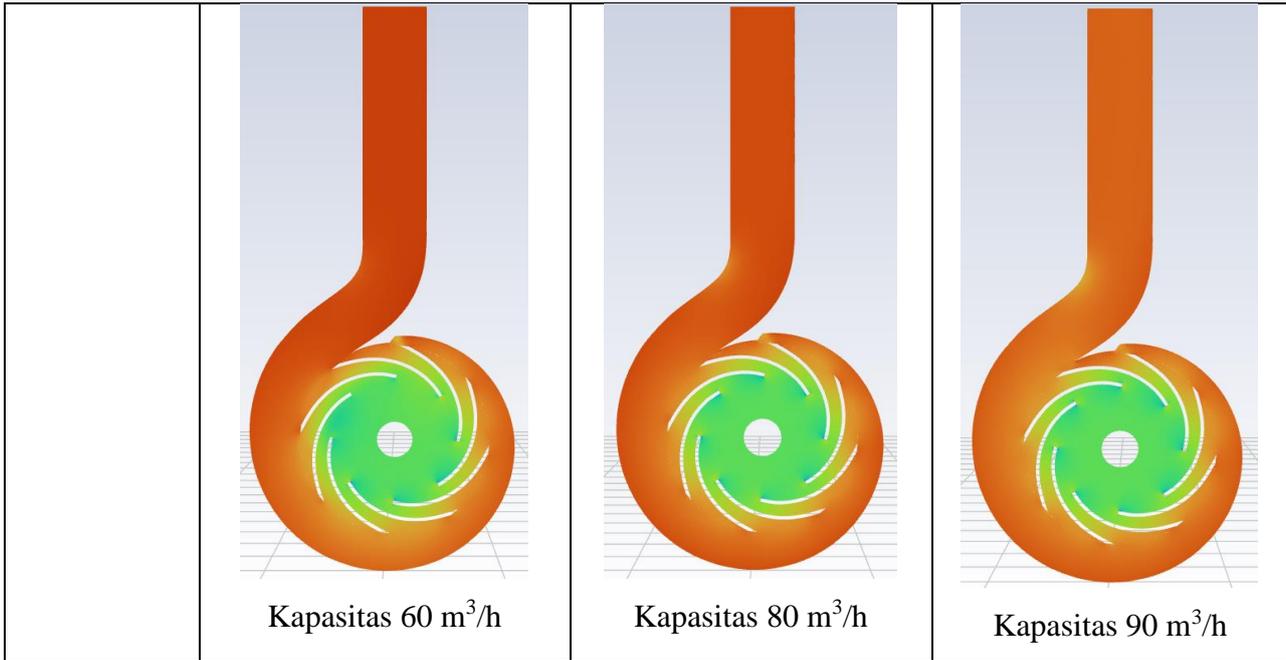
#### 4.2.3.2 Hasil Data Kualitatif

Data kualitatif yang dihasilkan pada penelitian ini meliputi *pressure contour*, *velocity vector*, dan *streamline* pada tiap-tiap kapasitas.

##### 4.2.3.2.1 Kontur Tekanan

**Tabel 4.9** Kontur Tekanan pada Tiap Kapasitas



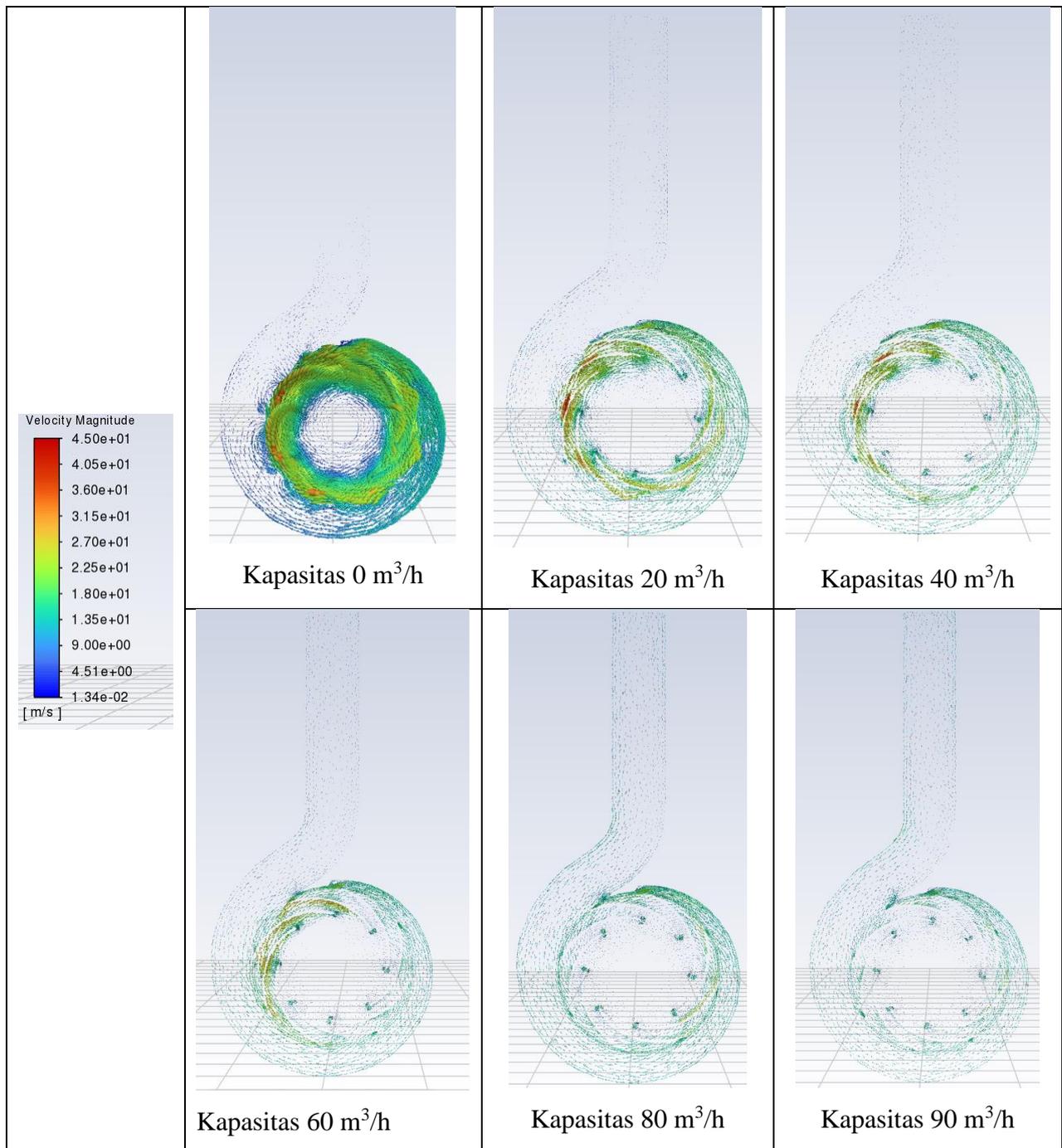


Berdasarkan tabel kontur tekanan dari simulasi numerik (*ANSYS Fluent*) pada berbagai kapasitas aliran ( $\text{m}^3/\text{h}$ ), dapat disimpulkan bahwa Pada kapasitas aliran  $0 \text{ m}^3/\text{h}$  hingga  $40 \text{ m}^3/\text{h}$ , terlihat bahwa area *discharge* memiliki kontur tekanan yang sangat tinggi (ditunjukkan dengan warna merah). Hal ini menunjukkan bahwa pada kapasitas rendah, pompa menghasilkan *head* yang tinggi, yang berbanding lurus dengan tekanan yang tinggi di daerah *discharge*. Sedangkan Ketika kapasitas aliran meningkat dari  $60 \text{ m}^3/\text{h}$  hingga  $90 \text{ m}^3/\text{h}$ , kontur tekanan di daerah *discharge* menjadi lebih rendah (ditunjukkan dengan perubahan warna dari merah ke oranye dan hijau). Ini menunjukkan bahwa dengan meningkatnya kapasitas aliran, *head* yang dihasilkan oleh pompa menurun, menyebabkan penurunan tekanan di daerah *discharge*.

Sehingga dapat disimpulkan Pada kapasitas rendah, tingginya *head* yang dihasilkan menyebabkan akumulasi tekanan yang signifikan di daerah *discharge*. Ini dapat disebabkan oleh fluida yang tidak dapat keluar dari pompa dengan cepat, sehingga tekanan meningkat. Sebaliknya, pada kapasitas tinggi, fluida mengalir lebih bebas melalui sistem, mengurangi akumulasi tekanan di daerah *discharge*.

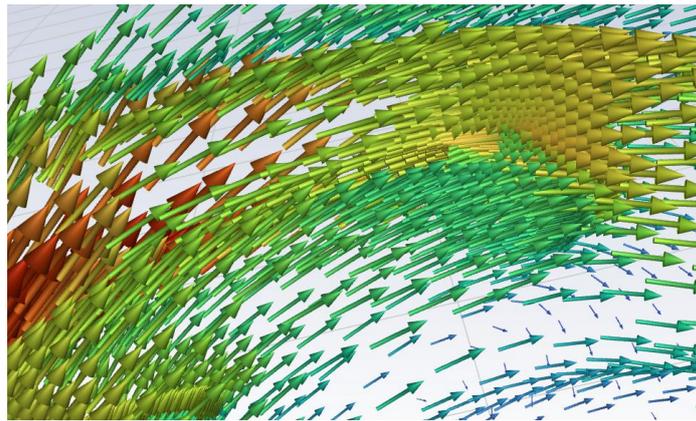
#### 4.2.3.2.2 Velocity Vector

Tabel 4.10 Velocity Vector Pada Tiap Kapasitas



Berdasarkan gambar diatas, Vektor kecepatan digunakan untuk melihat pola aliran dan besar kecepatan aliran fluida sepanjang laluan, untuk melihat karakteristik aliran, analisis permukaan benda, dan validasi simulasi. Hasil dari vektor kecepatan dapat dilihat pada gambar diatas, arah putarannya sesuai jarum jam (*clockwise*) dengan *impeller backward*.

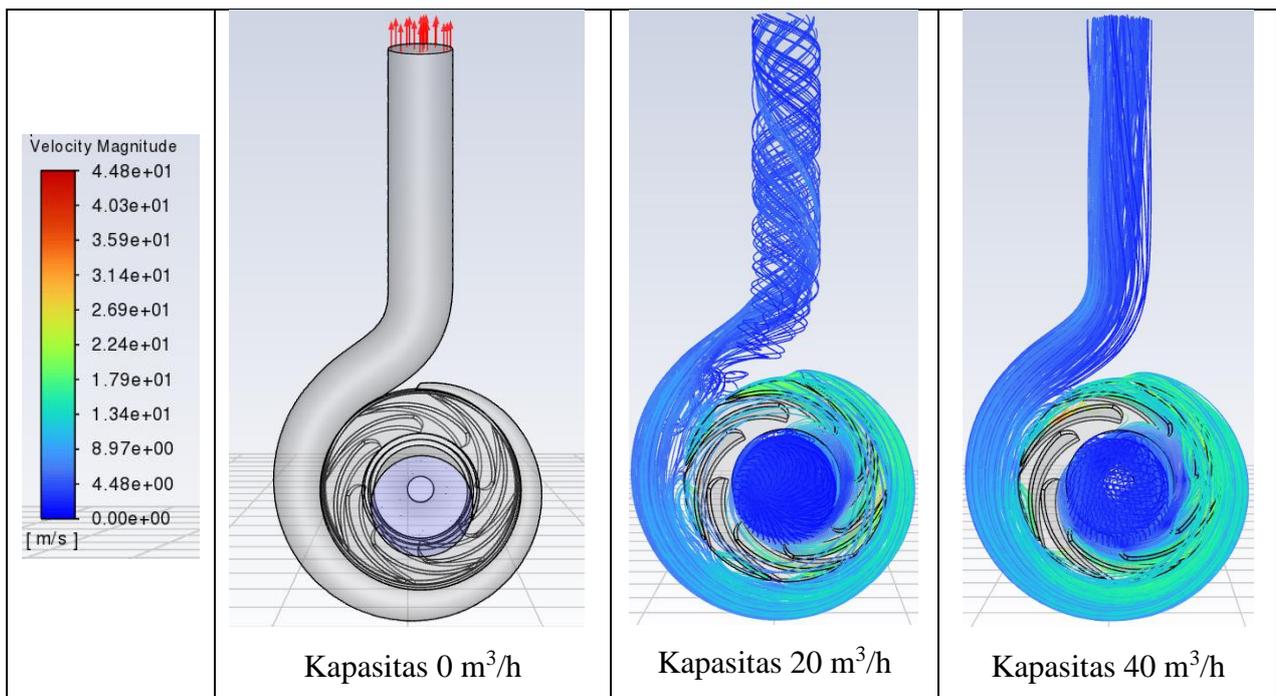
Pada simulasi distribusi kecepatan fluida pada berbagai kapasitas aliran dalam rumah *volute*. Pada kapasitas aliran rendah atau nol, fluida mengalami sirkulasi ulang yang intensif dalam rumah *volute*, menghasilkan kecepatan tinggi di beberapa daerah. Saat kapasitas aliran meningkat, sirkulasi ulang berkurang, dan aliran fluida menjadi lebih terarah dan stabil dengan kecepatan yang lebih merata dan rendah. Pada kapasitas tinggi, fluida keluar dari sistem dengan lebih efisien, mengurangi sirkulasi ulang dan menghasilkan pola aliran yang lebih seragam.

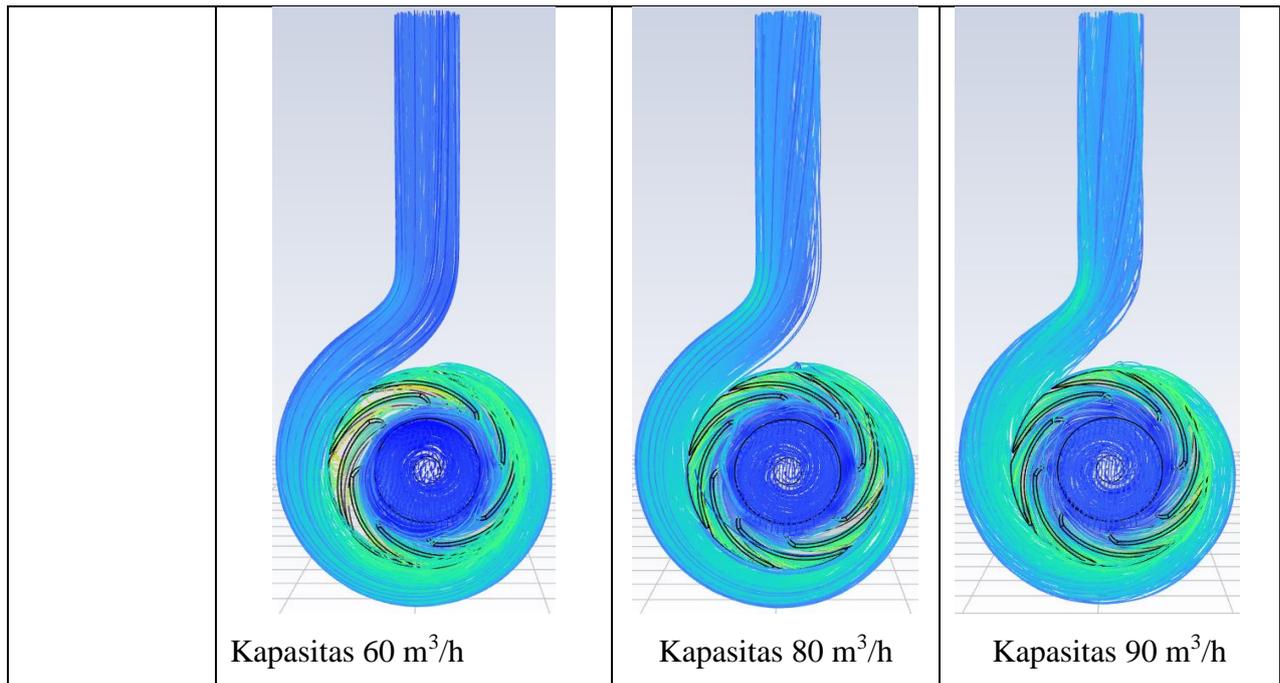


**Gambar 4.8** Vektor pada pompa

#### 4.2.3.2.3 Velocity Streamline

**Tabel 4.11** Velocity streamline pada tiap kapasitas





*Streamline velocity* merupakan garis-garis yang menunjukkan arah aliran fluida. *Streamline velocity* menunjukkan bahwa kecepatan fluida seiring dengan peningkatan kapasitas pompa. Kecepatan fluida dapat divisualisasikan dengan warna yang berbeda seperti pada tabel 4.11, di mana warna yang lebih terang menunjukkan kecepatan fluida yang lebih tinggi.

Pada kapasitas 0 m<sup>3</sup>/h, tidak ada aliran fluida yang terjadi. Hal ini ditunjukkan dengan *streamline velocity* yang tidak mengeluarkan hasil visual *streamline*, yang menunjukkan kecepatan fluida 0 m/s. Pada kapasitas 20 m<sup>3</sup>/h, *streamline velocity* mulai terlihat bentuk aliran dan warnanya. Warna yang lebih terang menunjukkan kecepatan fluida yang lebih tinggi, sedangkan warna yang lebih gelap menunjukkan kecepatan fluida yang lebih rendah. Pada kapasitas 40 m<sup>3</sup>/h, *streamline velocity* semakin berwarna-warni dan area dengan warna terang semakin luas. Hal ini menunjukkan bahwa kecepatan fluida semakin tinggi. Pada kapasitas 60-80 m<sup>3</sup>/h, *streamline velocity* semakin dominan dengan warna terang. Hal ini menunjukkan bahwa kecepatan fluida semakin tinggi. Pada kapasitas 90 m<sup>3</sup>/h, *streamline velocity* hampir seluruhnya berwarna terang dengan sedikit area berwarna gelap. Hal ini menunjukkan bahwa kecepatan fluida rata-rata sangat tinggi meskipun, terdapat sedikit area dengan kecepatan fluida yang lebih rendah. Sehingga dapat disimpulkan, kecepatan fluida meningkat seiring dengan peningkatan kapasitas pompa. Visualisasi *streamline velocity* dengan warna memberikan indikasi yang jelas tentang perubahan kecepatan fluida pada berbagai kapasitas aliran.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

1. Melakukan proses perancangan volute yang sesuai dengan kebutuhan proses pendinginan pada PLTMG PT. Lamong Energi Indonesia, dengan kapasitas aliran 80 m<sup>3</sup>/h dengan *head* 34 m. Mendapatkan hasil perancangan volute pompa dengan inlet volute 80 mm, outlet volute 65 mm dan jari-jari kelengkungan bagian dalam volute 86,6 mm. Dimensi detail perancangan *volute* dapat dilihat pada bab 4 sub bab 4.1.
2. Hasil simulasi numerik menggunakan *impeller* berdiameter 165 mm belum dapat memenuhi target kebutuhan nilai *head* pompa, dimana *head* yang dihasilkan sebesar 30,17 m dengan nilai *error* sebesar 11,25%. Selanjutnya dilakukan modifikasi geometri dengan memperbesar diameter *impeller* menjadi 168 mm. hasil simulasi numerik nilai *head* sebesar 34,62 m yang memiliki tingkat *error* sebesar 1,7% yang berarti masih di dalam batas yang diizinkan/ditentukan dan memenuhi dengan target kebutuhan sistem pendingin PLTMG.

#### 5.2 Saran

1. mengembangkan optimasi lebih lanjut pada desain *volute* dan *impeller* untuk meningkatkan efisiensi dan mengurangi kehilangan energi.
2. Dapat melakukan studi mendalam tentang potensi kavitasasi dalam pompa, yang dapat merusak *impeller* dan *volute*. Menggunakan simulasi CFD dengan model kavitasasi dapat digunakan untuk memprediksi dan mengurangi efisiensi

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. J. Karassik and R. Carter, *Centrifugal Pump : Selection Operation, and Maintenance*, 1960.
- [2] M. R. A. M. and R. M. , "Analisis Kebutuhan Debit Di Gedung C RSUD Kota Bukittinggi," *Jurnal Teknik Mesin vol.14 No.2 94-98* , 2021.
- [3] A. K. M. and E. Y. , "Kaji Eksperimental Pengaruh Aliran Dua Fase Crude Oil-Water dalam Horizontal Terhadap Performansi Pompa Sentrifugal dengan Variasi Impeller," *Jurnal Teknik Mesin S-1 vol.2 No.2*, 2014.
- [4] K. Alawadhi, B. Alzuwayer, T. A. Mohammad and M. H. Buhemdi, "Design and Optimization of A Centrifugal Pump for Slurry Transport Using the Response Surface Method," *Mechines*, 2021.
- [5] K. A. E and G. M. R, "PENGARUH JUMLAH SUDU SENTRIFUGAL IMPELLER TERHADAP KAPASITAS DAN EFISIENSI POMPA CENTRIFUGAL," *Samudra Politeknik Pelayaran Surabaya 3 (1) 26-34*, 2018.
- [6] C. C. J. P. M. I. P. E. S. J. a. L. B. W. Sanchez Ocana, "Cavitation Analysis with CFD Techniques of The Impeller of a Centrifugal Pump," *Indian J. Sci. Technol vol.11, No.22, pp. 1-6*, 2018.
- [7] S. Linn, "Operating Principle Of Centrifugal Pump and its Applications," *J. Appl. Mech. Eng., vol. 11, no. 1000424, p. 1000424*, 2022.
- [8] S. P. f and I. K. , "Perancangan Impeller dan Volute Pompa Sentrifugal dengan Fluida Kerja Air Gambut," *JomFTEKNIK VOLUME 3 NO. 2*, 2016.
- [9] O. W. I. L. S. P. and C. I. , "Analisis Termodinamika Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Uap Kapasitas 1500 kW," *JURNAL TEKNIK MESIN – ITI Vol.5 No.3*, Oktober 2021.
- [10] I. K. Karassik, J. P. messina, P. Cooper and C. C. Heald, *PUMP HANDBOOK*, USA: McGraw-Hill, 2001.
- [11] P. J. Pritchard, Fox and McDonald's *Introduction To Fluid Mechanics*, 2011.
- [12] M. Stewart, *Surface Production Operations; Volume IV - Pump and Compressor Systems: Mechanical Design and Specification*, 2018.

- [13] S. M. B. AJI, "PERACANGAN POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA CRUDE OIL PADA CENTRAL PROCESSING PLATFORM 2 PT. PERTAMINA HULU ENERGI WEST MADURA OFFSHORE," 2016.
- [14] S. and H. Tahara, *Pompa & Kompresor; Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*, Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 2000.
- [15] I. P. Adisasmita, "DESIGN OF 16 INCH DIAMETER CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER IN CUTTER SUCTION DREDGER (CSD) SHIP USING SOLIDWORK," 2018.
- [16] F. Z. SALMA, "NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF SIDE CLEARANCE IN WATER AND NIRA FLUIDS ON THE PERFORMANCE OF SEMI-OPEN IMPELLER CENTRIFUGAL PUMPS," 2023.
- [17] C. PUMPS, "CASTLE PUMPS," [Online]. Available: <https://www.castlepumps.com/info-hub/pump-impellers-the-types-their-impact/>.
- [18] K. M, *Marine Auxillary Machinery and Systems*, Moscow, 1954.
- [19] S. Herman, *Handbook Kuliah Mesin Fluida Inkompresibel*, 2019.
- [20] D. S. Wahono, "Studi Numerik Pompa Sentrifugal Tipe Impeller Backward Dengan Variasi Putaran Dan Debit Pompa," 2016.
- [21] ANSYS, "ANSYS Fluent Tutorial Guide," 2017.
- [22] A. D. Prasetyo, "Menggali Potensi Teknik Meshing dalam Simulasi Numerik Industri," *Artikel Bugo Center*, 2023.
- [23] J. Dong and W. Li, "Numerical Simulation of Centrifugal Pump Cavitation Based on ANSYS," *Journal of Physics: Conference Series*, 2023.
- [24] kemdikbud, *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (MEKANIKA FLUIDA KOMPUTASI) : KONSEP FUNDAMENTAL*, 2010.
- [25] ANSYS, *ANSYS FLUENT THEORY GUIDE: CFD EXPERT SIMULATE THE FUTURE*, 2021.
- [26] F. H. R. Azmi, "Perancangan Ulang Instalasi Pompa Sentrifugal sebagai Sistem Pendingin Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG)," 2023.
- [27] J. Hu, K. Li, W. Su and . X. Zhao, "Numerical Simulation of Drilling Fluid Flow in Centrifugal Pumps," *Water* 2023, 15, 992. <https://doi.org/>, 2023.

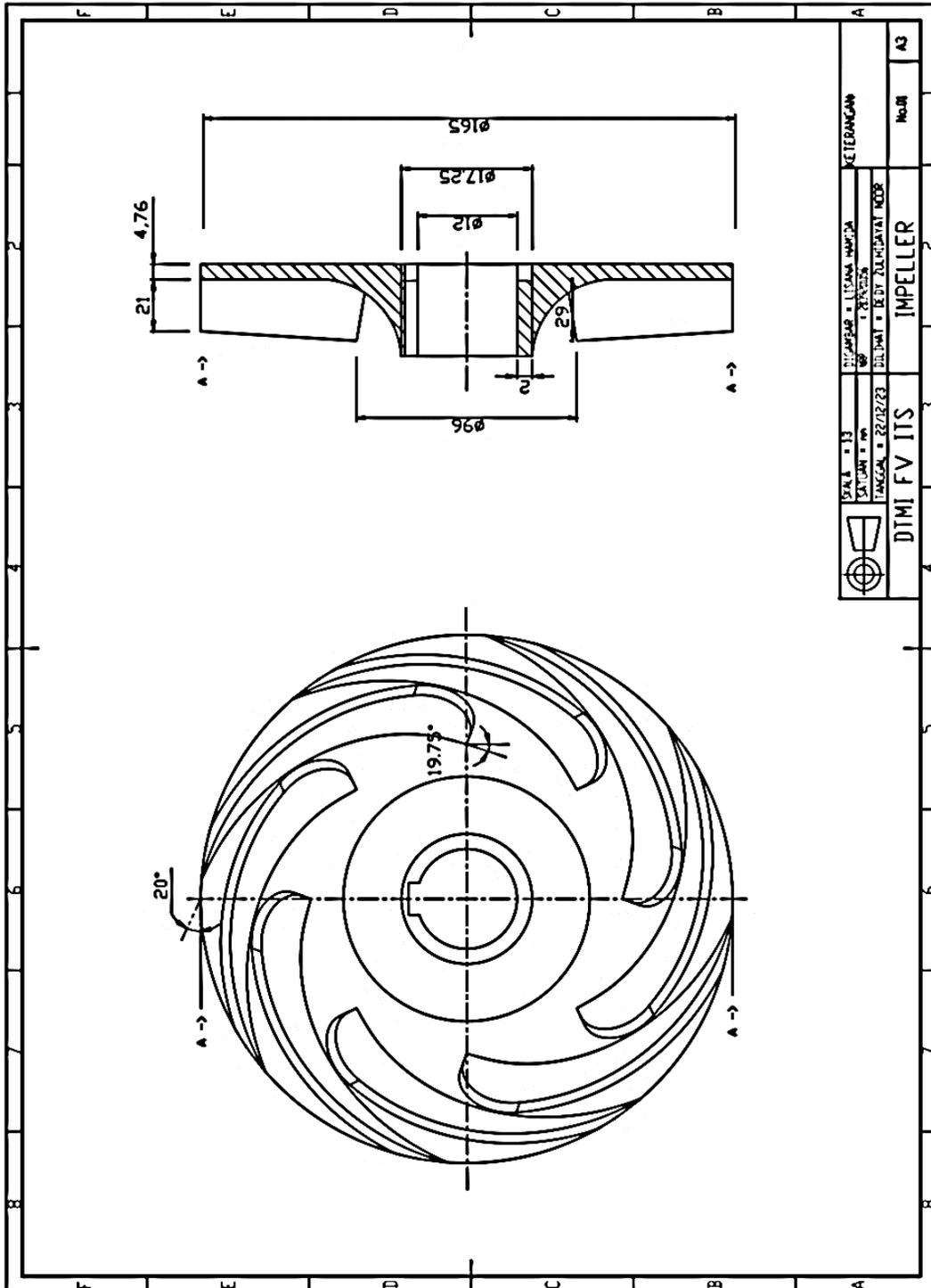
- [28] K. D. d. J. Waluyo, "Simulasi Numeris Pengaruh Variasi Ketebalan Scaling Pada Sudu Terhadap Unjuk Kerja Pompa Sentrifugal," *Journal of Mechanical Design and Testing* 4(2), 87-93, 2022.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

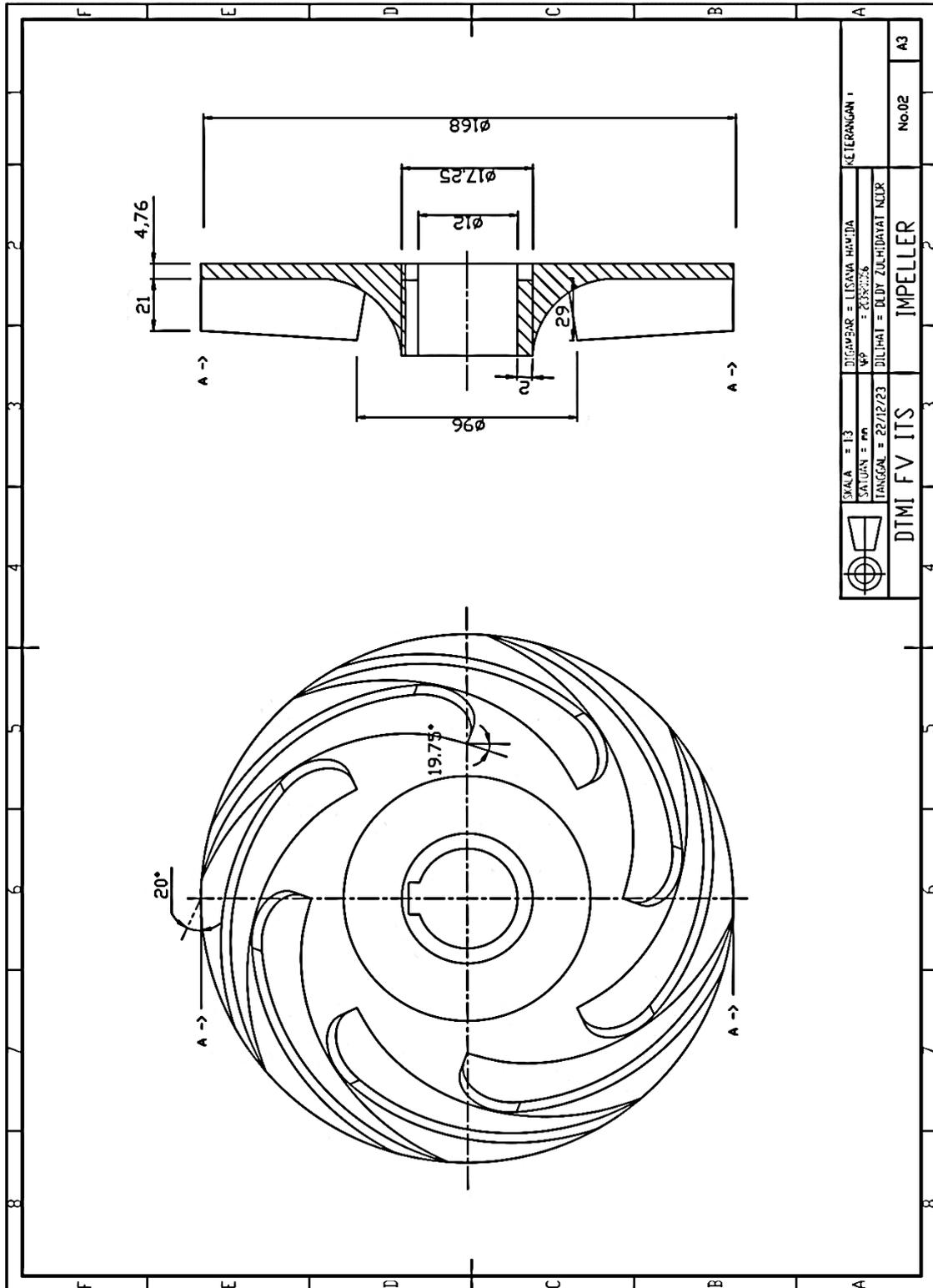
# LAMPIRAN

## A. Dimensi Impeller dan Volute Pompa

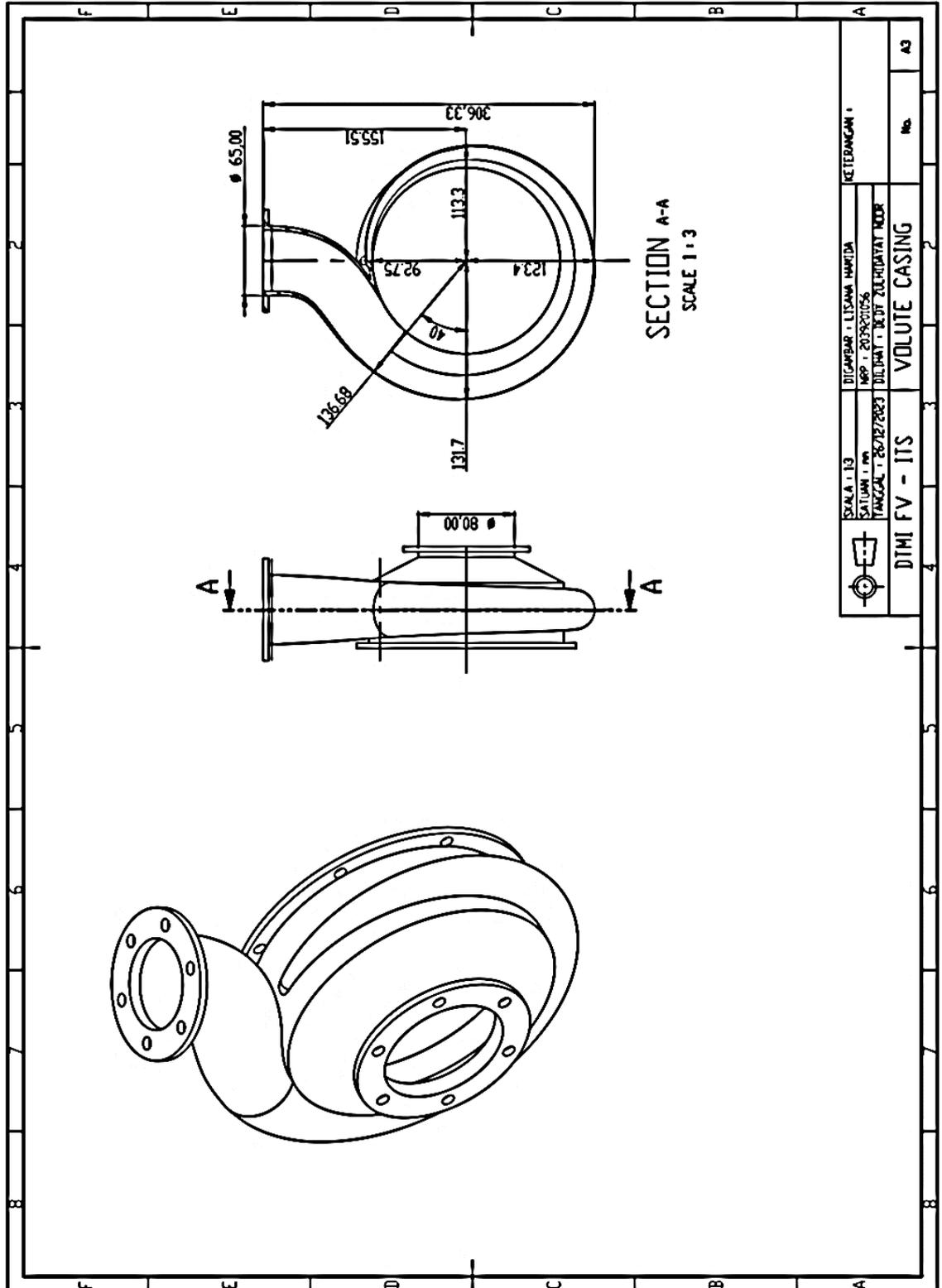
- Impeller sebelum dimodifikasi (165 mm)



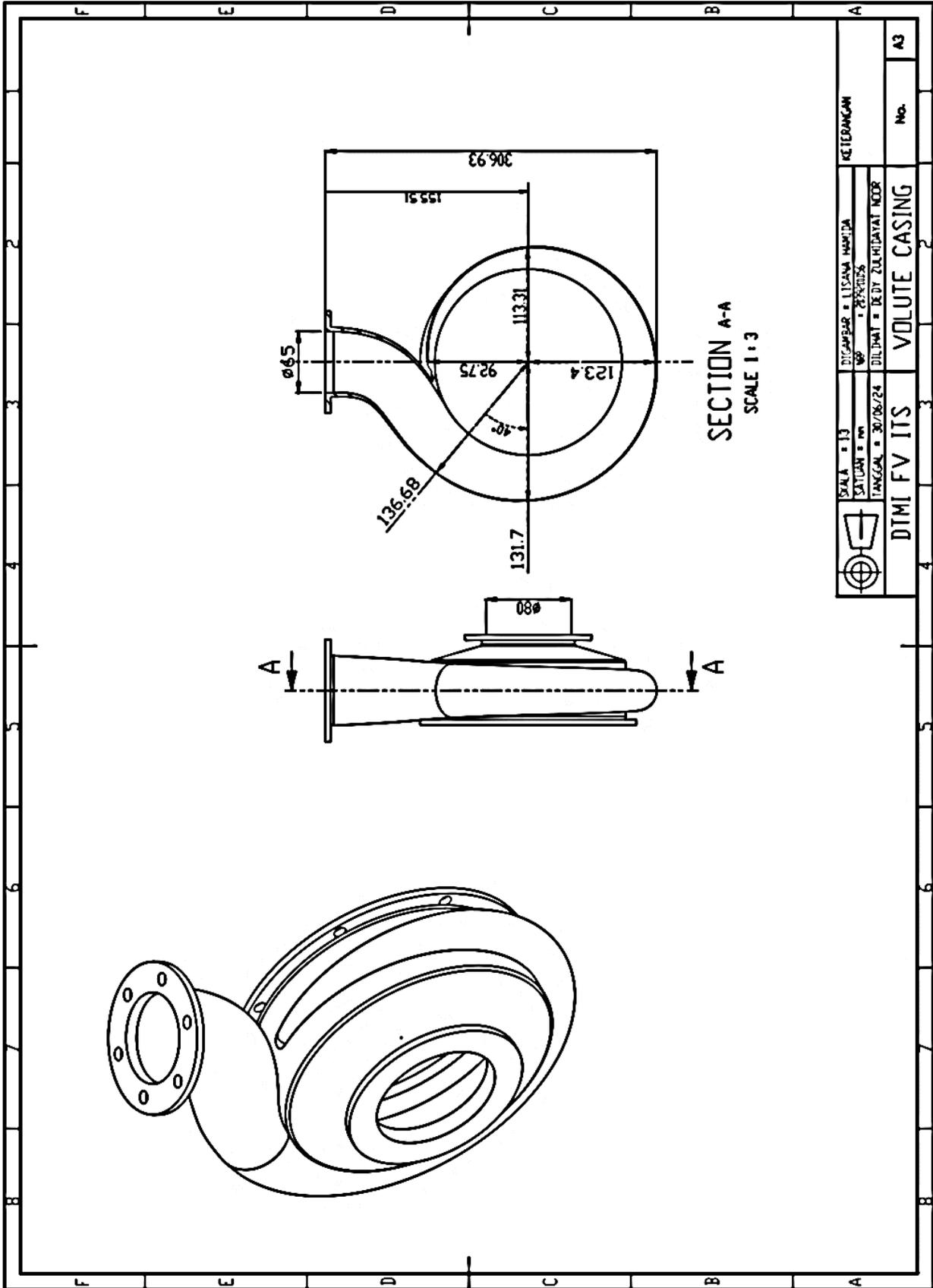
- Impeller sesudah dimodifikasi (168 mm)



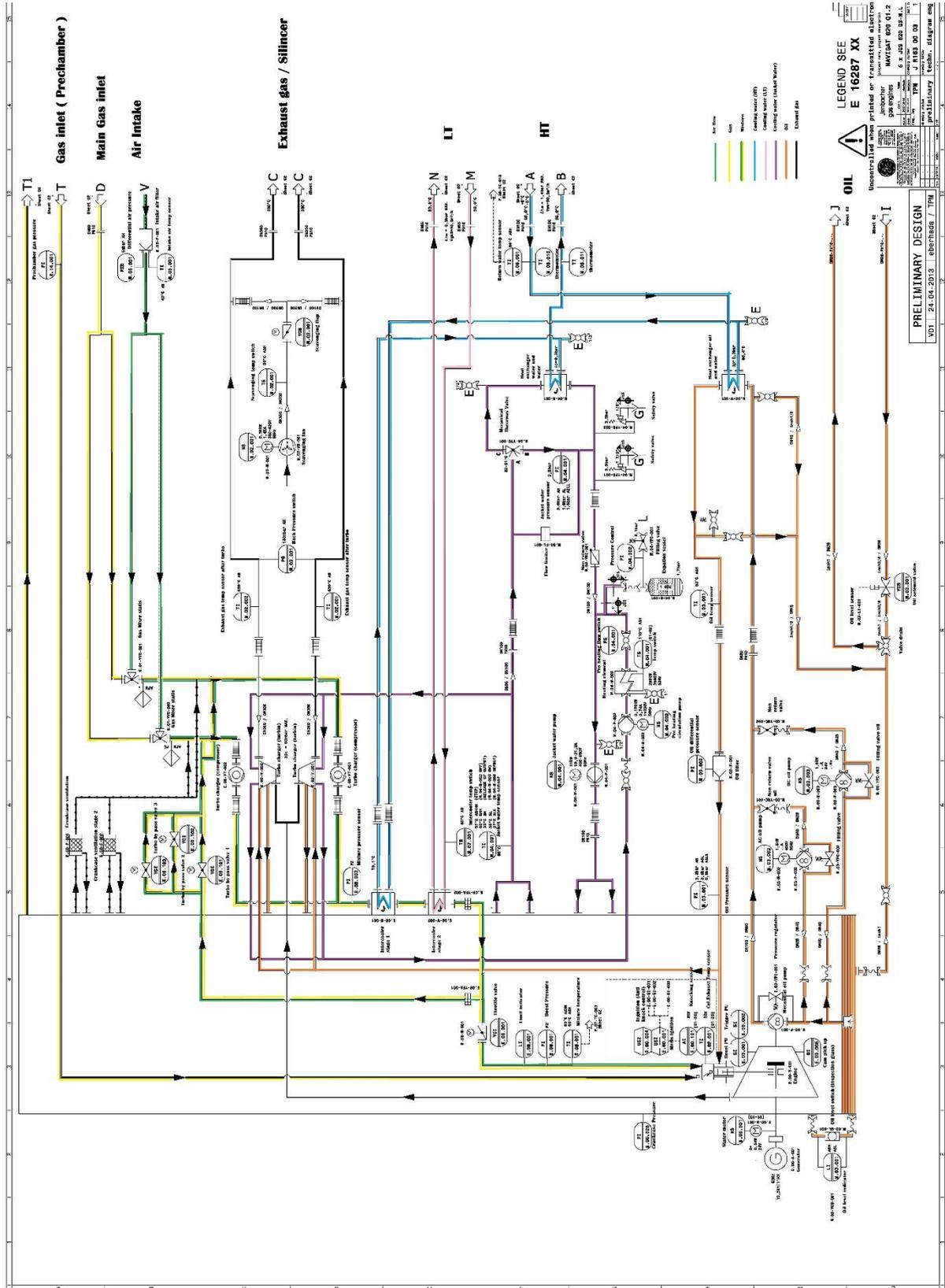
- Volute sebelum dimodifikasi



- Volute setelah dimodifikasi



# B. Piping and Instrument Diagram



### C. Perhitungan Perancangan Volute Pompa

r3	86,6	0,0866		D inlet	80
b3	23,36			D outlet	65
Ht	38,32				
Mm	1,20				
x	123035,2				

No.	$\theta$	$\theta/x$	$2(\theta/x)$	$2(\theta/x) \cdot r3$	$\sqrt{2(\theta/x)} \cdot r3$	$\rho$	$2\rho$	$2\rho + r3$	ra
1	2	3	4	5	6	7 (3+6)	8	9	
1	0	0	0	0	0	0	0	0,08660	0,0866
2	20	0,00016	0,00033	0,00003	0,00531	0,00547	0,01094	0,09754	0,09207
3	65	0,00053	0,00106	0,00009	0,00957	0,01009	0,02019	0,10679	0,09669
4	110	0,00089	0,00179	0,00015	0,01244	0,01334	0,02668	0,11328	0,09994
5	155	0,00126	0,00252	0,00022	0,01477	0,01603	0,03206	0,11866	0,10263
6	200	0,00163	0,00325	0,00028	0,01678	0,01840	0,03681	0,12341	0,10500
7	245	0,00199	0,00398	0,00034	0,01857	0,02056	0,04113	0,12773	0,10716
8	290	0,00236	0,00471	0,00041	0,02020	0,02256	0,04512	0,13172	0,10916
9	335	0,00272	0,00545	0,00047	0,02172	0,02444	0,04888	0,13548	0,11104
10	350	0,00284	0,00569	0,00049	0,02220	0,02504	0,05008	0,13668	0,11164
11	375	0,00305	0,00610	0,00053	0,02298	0,02602	0,05205	0,13865	0,11262

### D. Data Kuantitatif yang dihasilkan Setelah Melakukan Simulasi Numerik

- Pada diameter Impeller 165 mm

		CFD												
No	rpm	Konversi kapasitas (m <sup>3</sup> /s)	Mass Flow (Inlet) (kg/s)	Masa jenis (kg/m <sup>3</sup> )	Hg (m)	P Suction (Pa)	P Discharge (Pa)	V Suction (m/s)	V Discharge (m/s)	Torsi (N.m)	Head (m)	WHP (watt)	BHP (watt)	Efisiensi (%)
1	3000	0	0	998,2	0,27801	3884,7333	323043,64	0	0,1136	55,900205	32,871	0	17552,664	0
2	3000	0,006	5,9892	998,2	0,27801	0,81743795	316021,29	1,201547	2,4440	46,35327	32,781	1926,0254	14554,927	13,232807
3	3000	0,011	10,9802	998,2	0,27801	-12,660675	306134,28	2,2028362	4,5158	45,821277	32,334	3482,9091	14387,881	24,207242
4	3000	0,017	16,9694	998,2	0,27801	-32,210239	296576,04	3,4043833	6,7575	48,145811	32,305	5377,8305	15117,785	35,572874
5	3000	0,022	21,9604	998,2	0,27801	-55,808076	263502,22	4,4056724	8,8235	49,44786	30,173	6500,1253	15526,628	41,864372
6	3000	0,025	24,955	998,2	0,27801	222974,45	222974,45	5,006446	9,9539	47,458872	26,830	6568,0986	14902,086	44,075029

- Pada diameter Impeller 168 mm

		CFD												
No	rpm	Konversi kapasitas (m <sup>3</sup> /s)	Mass Flow (Inlet) (kg/s)	Masa jenis (kg/m <sup>3</sup> )	Hg (m)	P Suction (Pa)	P Discharge (Pa)	V Suction (m/s)	V Discharge (m/s)	Torsi (N.m)	Head (m)	WHP (watt)	BHP (watt)	Efisiensi (%)
1	3000	0	0	998,2	0,27801	5172,7469	367223,85	0	0,0582	13,236	37,251	0	4156,0544	0
2	3000	0,006	5,9892	998,2	0,27801	610,24678	362086,28	1,1991475	4,1967	18,803	38,017	2233,6423	5904,0346	37,832474
3	3000	0,011	10,9802	998,2	0,27801	-10,202737	350997,66	2,1984372	4,1687	21,178	36,763	3959,9281	6649,7516	59,550014
4	3000	0,017	16,9694	998,2	0,27801	-29,005987	323820,1	3,3975847	6,6976	25,048	35,048	5834,478	7864,9272	74,183496
5	3000	0,022	21,9604	998,2	0,27801	-51,375725	308032,09	4,3968743	8,7112	29,301	34,623	7458,8949	9200,5382	81,070202
6	3000	0,025	24,955	998,2	0,27801	-67,514088	278936,12	4,9964481	9,9397	30,713	32,534	7964,7213	9643,9363	82,587867

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Gresik, 07 Mei 2002 sebagai anak terakhir dari 3 bersaudara. Pendidikan yang telah ditempuh yaitu SD NU1 Trate Gresik, SMPN 1 Gresik dan SMAN 1 Gresik. Setelah lulus SMA, penulis mendaftar di Departemen Teknik Mesin Industri pada tahun 2020 dan kemudian lulus terdaftar sebagai mahasiswa Diploma 4 Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan NRP 2039201056. Pada saat berkuliah di Departemen Teknik Mesin Industri penulis juga mengembangkan kemampuan dalam berorganisasi yang berkaitan dengan *softskill* yakni bergabung dalam badan eksekutif Himpunan. Penulis pernah menjadi staff pada BSO BENGKEL di HMDM ITS, setelah itu juga diberikan amanah untuk menjabat sebagai kepala divisi pengembangan pada BSO BENGKEL HMDM ITS di tahun ke 3 perkuliahan. Selain berorganisasi, penulis juga ikut dalam kepanitiaan event seperti Service Gratis 2022 dengan menjabat sebagai kepala divisi PDD. Penulis juga pernah mengikuti pelatihan seperti LKMM Pra-TD Fakultas Vokasi ITS (2020). Selama menjadi mahasiswa, penulis juga mengikuti program magang di perusahaan PT. Lamong Energi Indonesia 2022 di divisi Operation and Maintenance selama 4 bulan