

**TUGAS AKHIR - TM 234802**

**STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI JUMLAH SUDU  
DAN DEBIT POMPA TERHADAP MEDAN ALIRAN PADA  
POMPA SENTRIFUGAL DENGAN *BLADE ROUND  
LEADING-EDGE***

**ALFIAN ASYAM NUR AFNAN**

**NRP 5007201241**

Dosen Pembimbing

**Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko**

**NIP 19601004 1986011004**

**PROGRAM STUDI SARJANA**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



**TUGAS AKHIR - TM 234802**

**STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI JUMLAH SUDU  
DAN DEBIT POMPA TERHADAP MEDAN ALIRAN PADA  
POMPA SENTRIFUGAL DENGAN *BLADE ROUND  
LEADING-EDGE***

**ALFIAN ASYAM NUR AFNAN**

NRP 5007201241

Dosen Pembimbing

**Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko**

NIP 19601004 1986011004

**PROGRAM STUDI SARJANA**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



**FINAL PROJECT - TM 234802**

**NUMERICAL STUDY ON THE EFFECT OF *IMPELLER BLADE NUMBER* *OUTLET FLOW RATE* VARIATIONS ON THE FLOW FIELD IN A CENTRIFUGAL PUMP WITH *ROUND LEADING-EDGE BLADES***

**ALFIAN ASYAM NUR AFNAN**

**NRP 5007201241**

Advisor

**Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko**

**NIP 19601004 1986011004**

**UNDERGRADUATE STUDY PROGRAM**

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology *outlet* System Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024

## LEMBAR PENGESAHAN

### STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI JUMLAH SUDU DAN DEBIT POMPA TERHADAP MEDAN ALIRAN PADA POMPA SENTRIFUGAL DENGAN *BLADE* *ROUND LEADING-EDGE*

#### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Mesin  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: Alfian Asyam Nur Afnan  
NRP. 5007201241

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA, IPU, AEng
3. Prof. Ir. Sutardi, MEng, PhD, IPM, AEng
4. Dhia Fairuz Shabrina, ST, MT



Pembimbing

Penguji I

Penguji II

Penguji III

SURABAYA

Juli, 2024

## APPROVAL SHEET

### NUMERICAL STUDY ON THE EFFECT OF *IMPELLER BLADE NUMBER OUTLET* *FLOW RATE VARIATIONS ON THE FLOW FIELD IN A CENTRIFUGAL PUMP* *WITH ROUND LEADING-EDGE BLADES*

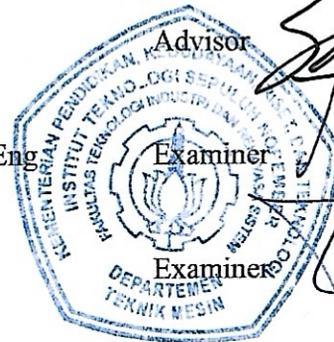
#### FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements  
for obtaining an Undergraduate degree at  
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering  
Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Industrial Technology *outlet* Systems Engineering  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: Alfian Asyam Nur Afnan  
NRP. 5007201241

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA, IPU, AEng
3. Prof. Ir. Sutardi, MEng, PhD, IPM, AEng
4. Dhia Fairuz Shabrina, ST, MT



Examiner

SURABAYA

July, 2024

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Alfian Asyam Nur Afnan/500701241

Program studi : S-1 Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko/197505111999031001

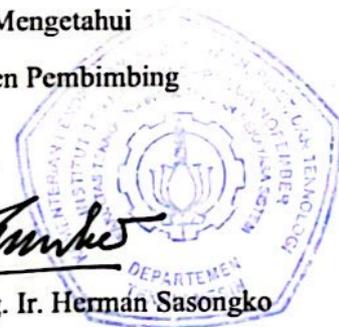
dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi Numerik Pengaruh Variasi Jumlah Sudu Dan Debit Pompa Terhadap Medan Aliran Pada Pompa Sentrifugal Dengan Blade Round Leading-Edge” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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, 30 Juli 2024

Mengetahui

Dosen Pembimbing



Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko

19601004 1986011004

Mahasiswa



Alfian Asyam Nur Afnan

5007201241

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned *below*:

Name of student / NRP : Alfian Asyam Nur Afnan/5007201241  
Department : Mechanical Engineering  
Advisor / NIP : Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko/197505111999031001

Hereby declare that the Final Project with the title of “Numerical Study On The Effect Of Impeller Blade Number Outlet Flow Rate Variations On The Flow Field In A Centrifugal Pump With Round Leading-Edge Blades” is the result of my own work, is original, outlet is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 30 Juli 2024

Acknowledge,

Advisor

  
Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko  
19601004 1986011004

Student

  
Alfian Asyam Nur Afnan  
5007201241

## ABSTRAK

### STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI JUMLAH SUDU DAN DEBIT POMPA TERHADAP MEDAN ALIRAN PADA POMPA SENTRIFUGAL DENGAN *BLADE* *ROUND LEADING-EDGE*

Nama Mahasiswa / NRP : Alfian Asyam Nur Afnan / 5007201241  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS – ITS  
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko

#### Abstrak

Pengembangan pompa industri yang efisien dan ramah lingkungan sangat penting untuk meningkatkan produktivitas dan pertumbuhan industri di Indonesia. Salah satu jenis pompa yang umum digunakan adalah pompa sentrifugal, dengan *leading-edge* dan jumlah sudu *impeller* sebagai faktor kunci yang memengaruhi kinerjanya. Bentuk *leading-edge* mempengaruhi peningkatan *head*, sedangkan jumlah sudu mempengaruhi *losses*. Penelitian ini bertujuan mengetahui pengaruh modifikasi *leading-edge impeller* berbentuk *round*, variasi jumlah sudu (6, 7, dan 8), dan debit aliran terhadap fenomena aliran fluida menggunakan metode simulasi numerik. Tahapan *pre-processing* melibatkan pembuatan geometri 3D dan pengaturan model simulasi dengan SolidWorks 2020, serta pembuatan meshing dan pengaturan kondisi batas dengan Ansys Fluent. Tahapan *processing* menggunakan Fluent 2022 R1 mencakup berbagai langkah seperti *check*, *scale*, *grid*, *solver*, dan lainnya. Hasil penelitian akan berupa data kuantitatif dan kualitatif pada tahap *post-processing*, termasuk nilai *head*, efisiensi, kontur tekanan statis, vektor kecepatan *relative*, serta jalur dan garis aliran.

Pompa dengan kapasitas aliran yang rendah menyebabkan aliran pada *impeller passage* tidak stabil, yang memicu gangguan aliran seperti *vortex* dan separasi, berdampak pada nilai *head* dan efisiensi. Pada kapasitas rendah, muncul dua pasangan *vortex* pada *impeller passage*. *Vortex* pertama terjadi karena tekanan dinamis yang lemah tidak mengatasi *backpressure* pada *volute*, dan *vortex* kedua timbul di *leading-edge* akibat aliran memasuki *passage* dengan *negative angle of attack*. Jumlah sudu yang lebih banyak membentuk aliran lebih terarah, sedangkan jumlah sudu yang lebih sedikit menyebabkan aliran buruk dan *vortex* lebih besar, mempengaruhi *head* dan efisiensi. *Leading-edge round* dengan profil *bluff* menghasilkan *vortex* yang memenuhi hampir setengah *impeller passage*, fenomena tersebut dapat menyebabkan adanya *blockage effect* yang sangat mempengaruhi nilai *head* dan efisiensi pompa pada kapasitas rendah.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa jumlah sudu *impeller* dan bentuk *leading-edge* memiliki pengaruh yang cukup besar terhadap performa pompa sentrifugal. Bertambahnya jumlah sudu dan bentuk *leading-edge* yang lebih *streamline* mempengaruhi *guidance* aliran yang membaik. Efisiensi tertinggi didapatkan nilai pada jumlah sudu 8 dan kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h dengan bentuk *leading-edge round*. Nilai efisiensi yang didapatkan sebesar 81,7% dan nilai *head* sebesar 12,28 m. Perbandingan *leading-edge round*, terlihat bahwa bentuk *leading-edge round* lebih sukar untuk mengatasi adanya *vortex* pada kapasitas rendah dan memiliki *head* yang lebih rendah pada kapasitas aliran rendah jika dibandingkan dengan bentuk *leading-edge sharp*.

**Kata kunci:** Pompa Sentrifugal, *Leading-edge*, Jumlah Sudu, Debit, Simulasi Numerik

## ABSTRACT

### NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF IMPELLER BLADE NUMBER OUTLET FLOW RATE VARIATIONS ON THE FLOW FIELD IN A CENTRIFUGAL PUMP WITH ROUND LEADING-EDGE BLADES

**Student Name / NRP** : Alfian Asyam Nur Afnan / 5007201241  
**Department** : Mechanical Engineering INDYSIS-ITS  
**Advisor** : Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko

#### Abstract

The advancement of efficient and environmentally friendly industrial pumps is crucial for enhancing productivity and fostering industrial growth in Indonesia. One of the most commonly utilised types of pump is the centrifugal pump, with the number of impeller blades and the design of the leading edge being of particular significance in determining its performance. The configuration of the leading edge influences the head increase, while the number of blades affects the losses. The objective of this study is to ascertain the impact of modifying the impeller leading-edge to a rounded shape, varying the number of blades (6, 7, and 8), and altering the flow discharge on fluid flow phenomena through the utilisation of a numerical simulation method. The initial phase of the process, designated as the pre-processing stage, entails the creation of a three-dimensional geometry and the configuration of the simulation model using the SolidWorks 2020 software. Additionally, the meshing and establishment of boundary conditions are conducted with the Ansys Fluent software. The processing stage utilises Fluent 2022 R1, comprising a series of steps, including verification, scaling, grid generation, solution, and others. The research outcomes will be presented in the form of quantitative and qualitative data at the post-processing stage, encompassing head values, efficiency, static pressure contours, relative velocity vectors, and flow paths and lines.

A low flow rate impeller will experience unstable flow within the impeller passage, which in turn will cause vortex and separation disturbances, resulting in a reduction in head value and overall efficiency. At low capacity, two vortex pairs are observed in the impeller passage. The first vortex occurs due to the insufficient dynamic pressure to overcome the backpressure on the volute, while the second vortex arises at the leading edge as a result of the negative angle of attack experienced by the flow as it enters the passage. An increase in the number of blades results in a more directed flow, whereas a reduction in the number of blades leads to an inferior flow and a larger vortex, which affects the head and efficiency. A leading-edge round with a bluff profile generates a vortex that occupies approximately half of the impeller passage, which can cause a blockage effect that significantly impacts the head and efficiency of the pump at low capacities.

The results of this study show that the number of impeller blades and the shape of the leading-edge have a considerable influence on the performance of centrifugal pumps. Increasing the number of blades and a more streamlined leading-edge shape affect the improved flow guidance. The highest efficiency is obtained at the number of blades of 8 and a capacity of 10.8 m<sup>3</sup>/h with a round leading-edge shape. The efficiency value obtained is 81.7% and the head value is 12.28 m. Comparing the leading-edge round, the leading-edge round shape is more difficult to overcome the vortex at low capacity and has a lower head at low flow capacity when compared to the leading-edge sharp shape.

**Keywords:** Centrifugal Pump, Leading-edge, Number of Blades, Discharge

## KATA PENGANTAR

Puji dan Syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT atas rahmat dan karunia-Nya sehingga dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul "STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI JUMLAH SUDU DAN DEBIT POMPA TERHADAP MEDAN ALIRAN PADA POMPA SENTRIFUGAL DENGAN *BLADE ROUND LEADING-EDGE*". Penulis sangat menyadari bahwa banyak orang membantu dalam penulisan tugas akhir ini. Melalui kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada semua orang yang telah membantu secara moril dan materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, termasuk:

- 1 Papa, Mama, Mba Mira, Mba Nana, serta seluruh keluarga besar penulis yang telah memberikan kasih sayang, doa, semangat dan dukungan yang tiada hentinya sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
- 2 Bapak Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko sebagai dosen pembimbing tugas akhir, senantiasa memberikan saran, motivasi, dan pengetahuan yang sangat berharga bagi penulis.
- 3 Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng. Sc selaku Kepala Departemen dan seluruh dosen-dosen teknik mesin FTIRS ITS yang telah memberikan kuliah dan ilmu yang berkaitan dengan tugas akhir ini.
- 4 Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D., Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., dan Bapak Nur Ikhwan, ST. selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan rekomendasi mengenai tugas akhir ini.
- 5 Farid, Ganang, Wahyu, Akmal, Dani, dan Nida Agnia yang selalu memberikan dukungan kepada penulis dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
- 6 Teman-teman satu bimbingan dan teman-teman Lab. Mekanika Fluida, Helmi, Haidar, Fajrul, Kaka, Bernard, dan Kemal yang telah memberikan warna dan cerita kehidupan kepada penulis di semester akhir.
- 7 Teman angkatan 2020 Teknik Mesin ITS (M63) yang selalu mendukung dan mendorong penulis.

Penulis sangat mengharapkan kritik dan saran dari semua pihak karena masih terdapat banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Penulis juga berharap tugas akhir ini dapat membantu dan memberikan kontribusi bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2024

Penulis

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	i
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	iii
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT .....	vi
KATA PENGANTAR .....	vii
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan .....	3
1.5 Manfaat .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	4
2.1 Pompa Sentrifugal .....	4
2.1.1 Segitiga Kecepatan .....	4
2.1.2 <i>Head</i> Pompa .....	5
2.1.3 Daya Pompa .....	5
2.1.4 Efisiensi Pompa .....	6
2.1.5 Kerugian pada Pompa .....	6
2.2 <i>Impeller</i> .....	6
2.2.1 <i>Leading-edge</i> pada <i>Impeller</i> .....	7
2.3 <i>Computational Fluid Dynamics</i> .....	7
2.3.1 <i>Pre-Processing</i> .....	7
2.3.2 <i>Solver</i> .....	7
2.3.3 <i>Post-Processing</i> .....	8
2.3.4 Model dan Persamaan .....	8
2.3.5 Metode Interpolasi .....	9
2.4 Penelitian Terdahulu .....	10
2.4.1 <i>Influence of Blade Leading-edge Shape on Cavitation in a Centrifugal Pump Impeller</i> .....	10
2.4.2 Studi Numerik Perilaku Fluida pada Pompa Sentrifugal Tipe <i>Closed Impeller</i> dengan Variasi Jumlah Sudu dan Debit Pompa .....	12
2.4.3 <i>Effect Of Impeller Blades Number On The Performance Of A Centrifugal Pump</i> .....	14

2.4.4	<i>Performance Prediction of Centrifugal Pumps with Variations of Blade Number</i> .....	19
2.4.5	Studi Numerik Perilaku Aliran Fluida pada Pompa Sentrifugal Tipe <i>Closed Impeller</i> dengan Variasi Bentuk <i>Leading-edge</i> pada <i>Impeller Blade</i> dan Debit Pompa .....	21
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN.....	27
3.1	Metode Numerik.....	28
3.1.1	Tahap <i>Pre-Processing</i> .....	29
3.1.2	Tahap <i>Processing</i> .....	31
3.1.3	Tahap <i>Post-Processing</i> .....	33
3.2	<i>Gird Independency Test (GIT)</i> .....	33
3.3	Validasi.....	34
3.4	Cara Perhitungan .....	35
3.4.1	<i>Head</i> Aktual (H) .....	35
3.4.2	<i>Head</i> Acuan (H Acuan) .....	35
3.4.3	<i>Water Horse Power (WHP)</i> .....	37
3.4.4	<i>Break Horse Power (BHP)</i> .....	37
3.4.5	Efisiensi ( $\eta$ ) .....	37
3.5	Diagram Alur Penelitian.....	38
3.6	Alokasi Waktu Penelitian .....	39
BAB IV	HASIL DAN PEMBAHASAN .....	40
4.1	Analisis Hasil Simulasi Pengaruh Kapasitas pada Jumlah Sudu 6.....	40
4.1.1	Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 6 Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h.....	42
4.1.2	Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 6 Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h.....	45
4.2	Analisis hasil simulasi pengaruh kapasitas pada jumlah sudu 7 .....	46
4.2.1	Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 7 Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h.....	48
4.2.2	Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 7 Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h.....	50
4.3	Analisis hasil simulasi pengaruh kapasitas pada jumlah sudu 8 .....	51
4.3.1	Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 8 Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h.....	53
4.3.2	Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 8 Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h.....	55
4.4	Analisis Perbandingan Hasil Simulasi Sudu dengan <i>Round Leading-edge</i> dan <i>Sharp Leading-edge</i> pada Pompa Sentrifugal .....	56
4.4.1	Analisis Performa Pompa Sentrifugal .....	56
4.4.2	Analisi Fenomena Aliran pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h.....	60
4.4.3	Analisi Fenomena Aliran pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h.....	64
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN.....	69
5.1	Kesimpulan.....	69
5.2	Saran .....	69

DAFTAR PUSTAKA .....	70
----------------------	----

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b> Rincian Segitiga Kecepatan (Sasongko, 1999) .....	4
<b>Gambar 2. 2</b> Jenis-jenis bentuk modifikasi <i>leading-edge</i> (Tao et,al. 2018) .....	10
<b>Gambar 2. 3</b> Kemampuan <i>head</i> pada tiap <i>leading-edge</i> sudu <i>impeller</i> (Tao et,al. 2018).....	10
<b>Gambar 2. 4</b> Kontur disekitar <i>leading-edge</i> (Tao et,al. 2018) .....	11
<b>Gambar 2. 5</b> Kecepatan relatif disekitar <i>leading-edge</i> (Tao et,al. 2018).....	11
<b>Gambar 2. 6</b> Grafik <i>Head</i> dan Efisiensi Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 6,7 dan 8 (Irham Nadhil, 2023) .....	13
<b>Gambar 2. 7</b> Grafik WHP tiap Jumlah Sudu Terhadap Kapasitas (Irham Nadhil, 2023).....	14
<b>Gambar 2. 8</b> Pengaruh jumlah sudu terhadap loss coefficient untuk koefisien aliran yang berbeda (Abo Elyamin, et al. 2019).....	15
<b>Gambar 2. 9</b> Pengaruh jumlah sudu terhadap koefisien <i>head</i> dan <i>pressure</i> untuk koefisien aliran yang berbeda (Abo Elyamin, et al. 2019).....	16
<b>Gambar 2. 10</b> Pengaruh jumlah sudu terhadap efisiensi hydraulic untuk koefisien aliran yang berbeda (Abo Elyamin, et al. 2019).....	16
<b>Gambar 2. 11</b> Velocity vector: (a) 5 sudu ;(b) 7 sudu ;(c)9 sudu (Abo Elyamin, et al. 2019)	17
<b>Gambar 2. 12</b> Kontur kecepatan: (a) 5 sudu; (b) 7 sudu; (c) 9 sudu (Abo Elyamin, et al. 2019) .....	18
<b>Gambar 2. 13</b> Total <i>pressure</i> untuk: (a) 5 sudu ; (b) 7 sudu;(c) 9 sudu (Abo Elyamin, et al. 2019).....	19
<b>Gambar 2. 14</b> Kontur tekanan <i>static</i> (Chakraborty, et al. 2013).....	20
<b>Gambar 2. 15</b> Kontur tekanan (Chakraborty, et al. 2013).....	21
<b>Gambar 2. 16</b> Kurva <i>Head</i> Pompa Sentrifugal pada <i>leading-edge Sharp</i> , <i>Ellipse</i> , dan <i>Round</i> (Bintang Pradipta. 2024) .....	22
<b>Gambar 2. 17</b> Kurva Efisiensi Pompa Sentrifugal pada <i>leading-edge Sharp</i> , <i>Ellipse</i> , dan <i>Round</i> (Bintang Pradipta. 2024) .....	22
<b>Gambar 2. 18</b> Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 0,384 kg/s untuk <i>Leading-edge: (a) Sharp</i> , <i>(b) Ellipse</i> , dan <i>(c) Round</i> (Bintang Pradipta. 2024) .....	23
<b>Gambar 2. 19</b> Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1 kg/s untuk <i>Leading-edge: (a) Sharp</i> , <i>(b) Ellipse</i> , dan <i>(c) Round</i> (Bintang Pradipta. 2024) .....	24
<b>Gambar 2. 20</b> Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 3 kg/s untuk <i>Leading-edge: (a) Sharp</i> , <i>(b) Ellipse</i> , dan <i>(c) Round</i> (Bintang Pradipta. 2024).....	25
<b>Gambar 3. 1</b> Geometri Pompa (mm).....	28
<b>Gambar 3. 2</b> Detail dari Variasi Round Leading-edge (mm).....	29
<b>Gambar 3. 3</b> Mesh Pompa.....	30
<b>Gambar 3. 4</b> detail Mesh Pompa.....	30
<b>Gambar 3. 5</b> Domain Pompa Sentrifugal .....	31
<b>Gambar 3. 6</b> Grafik Grid Independency Test (GIT) Error terhadap cells.....	34
<b>Gambar 3. 7</b> Grafik Head Fungsi Kapasitas Aliran Ekperimental Stickland (2000) dan Numerik Geometri Standar.....	34
<b>Gambar 3. 8</b> Grafik performa pompa (Stickloutlet, 2000).....	35
<b>Gambar 3. 9</b> Diagram alur penelitian.....	38
<b>Gambar 4. 1</b> Grafik Head dan Efisiensi terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 6.....	41
<b>Gambar 4. 2</b> WHP terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 6 .....	42
<b>Gambar 4. 3</b> Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 6.....	43
<b>Gambar 4. 4</b> Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 6....	44

<b>Gambar 4. 5</b>	Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 6.....	45
<b>Gambar 4. 6</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 6....	46
<b>Gambar 4. 7</b>	Grafik Head dan Efisiensi terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 7 .....	47
<b>Gambar 4. 8</b>	Grafik WHP terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 7....	47
<b>Gambar 4. 9</b>	Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 7.....	48
<b>Gambar 4. 10</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 7..	49
<b>Gambar 4. 11</b>	Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 7.....	50
<b>Gambar 4. 12</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 7..	51
<b>Gambar 4. 13</b>	Grafik Head dan Efisiensi Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 8.....	52
<b>Gambar 4. 14</b>	WHP Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 8.....	53
<b>Gambar 4. 15</b>	Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 8.....	53
<b>Gambar 4. 16</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 8..	54
<b>Gambar 4. 17</b>	Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 8.....	55
<b>Gambar 4. 18</b>	Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h dengan Jumlah Sudu 8	56
<b>Gambar 4. 19</b>	Kurva Head Teoritis terhadap Kapasitas.....	57
<b>Gambar 4. 20</b>	Perbandingan Grafik Head Pompa Sentrifugal Tiap Variasi Jumlah Sudu dan Kapasitas terhadap 2 bentuk leading-edge .....	58
<b>Gambar 4. 21</b>	Perbandingan Grafik Efisiensi Pompa Sentrifugal Tiap Variasi Jumlah Sudu dan Kapasitas terhadap 2 bentuk leading-edge .....	59
<b>Gambar 4. 22</b>	Grafik WHP tiap Jumlah Sudu Terhadap Kapasitas .....	60
<b>Gambar 4. 23</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h (a) 6 Sudu, (b) 7 Sudu, dan (c) 8 Sudu .....	61
<b>Gambar 4. 24</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m <sup>3</sup> /h dengan jumlah sudu 6 (a) Leading-edge Round, (b) Leading-edge Sharp Irham .....	63
<b>Gambar 4. 25</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h (a) 6 Sudu, (b) 7 Sudu, dan (c) 8 Sudu .....	65
<b>Gambar 4. 26</b>	Kontur Kecepatan Relatif pada Kapasitas 10,8 m <sup>3</sup> /h (a) Leading-edge Round, (b) Leading-edge Sharp Irham.....	67

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2. 1</b> Geometri Pompa on-design (Irham Nadhil, 2023).....	12
<b>Tabel 2. 2</b> Operating Condition (Abo Elyamin, et al. 2019).....	15
<b>Tabel 2. 3</b> Geometri Pompa Penelitian (Abo Elyamin, et al. 2019).....	15
<b>Tabel 2. 4</b> Geometri Pompa (Chakraborty, et al. 2013) .....	20
<b>Tabel 2. 5</b> Prediksi <i>head</i> dan efficiency (Chakraborty, et al. 2013).....	21
<b>Tabel 3. 1</b> Variasi jumlah sudu dan kapasitas (a) Leading-edge Round dan (b) Leading-edge Sharp (Irham, 2023) .....	27
<b>Tabel 3. 2</b> Geometri Pompa on-design (Elyamin, et al.,2019).....	28
<b>Tabel 3. 3</b> Tabel variasi jumlah sudu impeller pompa .....	29
<b>Tabel 3. 5</b> Tabel parameter set-up Ansys .....	32
<b>Tabel 3. 4</b> Grid Independent Test.....	33
<b>Tabel 3. 6</b> Tabel Alokasi Waktu Penelitian.....	39

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Indonesia sebagai negara berkembang mengalami peningkatan permintaan pompa seiring dengan adanya pertumbuhan produksi dan konsumsi, terutama dalam sektor industri seperti manufaktur, pertambangan, minyak dan gas, serta kimia. Sehingga muncul tantangan untuk memenuhi kebutuhan energi yang terus berkembang dan mendukung industrialisasi berkelanjutan. Oleh karena itu, pengembangan pompa industri yang hemat energi dan ramah lingkungan menjadi krusial untuk mendukung pertumbuhan industri di Indonesia serta mencapai tujuan pembangunan berkelanjutan secara nasional. Salah satu jenis pompa yang umum digunakan pada industri adalah pompa sentrifugal. Pompa ini beroperasi dengan memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh *impeller* yang berputar. *Impeller* ini memberikan dorongan pada fluida dengan meningkatkan tekanannya melalui kecepatan dan gaya sentrifugal. Prinsip kerja pompa sentrifugal melibatkan transfer gaya ini ke *impeller* yang berputar di dalam casing, menciptakan perbedaan tekanan antara sisi hisap (*suction*) dan sisi pelepasan (*discharge*). *leading-edge impeller* dan jumlah sudu *impeller* adalah faktor penting dalam kinerja pompa sentrifugal. Penambahan sudu dapat meningkatkan gesekan dan *head* pada pompa, karena bertambahnya bidang gesek pada *impeller* dan juga memodifikasi *leading-edge* dapat mempengaruhi separasi yang ada di *impeller*. Oleh karena itu, penelitian diperlukan untuk menemukan geometri *leading-edge impeller* dan jumlah sudu *impeller* yang optimal guna memaksimalkan performa pompa sentrifugal.

Beberapa upaya telah dilakukan untuk mempelajari kinerja pompa *off-design*. Modifikasi *off-design* pompa sentrifugal dilakukan untuk mencapai pengaruh kriteria tertentu terhadap kinerja pompa sentrifugal. Salah satu metode penelitian yang dapat digunakan untuk melakukan simulasi *off-design* pompa sentrifugal adalah dengan menggunakan metode simulasi CFD. CFD (*Computational Fluid Dynamics*) merupakan ilmu yang mempelajari metode penelitian numerik. CFD juga dapat didefinisikan sebagai teknologi ilmu komputer yang mempelajari dinamika benda atau zat yang mengalir dan cara memprediksi aliran fluida dengan menyelesaikan persamaan matematika.

Adapun beberapa penelitian telah dilakukan dengan mengubah *leading-edge* dan jumlah *impeller* yang digunakan. Penelitian yang dilakukan oleh Tao, et al. (2018) membahas tentang pengaruh *leading-edge* pada pompa sentrifugal menggunakan metode numerik. Hasil penelitian menunjukkan bahwa *leading-edge* memiliki dampak signifikan pada *local separation*, *pressure drop*, dan *cavitation*. Dalam penelitian ini, ditemukan bahwa *round leading-edge* memiliki *pressure drop* amplitudo tertinggi dan *inception cavitation coefficient* terbesar jika dibandingkan dengan tiga jenis *leading-edge* lainnya. Sebaliknya, *blunt leading-edge* memiliki *pressure drop* amplitudo terendah dan *inception cavitation coefficient* terkecil. Namun, meskipun memiliki nilai rendah pada parameter tersebut, kavitasi sangat cepat terjadi pada *blunt* dan *sharp leading-edge*.

Dalam penelitian yang dilakukan oleh Hongying, et al. (2020), dinyatakan bahwa pola *alternating stall* sangat dipengaruhi oleh *leading-edge* dan menunjukkan perbedaan yang signifikan dalam geometri bentuk *leading-edge*. Pada *leading-edge* yang berbentuk tumpul dan tajam, sudut-sudutnya mengalami berlekuk mendadak, sehingga terjadi separasi besar-besaran dalam aliran pada sudut-sudut tersebut secara mendadak. Sementara itu, pada *leading-edge* yang berbentuk bulat (*round*) dan *elips*, geometrinya terus berubah mengikuti ujung busur atau busur elips tanpa adanya berlekuk mendadak, sehingga separasi pada aliran yang terjadi menjadi lebih kecil karena tidak ada perubahan sudut yang mendadak.

Pengaruh penambahan sudu *impeller* pada pompa sentrifugal telah diteliti oleh Irham (2023). Peningkatan *head*, tekanan, dan efisiensi teramati dalam hasil penelitian tersebut. Meskipun efisiensi meningkat akibat penuntunan aliran yang lebih seragam, peningkatan sudu juga memberikan kontribusi pada *major headloss* karena terjadi gesekan tambahan dengan fluida. Selain itu, bentuk *leading-edge* yang tetap konvensional dengan sudut-sudut berlekuk mendadak diidentifikasi sebagai hambatan dalam peningkatan efisiensi pompa.

Penelitian mengenai pengaruh performa pompa sentrifugal dengan memvariasikan jumlah sudu *impeller* menjadi fokus dalam penelitian yang dilakukan oleh Elyamin, et al. (2019), dengan menguji sudu *impeller* sebanyak 5, 7, dan 9. Dari studi tersebut, disimpulkan bahwa jumlah sudu *impeller* memiliki dampak signifikan terhadap peningkatan *head* dan efisiensi pompa. Pompa sentrifugal dengan jumlah sudu *impeller* 7 menunjukkan koefisien *head* dan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan variasi 5 dan 9 sudu *impeller*. Temuan ini mengindikasikan bahwa *impeller* dengan 7 sudu memiliki kinerja yang paling optimal, diikuti oleh *impeller* 5 sudu, dan yang paling rendah pada *impeller* dengan 9 bilah sudu. Penambahan bilah *impeller* juga mengakibatkan peningkatan gesekan karena bertambahnya permukaan sudu *impeller*.

Penelitian mengenai prediksi performa pompa sentrifugal dengan memvariasikan 5, 6, dan 7 sudu *impeller* telah dilakukan oleh Chakraborty, et al. (2013). Dalam penelitian ini, didapatkan bahwa peningkatan jumlah sudu *impeller* meningkatkan nilai *head* dan tekanan statis pada model, namun efisiensi bervariasi dan mencapai nilai maksimum pada *impeller* dengan 7 sudu. Peningkatan jumlah sudu *impeller* juga mempengaruhi tekanan statis. Tekanan statis di bagian *volute outlet* terus meningkat seiring penambahan sudu *impeller*. Keseragaman distribusi dari *static pressure* memburuk pada *screw section*, sementara meningkat di bagian *diffusion section*.

Berdasarkan studi dan penelitian sebelumnya telah meneliti mengenai dampak modifikasi pada *leading-edge impeller* yang mempengaruhi efektivitas dari pompa sentrifugal ditambah dengan variasi jumlah sudu pada *impeller* pompa sentrifugal terhadap nilai *head* dan *losses* yang terjadi pada pompa. Diharapkan penelitian ini akan memberikan kontribusi ilmiah tambahan, dimana penggunaan *impeller* dengan *leading-edge* berbentuk *round* bersama dengan peningkatan jumlah sudu *impeller* dapat menghasilkan optimalisasi terbaik. Optimalisasi ini diharapkan dapat membantu memoutletu aliran fluida dengan lebih baik dan mengurangi kemungkinan terjadinya separasi lokal, *pressure drop* dan kavitasi. Penelitian ini menggunakan metode studi numerik pada pompa sentrifugal dengan memodifikasi bentuk *leading-edge impeller* yang berbentuk *round* dan variasi jumlah sudu *impeller* pada pompa sentrifugal untuk mendapatkan nilai *head*, efisiensi, plot kontur hasil simulasi, serta grafik yang terkandung di dalamnya.

## 1.2 Rumusan Masalah

Kinerja pompa sentrifugal sangat dipengaruhi oleh *head* dan efisiensinya, yang terkait dengan desain *impeller*. Berdasarkan penelitian yang merujuk pada jurnal acuan, modifikasi geometri *leading-edge impeller* memiliki dampak signifikan terhadap nilai *head* dan efisiensi pompa sentrifugal. Aliran rendah dapat menyebabkan fenomena separasi, di mana *vortex* dapat menurunkan nilai *head* dan efisiensi pompa. Penelitian ini menggunakan metode studi numerik dengan memodifikasi geometri *leading-edge impeller* dengan bentuk *round* untuk menunjukkan fenomena aliran yang sulit diamati secara eksperimental. Memodifikasi *leading-edge impeller* berbentuk *round* dapat mengurangi terjadinya *local separation*, *pressure drop* dan *cavitation*. Bertambahnya jumlah sudu berdampak pada luas daerah antara sudu yang semakin kecil, sedangkan jumlah sudu yang berkurang dapat meningkatkan luas daerah tersebut.

Jumlah sudu *Impeller* juga membantu menuntun aliran fluida, mengurangi separasi agar efektivitas pompa sentrifugal dapat dicapai secara optimal. Hipotesis awal penelitian adalah bahwa modifikasi *leading-edge impeller* dengan bentuk *round* dan memodifikasi jumlah sudu dapat mempengaruhi fenomena aliran pada *impeller passage* pada kapasitas aliran tertentu. Selain itu, desain *impeller* yang baik, termasuk bentuk geometri sudu juga berperan penting dalam meningkatkan efisiensi pompa.

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Efek kavitasi dan perubahan temperatur diabaikan.
2. Tipe *impeller* adalah *closed impeller*.
3. Tipe modifikasi *leading-edge* pada *impeller* adalah *round*.
4. Pengaruh material pompa serta gangguan mekanis diabaikan
5. Penelitian dilakukan dengan pendekatan *Multiple Reference Frame*
6. Fluida kerja yang mengalir pada pipa diasumsikan berada dalam kondisi *steady flow* dan *incompressible*.
7. Fluida kerja yang mengalir pada pompa adalah air.

### 1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh modifikasi *leading-edge impeller* berbentuk *round*, variasi jumlah sudu *impeller* dan debit terhadap fenomena aliran fluida.
2. Mengetahui pengaruh modifikasi *leading-edge impeller* berbentuk *round*, variasi jumlah sudu *impeller* dan debit terhadap *head* dan efisiensi pompa

### 1.5 Manfaat

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai referensi penelitian selanjutnya terkait pengaruh perubahan jumlah sudu, debit dan modifikasi *leading-edge impeller* berbentuk *round* pada pompa sentrifugal terhadap *head* dan efisiensi.
2. Dapat digunakan untuk pengembangan ilmu pengetahuan dalam perancangan pompa sentrifugal.
3. Sebagai tambahan informasi akademik pengaruh perubahan efisiensi pada *off-design performance* pada pompa sentrifugal.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Pompa Sentrifugal

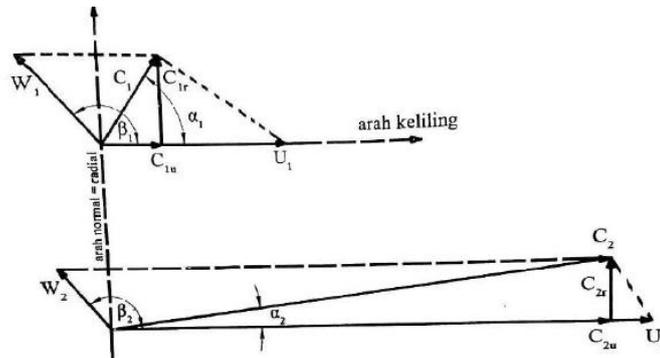
Pompa sentrifugal adalah jenis pompa yang berfungsi untuk mentransfer energi pada fluida (cairan) melalui efek sentrifugal yang dihasilkan oleh *impeller* yang berputar. Fungsi utamanya adalah memindahkan cairan dari satu lokasi ke lokasi lain dengan menggunakan energi kinetik yang diberikan oleh *impeller*. Ketika *impeller* berputar, energi kinetik yang dihasilkan menyebabkan peningkatan kecepatan aliran. Selanjutnya, energi kinetik ini dikonversi menjadi energi tekan oleh rumah pompa berbentuk spiral (*volute*) atau sudu-sudu (*diffuser*) yang melingkupi *impeller*. Proses ini memungkinkan aliran dapat keluar dari pompa dengan tekanan yang tinggi. Dengan demikian, pompa sentrifugal berperan penting dalam menggerakkan cairan secara efisien dari satu tempat ke tempat lain.

Pompa sentrifugal memiliki prinsip kerja dan operasi kerja dengan cara mengisi fluida pada pipa hisap (*suction*) dan rumah pompa (*casing*) untuk menghilangkan kantong udara. Setelah tahap tersebut, *impeller* berputar melalui daya yang dihasilkan pada poros pompa dan menciptakan gaya sentrifugal. Berputarnya *impeller* menyebabkan penurunan tekanan di pusat *impeller*, memungkinkan cairan dari pipa hisap mengalir ke saluran di antara sudu-sudu *impeller*. Cairan yang keluar dari *impeller* dikumpulkan di dalam rumah pompa (*casing*), yang memiliki struktur spiral (*volute*). Fungsinya adalah mengarahkan aliran cairan dari *impeller* ke *discharge nozzle*. *Discharge nozzle* ini berperan dalam mengurangi kecepatan aliran cairan secara bertahap, suatu proses yang dikenal sebagai *diffuser*. Selama cairan melalui *diffuser*, kecepatannya berkurang, dan energi kecepatan berubah menjadi energi tekan. Dengan *impeller* yang memberikan kerja pada cairan, terjadi peningkatan energi yang terkandung di dalamnya (Kristiyono & Gunarti, 2018).

#### 2.1.1 Segitiga Kecepatan

Gambaran segitiga kecepatan digunakan untuk mengilustrasikan komponen kecepatan pada mesin rotodinamik yang berputar pada kecepatan tertentu, seperti *impeller* dan turbin. Ketika fluida mengalir melalui pompa, perbedaan tekanan antara *inlet* dan *outlet* mengakibatkan berputarnya *impeller*, memungkinkan fluida mengalir ke dalam pompa. Segitiga kecepatan menjadi alat untuk menggambarkan komponen kecepatan dari *impeller* pompa, dengan asumsi bahwa aliran fluida berlangsung dalam 2 dimensi dan mengikuti sudu *impeller* dengan akurat.

Partikel fluida yang berada di antara sudut-sudut sudu *impeller* akan menerima gaya mekanis dari *impeller* yang berputar sekitar sumbunya. Komponen fluida akan memiliki kecepatan, yaitu kecepatan keliling  $U_1$  dan  $U_2$  yang bersentuhan dengan lingkaran dalam dan



Gambar 2. 1 Rincian Segitiga Kecepatan (Sasongko, 1999)

luar *impeller*. Kecepatan relatif  $W_1$  dan  $W_2$  bersentuhan dengan permukaan sudu pada sisi masuk dan sisi keluar *impeller*. Kecepatan absolut  $C_1$  dan  $C_2$  diperoleh melalui penjumlahan geometris antara  $U_1$  dengan  $W_1$ , dan  $U_2$  dengan  $W_2$ . Sudut-sudut  $\alpha_1$  dan  $\alpha_2$  dibentuk oleh  $C_1$  dan  $C_2$  terhadap keliling  $U_1$  dan  $U_2$ . Selanjutnya, sudut-sudut  $\beta_1$  dan  $\beta_2$  merupakan sudut antara kecepatan relatif  $W_1$  dan  $W_2$  dengan kecepatan keliling  $U_1$  dan  $U_2$  secara berturut-turut (Sasongko, 1999).

### 2.1.2 Head Pompa

*Head* pompa merupakan besarnya energi yang ditambahkan ke fluida persatuan berat fluida. *Head* merupakan kemampuan pompa dalam mendorong aliran fluida melalui sistem. Dalam mengukur kemampuan pompa, terdapat *head* total yang terdiri dari dua komponen, yakni *head* statis dan *head* dinamis. *Head* statis tidak bergantung pada kecepatan aliran, sedangkan *head* dinamis dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida. *Head* total yang dibutuhkan oleh pompa untuk mentransfer cairan yang diinginkan dapat dihitung berdasarkan kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa.

Saat fluida mengalir melalui suatu penampang, berbagai parameter seperti tekanan statis ( $\rho$  dalam kgf/m<sup>3</sup>), kecepatan rata-rata ( $v$  dalam m/s), dan ketinggian ( $z$  dalam m) diukur dalam bidang referensi. *Head* total (dalam m) dari fluida pada penampang didefinisikan sebagai jumlah dari beberapa jenis *head*, termasuk *head* tekanan, *head* kecepatan, dan *head* potensial. *Head* total merupakan total energi mekanik persatuan berat dari fluida dan diukur dalam satuan tinggi kolom fluida dalam meter. Ketiga jenis *head* ini mewakili energi mekanik yang dimiliki oleh satu unit berat (kgf) fluida yang mengalir melalui penampang. Satuan energi persatuan berat setara dengan satuan panjang, yaitu meter. Oleh karena itu, *head* total pompa pada penampang dapat dijelaskan dengan menggunakan persamaan (2.1) di bawah ini:

$$H_t = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g} \quad (2.1)$$

dimana:

- $H_t$  = *Head* pompa (m)
- $C_{1u}$  = Kecepatan Tangensial *Inlet* (m/s<sup>2</sup>)
- $C_{2u}$  = Kecepatan Tangensial *Outlet* (m/s<sup>2</sup>)
- $U_1$  = Kecepatan Keliling *Inlet* (m/s<sup>2</sup>)
- $U_2$  = Kecepatan Keliling *Outlet* (m/s<sup>2</sup>)
- $G$  = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

### 2.1.3 Daya Pompa

Ada dua jenis daya yang beroperasi pada pompa, yaitu daya yang diterima oleh fluida (*Water Horse Power* disingkat WHP) dan daya yang dikeluarkan oleh motor (*Break Horse Power* disingkat BHP). Daya air adalah energi yang paling efisien yang diterima oleh fluida dalam satu unit waktu. Untuk menghitung daya air, kita dapat menggunakan persamaan berikut:

$$WHP = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (2.2)$$

dimana:

- WHP = *Water Horse Power* (Watt)
- $\rho$  = Berat Jenis Fluida (kg/m<sup>3</sup>)
- $g$  = Percepatan Gravitasi (m/s<sup>2</sup>)
- H = *Head* Efektif Pompa (m)

Q = Kapasitas Pompa (m<sup>3</sup>/s)

BHP merupakan daya yang dihasilkan oleh mesin untuk menggerakkan poros pada pompa. Nilai BHP dapat dihitung menggunakan rumus:

$$BHP = T \cdot \omega = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60} \quad (2.3)$$

dimana:

BHP = *Break Horse Power* (Watt)  
 $\omega$  = Kecepatan Sudut Poros (rad/s)  
n = Putaran Motor (rpm)

#### 2.1.4 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa menggambarkan seberapa efisien pompa dalam mengonversi daya listrik menjadi daya hidrolik. Semakin tinggi efisiensi pompa, semakin banyak energi yang digunakan untuk menggerakkan fluida. Efisiensi pompa dihitung dengan membagi daya air dengan daya poros. Formula untuk efisiensi pompa adalah sebagai berikut:

$$\eta_{pompa} = \frac{WHP}{BHP} \times 100\% \quad (2.4)$$

dimana:

$\eta_{pompa}$  = Efisiensi Pompa  
WHP = *Break Horse Power* (Watt)  
BHP = *Break Horse Power* (Watt)

#### 2.1.5 Kerugian pada Pompa

Kerugian pompa, atau yang umumnya dikenal sebagai *losses*, merujuk pada perbedaan antara daya ideal dan daya sebenarnya pada pompa, yang mengakibatkan hilangnya energi pada pompa. *Losses* pada pompa dapat diklasifikasikan menjadi tiga jenis utama, yaitu mekanis, hidrolis, dan volumetris. Kerugian volumetris timbul karena kebocoran, sedangkan kerugian mekanis mencakup kerugian yang terjadi dalam transmisi poros, biasanya berupa gesekan antara komponen-komponen (Setyo Wahono, 2016).

Kerugian hidrolis merujuk pada total kerugian internal di *impeller*, *volute*, atau *diffuser* akibat gesekan antara fluida dan dinding, serta perubahan arah aliran (Volk, 1996). Kehadiran gesekan ini menyebabkan penurunan kenaikan/*head* yang diinginkan; untuk meminimalkan dampak kerugian ini, kecepatan aliran fluida perlu dibatasi (Dietzel, 1980).

#### 2.2 Impeller

*Impeller* merupakan komponen krusial dalam pompa sentrifugal yang berperan dalam mentransfer energi dari motor penggerak pompa. Fungsi utamanya adalah mempercepat fluida keluar dari pusat rotasi, menciptakan kecepatan yang pada gilirannya menghasilkan tekanan pada fluida dan menghasilkan gerakan luar fluida yang dibatasi oleh casing pompa. Secara umum, *impeller* memiliki bentuk silinder pendek dengan *inlet* terbuka yang disebut mata yang berfungsi sebagai tempat fluida memasuki *impeller*. Terdapat juga baling-baling untuk mendorong fluida secara radial dan splined. Desain *impeller* ini bervariasi, dan beberapa di antaranya disesuaikan untuk aplikasi khusus. Misalnya, *impeller* konvensional dengan ujung baling-baling tajam dan area terbatas kurang efektif dalam menangani fluida yang meng~~outlet~~ung padatan seperti kotoran, karena akan terjadi penyumbatan. Sebaliknya, desain *impeller* lainnya, seperti yang memiliki baling-baling sederhana dengan sekrap dan radial,

digunakan untuk menangani fluida dengan konsistensi tinggi, di mana ujung konveyor sekrup menonjol ke dalam nosel hisap (Karassik, 2011).

### **2.2.1 *Leading-edge* pada *Impeller***

*Leading-edge shape* pada pompa sentrifugal merujuk pada bentuk tepi depan dari sudu-sudu *impeller*. Tepi depan atau *leading-edge* dari sudu-sudu *impeller* adalah titik pertama yang bersentuhan dengan fluida ini. Bentuk dan orientasi dari *leading-edge* memiliki pengaruh signifikan terhadap efisiensi pompa dan pola aliran fluida. Tepi depan sudu yang dirancang dengan baik dapat meminimalkan kerugian gesekan cairan dan meningkatkan efisiensi pompa. Selain itu, bentuk dan orientasi tepi depan juga dapat mempengaruhi distribusi tekanan di sepanjang sudu, yang pada gilirannya mempengaruhi kinerja pompa (Darto dan I Made Sunoutleta, 2017).

## **2.3 *Computational Fluid Dynamics***

*Computational Fluid Dynamics* (CFD) merupakan analisis sistem yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas, dan fenomena terkait seperti reaksi kimia melalui simulasi berbasis komputer. CFD dapat didefinisikan pula sebagai ilmu teknologi komputasi yang mempelajari dinamika benda atau zat yang mengalir dan bagaimana prediksi aliran fluida dengan menyelesaikan persamaan matematika. Dengan pesatnya perkembangan teknologi komputer dan komputasi dinamika fluida, simulasi numerik telah menjadi sarana penting untuk mempelajari medan aliran pada pompa dan memprediksi kinerja pompa. Dengan pengembangan kode CFD, nilai efisiensi bisa didapatkan serta diamati.

### **2.3.1 *Pre-Processing***

*Pre-processing* merupakan proses awal dari penggunaan program CFD dimana input masalah aliran dimasukkan melalui software yang mudah digunakan dan selanjutnya diubah menjadi bentuk yang sesuai digunakan oleh *solver*. Aktivitas pengguna pada tahap *pre-processing* antara lain meliputi: mendefinisikan geometri wilayah yang akan dipelajari, membuat grid atau subdivisi wilayah menjadi sub-domain yang lebih kecil, memilih fenomena fisika dan kimia yang akan dimodelkan, mendefinisikan sifat-sifat fluida, dan menentukan kondisi batas yang sesuai pada sel yang bertepatan atau bersentuhan dengan batas wilayah yang dipelajari (Versteeg & Malalasekera, 2007).

### **2.3.2 *Solver***

Pembahasan kali ini akan difokuskan pada metode volume terhingga. Metode ini merupakan salah satu formulasi perbedaan terhingga yang spesifik dan menjadi *loutletasan* dari kode CFD yang paling banyak digunakan, seperti CFX/ANSYS, FLUENT, PHOENICS, dan STAR-CD. Secara garis besar, algoritma numerik terdiri dari tiga langkah utama. Pertama, persamaan pengatur aliran fluida diintegrasikan pada semua volume kontrol (terhingga) di domain. Kedua, persamaan integral yang dihasilkan diterjemahkan menjadi sistem persamaan aljabar dengan diskritisasi. Ketiga, persamaan aljabar tersebut diselesaikan secara iteratif. Yang membedakan metode volume terhingga dari teknik CFD lainnya adalah integrasi volume kontrol yang menghasilkan pernyataan tentang konservasi sifat yang relevan untuk setiap sel berukuran terhingga. Kejelasan hubungan antara algoritma numerik dan prinsip konservasi fisik yang mendasari menjadi daya tarik utama dari metode volume terhingga (Versteeg & Malalasekera, 2007).

### 2.3.3 Post-Processing

Seperti halnya pada tahap *pre-processing*, saat ini banyak pengembangan terjadi pada tahap post-processing CFD. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya popularitas *hardware* teknik yang memiliki kemampuan grafis yang luar biasa. Oleh karena itu, CFD terkini dilengkapi dengan beragam alat visualisasi data yang sangat bermanfaat, seperti tampilan geometri domain dan grid, plot vektor, plot kontur garis dan bayangan, plot permukaan 2D dan 3D, pelacakan partikel, manipulasi hasil grafis, dan lain sebagainya. Belakangan ini, banyak kode CFD juga menghasilkan output animasi yang dapat menampilkan hasil yang dinamis. Selain itu, semua kode CFD menghasilkan output yang dapat dipercaya dan memiliki fasilitas ekspor data untuk rekayasa lanjutan

### 2.3.4 Model dan Persamaan

Pada software CFD digunakan persamaan Navier-Stokes dan persamaan lainnya yang mengatur fenomena fisik yang akan disimulasikan. Persamaan tersebut menjelaskan keseimbangan gaya yang bekerja pada fluida. Dalam menemukan solusi pada persamaan numerik. Model turbulen merupakan prosedur komputasi untuk mendekati sistem persamaan aliran sehingga berbagai macam variasi aliran dapat dihitung. Pada intinya, model turbulensi adalah bentuk penyederhanaan dari persamaan Navier-Stokes dalam memperhitungkan rata-rata dan besar fluktuasi untuk menghasilkan persamaan *Reynolds Avaraged Navier Stokes* (RANS). Dalam persamaan CFD Persamaan RANS dirumuskan (Sulistiya, 2019)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} (-\rho \overline{u_i u_j}) \quad (2.5)$$

Model turbulensi yang umum digunakan untuk memodifikasi persamaan RANS adalah:

#### 1. K-epsilon

Model ini merupakan model turbulen yang cukup lengkap dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen dan skala panjang ditentukan secara independen. Model k-epsilon *stoutletar* didasarkan pada persamaan transpor untuk energi kinetik turbulen (k) dan tingkat disipasinya ( $\epsilon$ ). Energi turbulen kinetic dan laju disipasinya dapat ditemukan menggunakan persamaan berikut. (Fluent Guide, 2006)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_j}{s_i} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_j}{s_e} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.7)$$

Dimana  $G_k$  merepresentasikan energi kinetik turbulensi dari kecepatan rata-rata,  $G_b$  merepresentasikan energi kinetik turbulensi dari daya apung,  $Y_M$  merepresentasikan fluktuasi dilatasi pada aliran turbulen kompressibel terhadap keseluruhan tingkat disipasi.  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$ , dan  $C_{3\epsilon}$  adalah konstanta.  $\sigma_k$  dan  $\sigma_\epsilon$  adalah turbulent Prandtl number untuk k dan  $\epsilon$ .  $S_k$  dan  $S_\epsilon$  adalah sumber yang ditentukan oleh pengguna (Sulistiya, S 2019).

#### 2. K-omega

Model k- $\omega$  *stoutletar* adalah model turbulensi berdasarkan model Wilcox k- $\omega$  yang memasukkan modifikasi dalam menghitung efek aliran pada bilangan Reynolds rendah. Model k- $\omega$  *stoutletar* didasarkan model empiris  $\omega$ , atau disebut juga rasio antara  $\omega$  terhadap

k. Pada model ini, istilah produksi telah ditambahkan dalam persamaan untuk meningkatkan akurasi prediksi penyebaran aliran geser. (Fluent Guide, 2006)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( r_k + \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_M + S_k \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( r_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.9)$$

Dimana  $G_k$  merepresentasikan energi listrik turbulensi dari gradien kecepatan rata-rata,  $G_\omega$  merepresentasikan tingkat disipasi energi  $\omega$ ,  $\Gamma_k$  dan  $\Gamma_\omega$  merepresentasikan difusivitas efektif dari  $k$  dan  $\varepsilon$ ,  $Y_k$  dan  $Y_\omega$  merepresentasikan disipasi turbulensi dari  $k$  dan  $\omega$ .  $S_k$  dan  $S_\omega$  adalah sumber yang ditentukan oleh pengguna (Sulistiya, S, 2019).

### 3. *Shear stress transport* (SST).

Model *Shear-Stress-Transport* (SST) dirancang untuk memberikan akurasi yang tinggi terhadap letak awal dan jumlah aliran dalam separasi didalam *adverse gradient* dengan memasukkan efek transpor ke dalam formulasi *eddy viscosity*. Model SST memilih kelebihan dapat memprediksi separasi aliran dengan lebih akurat dan sangat cocok untuk mendapatkan akurasi tinggi pada lapisan batas, akurasi dalam menangani komputasi near *wall treatment* pada bilangan Reynold rendah. Selain kelebihan model SST juga mempunyai kekurangan yaitu dibutuhkan grid yang bagus dan rapat di sekitar *wall* yang usaha lebih besar pada saat grid generation. Persamaan transport untuk model turbulensi SST didefinisikan sebagai berikut: (Fluent Guide, 2006)

$$\frac{\partial(\rho \gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{s_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_l} \right] \quad (2.10)$$

Dimana  $\gamma$  intermitensi,  $P_{\gamma 1}$  dan  $E_{\gamma 1}$  adalah sumber transmisi,  $P_{\gamma 2}$  dan  $E_{\gamma 2}$  adalah sumber transmisi destruksi (Sulistiya, S, 2019).

### 2.3.5 Metode Interpolasi

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

1. *First-order upwind scheme* adalah skema interpolasi yang paling ringan dan cepat dalam mencapai konvergen namun memiliki ketelitian hanya satu orde.
2. *Second-order upwind scheme* adalah skema interpolasi yang menggunakan dua orde dan nilai pusat sell dan gradient dalam sell upstream adalah vektor perpindahan dari pusat luasan sell upstream ke bidang pusat luasan.
3. *Quadratic upwind interpolation* (QUIUCK) adalah skema interpolasi ini di khususkan untuk *mesh* quad/hex dan hybrid namun disarankan untuk tidak digunakan pada *mesh* aliran fluida yang berputar.

Skema yang sering digunakan untuk kasus CFD pada pompa sentrifugal adalah skema Second order Upwind Scheme. Skema ini menggunakan persamaan orde dua sehingga akurat dan stabil. Pada parameter tekanan terdapat skema interpolasi yang berbeda yaitu:

1. Stoutletard
2. Linier
3. Second order
4. Body Force weighted
5. PRESTO

Pada skema CFD pompa sentrifugal parameter tekanan yang umum digunakan adalah skema *stoutletard*. Parameter terakhir yang penting dalam menyimulasikan CFD pompa sentrifugal adalah parameter kontrol solusi adalah *Pressure-Velocity Coupling* mengenai cara kontinuitas massa. Terdapat tiga metode untuk *pressure-velocity coupling* yaitu:

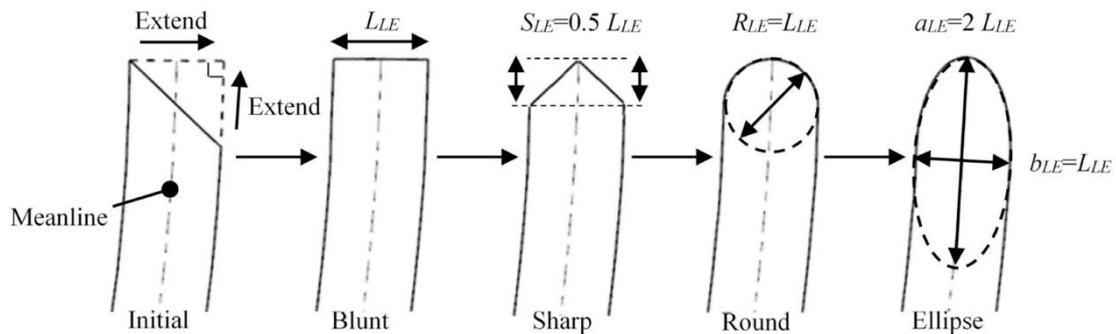
1. SIMPLE adalah metode dengan skema menghubungkan antara koreksi kecepatan dan tekanan untuk menjalankan kekekalan massa untuk mendapatkan daerah tekanan.
2. SIMPLEC adalah metode yang dapat mempercepat konvergensi untuk kasus yang sederhana, misalnya aliran laminar dengan bentuk geometri yang tidak terlalu kompleks.
3. PISO adalah skema bagian dari SIMPLE, berbasis derajat tinggi perkiraan hubungan antara koreksi tekanan dan kecepatan.

## 2.4 Penelitian Terdahulu

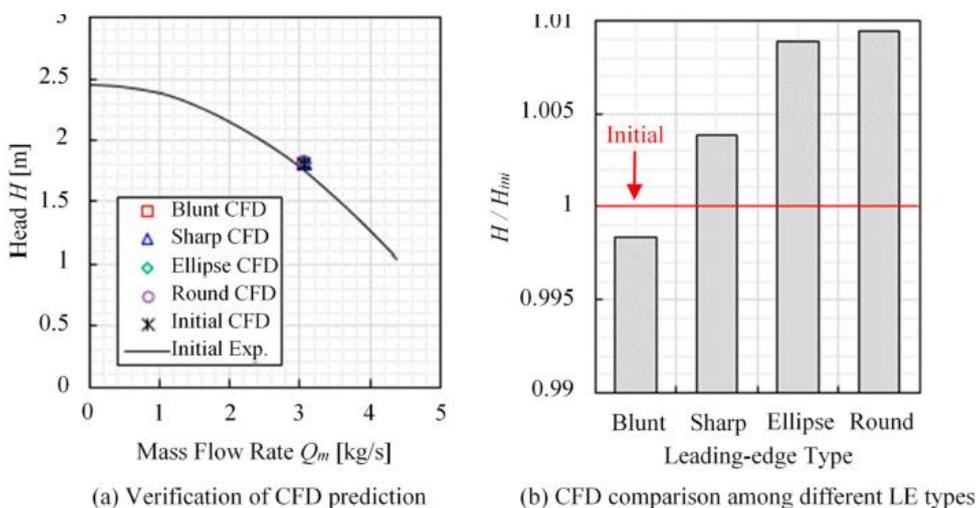
Berbagai penelitian digunakan sebagai acuan untuk mendukung aspek-aspek dalam penelitian ini. Berikut adalah beberapa penelitian yang menjadi acuan:

### 2.4.1 Influence of Blade Leading-edge Shape on Cavitation in a Centrifugal Pump Impeller

Penelitian terdahulu mengenai modifikasi *Leading-edge* pada sudu *Impeller* pernah dilakukan oleh Ran Tao, Ruofu Xiao, dan Zhengwei Wang pada tahun 2018 dengan menggunakan software ANSYS. Penelitian ini memodifikasi geometri *leading-edge* sebagai berikut:

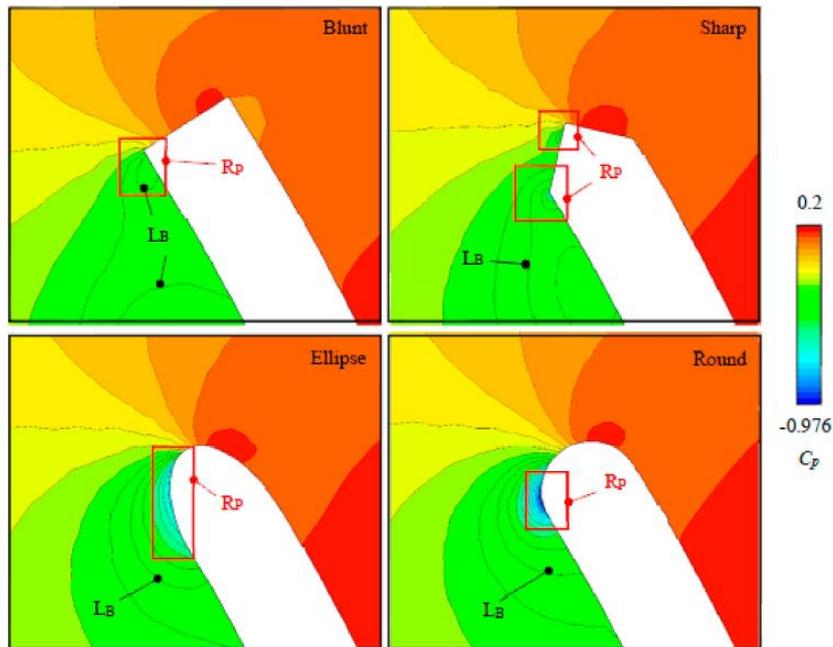


**Gambar 2. 2** Jenis-jenis bentuk modifikasi *leading-edge* (Tao et,al. 2018)

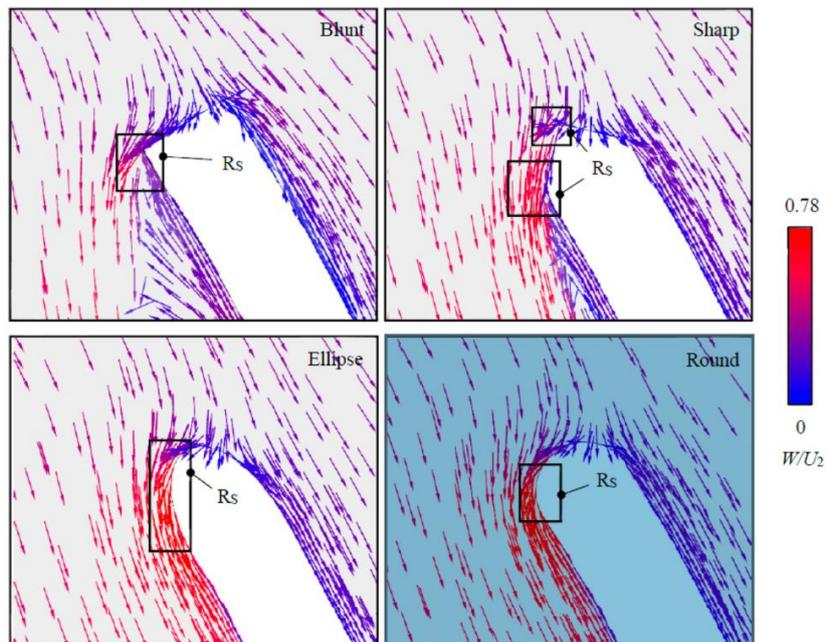


**Gambar 2. 3** Kemampuan *head* pada tiap *leading-edge* sudu *impeller* (Tao et,al. 2018)

Gambar tersebut menunjukkan perbandingan nilai  $H$  yang diprediksi CFD dengan nilai  $H$  yang diperoleh dari eksperimen. Nilai  $H$  yang diprediksi CFD untuk *impeller* awal (bentuk *impeller* yang belum dimodifikasi) mirip dengan nilai  $H$  eksperimen. Ini menunjukkan bahwa prediksi kinerja menggunakan CFD akurat. Gambar diatas menampilkan perbandingan nilai  $H$  yang diprediksi CFD untuk 4 jenis *impeller* dengan bentuk *leading-edge* yang didesain ulang, dibandingkan dengan nilai  $H$  *impeller leading-edge* awal. *Impeller leading-edge blunt* memiliki nilai  $H$  terendah, sedangkan *impeller leading-edge round* memiliki nilai  $H$  tertinggi. Perbedaan nilai  $H$  setelah perubahan bentuk *leading-edge* tergolong kecil, yaitu sekitar ( $\approx 1\%$ ). Dibandingkan dengan *impeller leading-edge* awal, *impeller leading-edge sharp*, elips, dan *round* memiliki nilai  $H$  sedikit lebih tinggi.



**Gambar 2. 4** Kontur disekitar *leading-edge* (Tao et,al. 2018)



**Gambar 2. 5** Kecepatan relatif disekitar *leading-edge* (Tao et,al. 2018)

Gambar diatas menunjukkan bahwa secara umum, bentuk *leading-edge* (ujung depan sudu *impeller*) memiliki pengaruh yang kuat terhadap pemisahan *local flow*, *pressure distribution*, dan *cavitation*. Pada *leading-edge blunt* dan *sharp* memiliki karakteristik sebagai berikut: Geometri sudu berubah secara tiba-tiba di sudut, fluida mempertahankan arahnya di belakang sudut dan menghasilkan area aliran balik yang besar di sisi hisap, hal ini menyebabkan area tekanan rendah yang lebar dimana koefisien tekanan ( $C_p$ ) tidak turun secara drastis. Pada *leading-edge round* dan elips dengan perubahan geometri secara bertahap memiliki karakteristik sebagai berikut: Area tekanan rendah lebih sempit dan penurunan tekanan terjadi secara tiba-tiba, geometri *leading-edge round* berubah lebih cepat daripada geometri *leading-edge* elips (busur *elips*) searah aliran. Akibatnya, *leading-edge round* memiliki penurunan amplitudo  $C_p$  terbesar dan potensi awal terjadinya kavitasi paling dini saat  $C_s$  (koefisien kecepatan) menurun.

Bentuk *leading-edge* memainkan peran penting dalam menentukan karakteristik kavitasi *impeller*. *Leading-edge blunt* dan *sharp* rentan terhadap kavitasi, sedangkan *leading-edge ellips* dan *round* menghasilkan kavitasi dengan penurunan tekanan yang lebih besar. Desain *leading-edge* perlu mempertimbangkan faktor-faktor ini untuk mencapai kinerja kavitasi yang optimal pada *impeller* pompa sentrifugal.

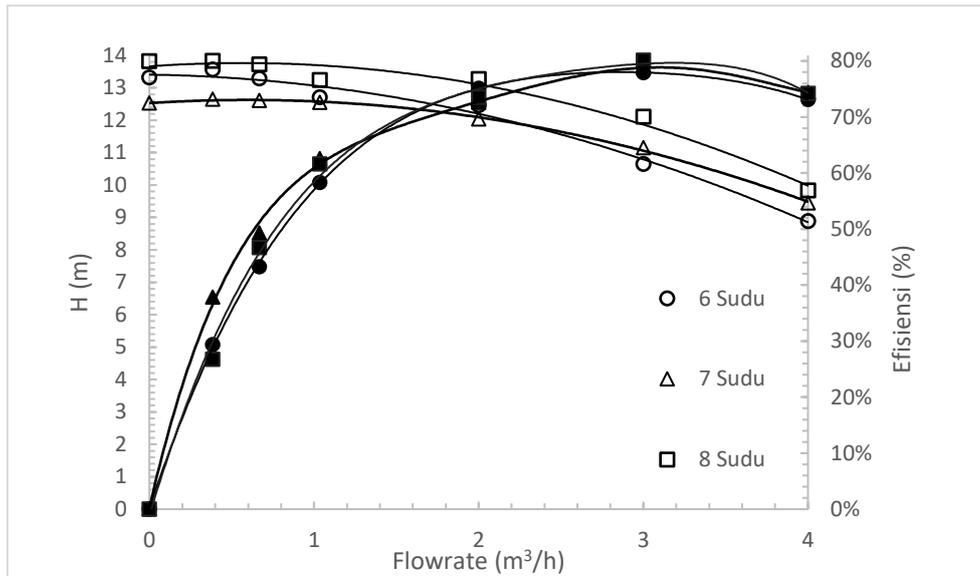
#### 2.4.2 Studi Numerik Perilaku Fluida pada Pompa Sentrifugal Tipe *Closed Impeller* dengan Variasi Jumlah Sudu dan Debit Pompa

Penelitian mengenai jumlah sudu *impeller* pompa dan variasi debit pompa ini dilakukan oleh Irham Nadhil pada tahun 2023 yang merupakan penelitian numerik dengan menggunakan software FLUENT. Tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi jumlah sudu *impeller* dan debit terhadap fenomena aliran fluida, nilai *head* pompa, dan efisiensi pompa. Berikut adalah table geometri yang digunakan peneliti yang mengacu pada geometri pompa *on-design* oleh (Abo Elyamin, et al. 2019).

**Tabel 2. 1** Geometri Pompa *on-design* (Irham Nadhil, 2023)

Geometri		
Diameter <i>inlet</i> , (mm)	$D_1$	45
Diameter <i>outlet</i> , (mm)	$D_2$	105
Tebal <i>impeller inlet</i> , (mm)	$b_1$	6
Tebal <i>impeller outlet</i> , (mm)	$b_2$	6
<i>Inlet angle</i> , ( $^\circ$ )	$\beta_1$	$26^\circ$
<i>Outlet angle</i> , ( $^\circ$ )	$\beta_2$	$22^\circ$
Jumlah Sudu	$z$	7
Putaran normal (rpm)	$n$	2800

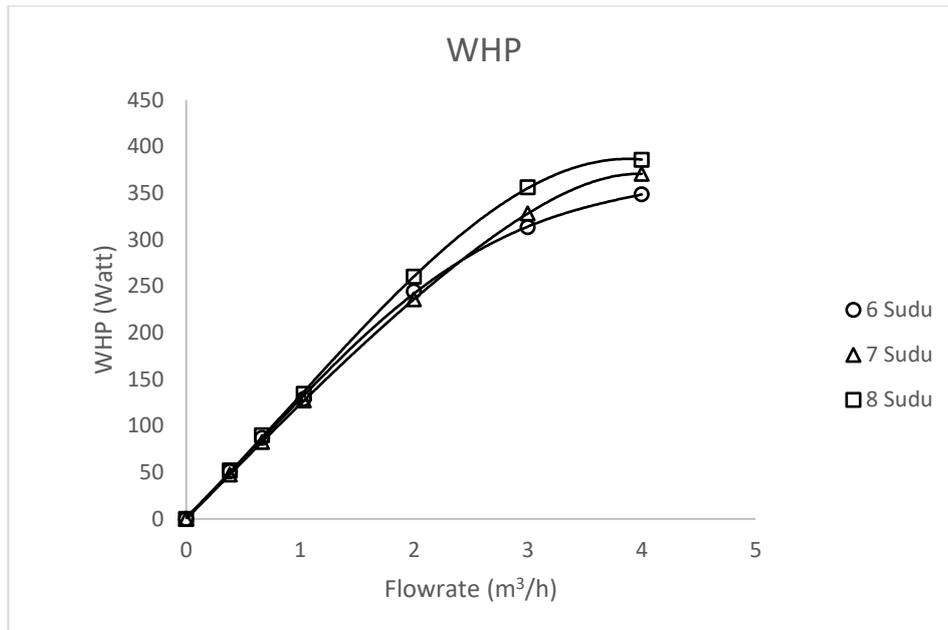
Perbandingan performa dari pompa sentrifugal dengan variasi jumlah sudu dan kapasitas dapat dilihat pada Gambar 2.6.



**Gambar 2. 6** Grafik *Head* dan Efisiensi Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 6,7 dan 8 (Irham Nadhil, 2023)

Berdasarkan Gambar 2.6, peneliti melihat pada *head* yang dihasilkan, variasi jumlah sudu 6 dan 8 memberikan hasil sesuai dengan  $H_t = k_{2cu} \cdot H_{t\infty}$ , dimana nilai *head* pada jumlah sudu yang lebih banyak maka akan menghasilkan nilai *head* yang lebih besar. Namun, jika dibandingkan antara nilai *head* pada *impeller* dengan 6 buah sudu menunjukkan bahwa nilai *head* untuk *impeller* 7 buah sudu memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan *impeller* dengan 6 buah sudu pada kapasitas nol (0,00001 kg/s) hingga kapasitas aliran 2 kg/s. Ketika kapasitas dinaikkan pada 3 kg/s dan 4 kg/s, nilai *head* dari *impeller* dengan 7 buah sudu naik melebihi *impeller* dengan 6 sudu sehingga sesuai dengan persamaan *head* teoritis di atas. Namun, pada aliran rendah, nilai efisiensi dari *impeller* dengan 7 buah sudu memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan kedua sudu lainnya.

Setelah nilai *head* dari masing-masing variasi untuk tiap kapasitas didapatkan maka dapat dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai *Water Horse Power* untuk tiap jumlah sudu dan kapasitasnya. Berdasarkan persamaan  $WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ , nilai WHP dipengaruhi oleh kapasitas dan juga *head* yang dihasilkan oleh tiap variasi. Setelah peneliti melakukan perhitungan, didapatkan grafik WHP terhadap kapasitas seperti pada Gambar 2.7



**Gambar 2. 7** Grafik WHP tiap Jumlah Sudu Terhadap Kapasitas (Irham Nadhil, 2023)

Berdasarkan Gambar 2.7. peneliti melihat bahwa grafik WHP yang dihasilkan oleh masing-masing jumlah sudu memiliki *trendline* yang sama. Kurva dari masing-masing WHP tersebut meningkat seiring dengan meningkatnya kapasitas aliran dan turun pada kapasitas tertentu. Hal ini sesuai dengan persamaan yang telah dijelaskan pada paragraph sebelumnya. Pada titik efisiensi tertinggi untuk masing-masing jumlah sudu yaitu pada kapasitas sebesar 3 kg/s, menunjukkan bahwa *impeller* dengan 8 buah sudu memiliki WHP yang paling besar dibandingkan dengan *impeller* dengan jumlah sudu yang lebih sedikit dengan nilai WHP sebesar 356,214 Watt. Nilai WHP yang dihasilkan seiring berubahnya jumlah sudu pada kapasitas yang sama sesuai dengan teori yang ada, dimana pada persamaan  $WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$  menunjukkan bahwa nilai WHP dipengaruhi oleh nilai *head* yang dihasilkan oleh masing-masing jumlah sudu. Salah satu contohnya yaitu pada kapasitas 3 kg/s dimana tiap jumlah sudu mencapai titik efisiensi tertingginya, *impeller* dengan 8 buah sudu memiliki nilai *head* yang tertinggi sehingga memiliki nilai WHP yang tertinggi lalu mengalami penurunan seiring dengan berkurangnya jumlah sudu pada kapasitas aliran yang sama.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa nilai *head* dan efisiensi pompa sentrifugal dipengaruhi oleh jumlah sudu *impeller* dan kapasitas aliran. Jumlah sudu *impeller* yang lebih tinggi cenderung menghasilkan nilai *head* yang lebih besar. Namun, pada kapasitas aliran yang rendah, nilai efisiensi *impeller* 7 sudu lebih tinggi dibandingkan *impeller* dengan jumlah sudu yang lain. Selain itu, kecepatan aliran yang terarah dengan baik terlihat pada *impeller* 7 sudu pada titik efisiensi tertinggi. Hasil simulasi juga menunjukkan bahwa jumlah sudu *impeller* yang lebih banyak menghasilkan nilai *Water Horse Power* (WHP) yang lebih tinggi di beberapa kondisi aliran. Perlu diperhatikan bahwa fenomena aliran pada *impeller* 6 dan 8 sudu menunjukkan terjadinya sedikit separasi pada *suction side* dari *impeller passage*. Meskipun demikian, penelitian ini memberikan wawasan mendalam tentang pengaruh jumlah sudu *impeller* dan aliran terhadap performa pompa sentrifugal.

### 2.4.3 Effect Of Impeller Blades Number On The Performance Of A Centrifugal Pump

Penelitian terdahulu mengenai jumlah sudu *impeller* pompa pernah dilakukan oleh Gamal R.H. Abo Elyamin, Magdy A. Bassily, Khalil Y. Khalil, dan Mohamed Sh. Gomaia pada tahun 2019 dengan menggunakan *software* FLUENT. Untuk tujuan mengetahui pengaruh jumlah sudu pada *impeller* pompa sentrifugal terhadap performanya, penelitian ini dilakukan

secara 2D. Simulasi dilakukan dengan asumsi kondisi *steady*, dengan k-epsilon *stoutletar* dan RNG k-epsilon model turbulen, serta menggunakan SIMPLE *algorithm* untuk menyelesaikan persamaan *Reynold Average Navier-Stokes*. Kriteria konvergensi yang digunakan yaitu sebesar  $10^{-4}$ . Tabel 2.1 di bawah ini menunjukkan geometri pompa yang digunakan dalam penelitian.

Pada penelitian tersebut, *boundary condition* pada *inlet* adalah *volume flow rate*, sedangkan pada *outlet* kondisi batasnya adalah *pressure outlet*. Bagian *walls* dikondisikan sebagai *stationary walls* kecuali untuk *walls impeller* dikondisikan sebagai rotasional. Kecepatan putar yang digunakan yaitu sebesar 2800 rpm. Terdapat 3 kondisi operasi untuk kasus pompa yang berbeda seperti di bawah ini

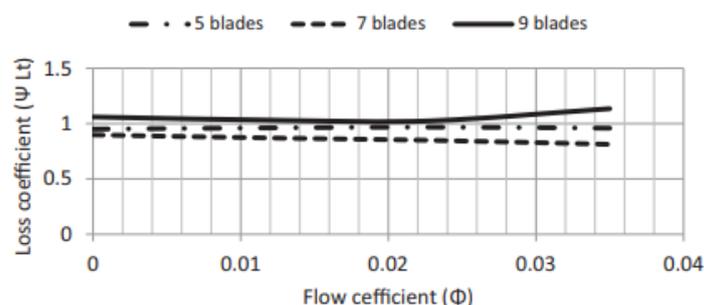
**Tabel 2. 3** Geometri Pompa Penelitian (Abo Elyamin, et al. 2019)

Parameter	Value
Number of blades (Z)	5, 7, 9
Inlet diameter (D1)	45 mm
Outlet diameter (D2)	105 mm
Inlet blade width (b1)	6 mm
Outlet blade width (b2)	6 mm
Inlet blade angle ( $\beta_1$ )	26°
Outlet blade angle ( $\beta_2$ )	22°

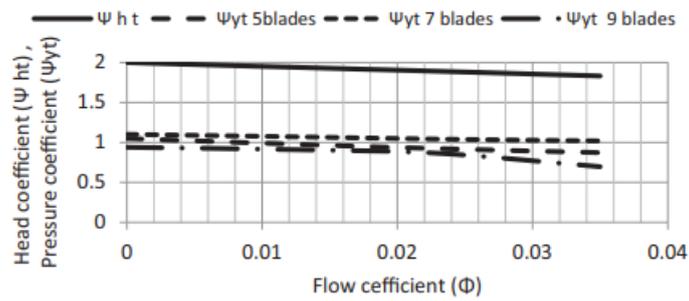
**Tabel 2. 2** Operating Condition (Abo Elyamin, et al. 2019)

	Pump operating conditions			
	High Flow	Med Flow	Low Flow	Zero Flow
$\dot{m}$ (kg/s)	1.0345	0.667	0.3846	0.00001
<i>exit pressure</i> (Pa)	111,325	141,325	1,611,325	176,325

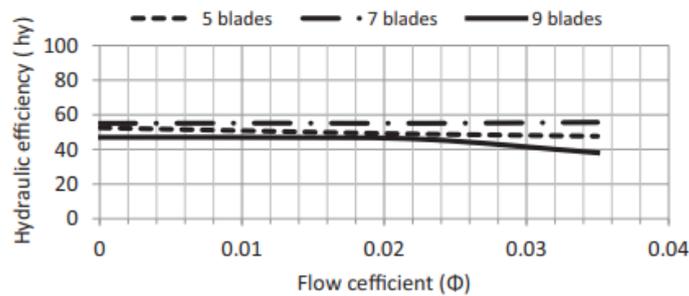
Gambar di bawah ini menunjukkan pengaruh dari jumlah sudu *impeller* terhadap performa pompa.



**Gambar 2. 8** Pengaruh jumlah sudu terhadap *loss coefficient* untuk koefisien aliran yang berbeda (Abo Elyamin, et al. 2019)

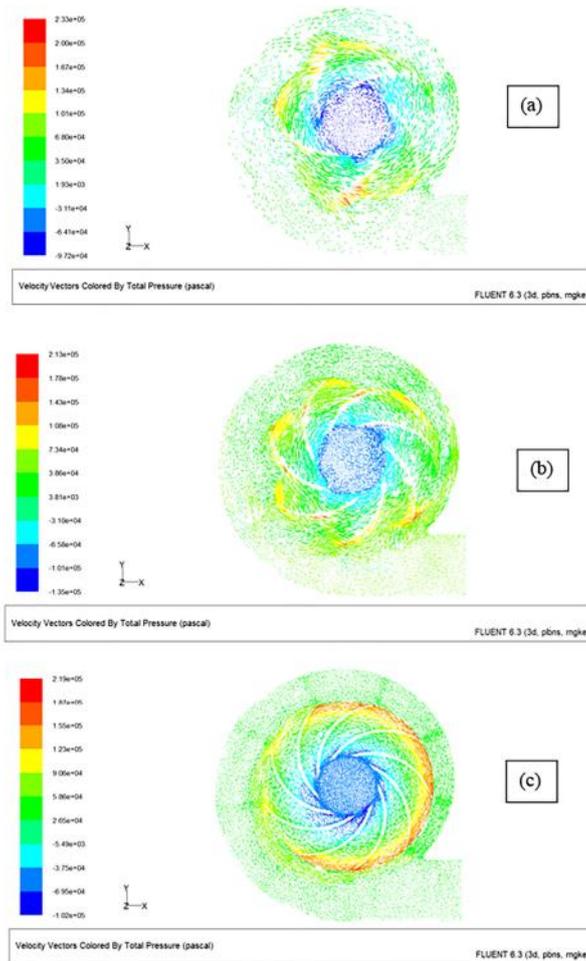


**Gambar 2. 9** Pengaruh jumlah sudu terhadap koefisien *head* dan *pressure* untuk koefisien aliran yang berbeda (Abo Elyamin, et al. 2019)



**Gambar 2. 10** Pengaruh jumlah sudu terhadap efisiensi *hydraulic* untuk koefisien aliran yang berbeda (Abo Elyamin, et al. 2019)

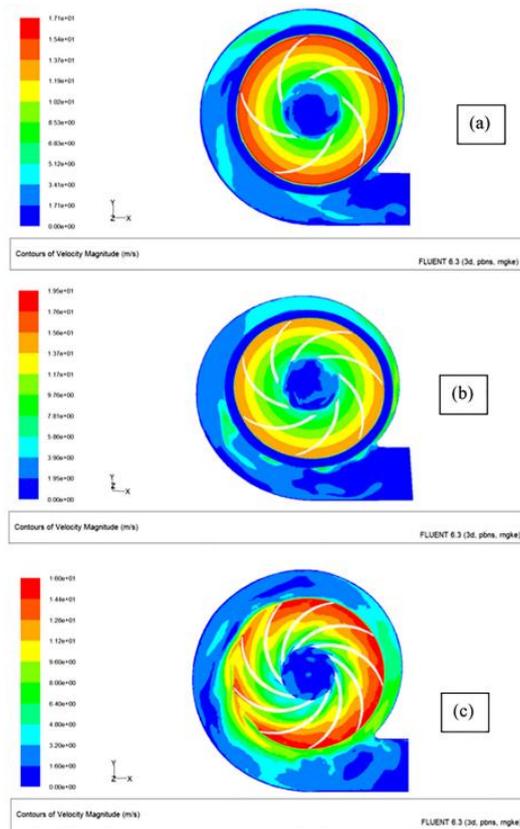
Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan grafik seperti pada gambar di atas yang menunjukkan bahwa dengan bertambahnya jumlah sudu *impeller* koefisien *total pressure* meningkat terutama pada area debit rendah dan perkembangan tersebut lebih sedikit pada area debit tinggi. Pengaruh dari friksi pada *high discharge* lebih tinggi terhadap performa pompa. Pengaruh tersebut semakin terlihat pada jumlah sudu *impeller* sebanyak 9 sudu. Dengan meningkatnya *discharge* maka *losses* (kerugian) berkurang untuk limit tertentu kemudian friksi mengatasi perbaikan tersebut dan mulai meningkatkan *losses*. Pada jumlah sudu *impeller* 5 sudu, aliran sekunder meningkat dengan meningkatnya debit dengan gradien rendah dan peningkatan lebih lanjut memiliki efek yang dapat diabaikan pada peningkatan kerugian sekunder. Sebaliknya, pada jumlah sudu *impeller* 7 buah sudu, meningkatnya debit menyebabkan menurunnya *coefficient loss* yang menoutletakan bahwa penurunan aliran sekunder melebihi peningkatan *friction loss* dan menghasilkan berkurangnya *loss coefficient*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa jumlah sudu *impeller* sebanyak 7 sudu merupakan kasus yang paling optimal.



**Gambar 2.11** *Velocity vector*: (a) 5 sudu ;(b) 7 sudu ;(c)9 sudu (Abo Elyamin, et al. 2019)

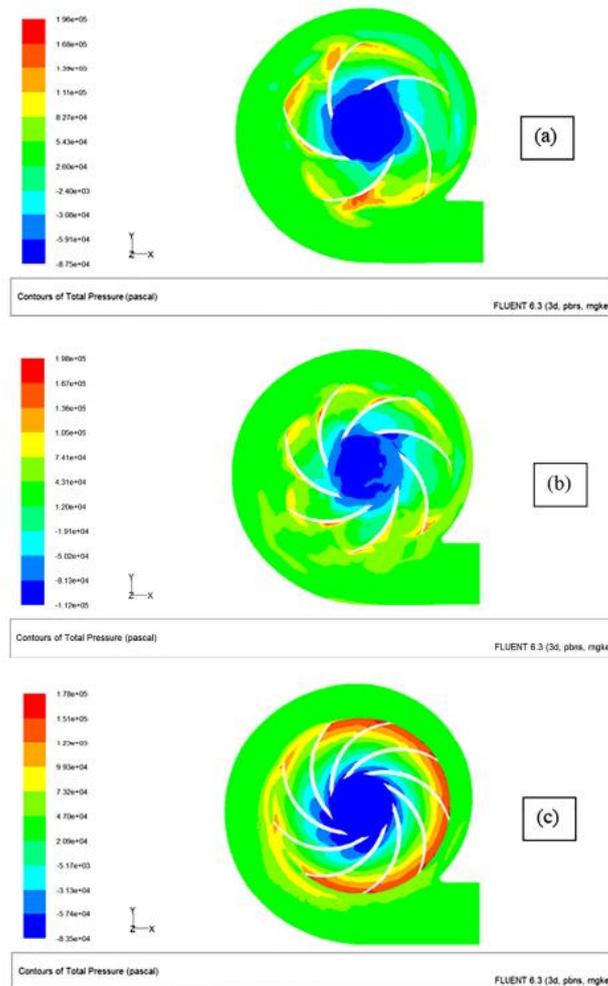
Pada gambar 2.11, efisiensi untuk *impeller* dengan 7 buah sudu menunjukkan nilai yang konstan tetapi untuk *impeller* dengan 5 buah sudu memberikan gradien yang mendekati konstan. Untuk *impeller* dengan 9 buah sudu, efisiensi mendekati konstan untuk debit rendah dan menengah tetapi mulai berkurang pada debit tinggi.

Pada gambar 2.11 (a) menunjukkan jumlah sudu yang rendah meningkatkan rasio pitch yang memungkinkan stratifikasi energi di dalam saluran dan pembentukan *Jet/Wake* pada saluran keluar. Hal tersebut menjadi alasan meningkatnya kerugian aliran sekunder dan ketidakseragaman dalam aliran pada *outlet* sehingga *losses* meningkat, meskipun kerugian gesekan sudu menurun. Pada gambar 2.11 (b) menunjukkan keseimbangan antara penurunan stratifikasi energi dan pembentukan distribusi *Jet/Wake* dan peningkatan kerugian gesekan sudu. Pada gambar 2.11 (c) terlihat bahwa *mixing losses* meningkat pada bagian luar *impeller*.



**Gambar 2.12** Kontur kecepatan: (a) 5 sudu; (b) 7 sudu; (c) 9 sudu (Abo Elyamin, et al. 2019)

Dari gambar 2.12 di atas menunjukkan bahwa gradien kecepatan antara *impeller* dengan stator terendah pada *impeller* dengan 7 buah sudu yang berarti *Carnot loss* terendah dibandingkan dengan kasus dengan 5 buah sudu dan 9 buah sudu. Gambar 2.12 (c) menunjukkan kecepatan yang tinggi pada sudu *impeller* yang menoutletakan meningkatnya *friction losses*. Dari gambar tersebut juga menunjukkan bahwa *mixing losses* bertambah.



**Gambar 2.13** Total *pressure* untuk: (a) 5 sudu ; (b) 7 sudu;(c) 9 sudu (Abo Elyamin, et al. 2019)

Gambar 2.13 di atas menunjukkan kerugian pada ketiga kasus tersebut yang mencerminkan tingkat kerugian sebagai berikut; 7 buah sudu adalah yang terbaik kemudian dilanjutkan dengan 5 buah sudu dan 9 buah sudu menjadi kasus yang terburuk (Abo Elyamin, et al. 2019).

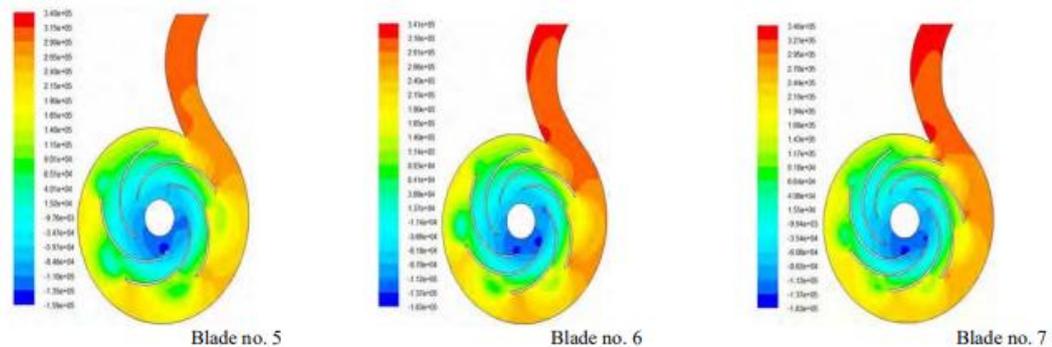
#### **2.4.4 Performance Prediction of Centrifugal Pumps with Variations of Blade Number**

Penelitian mengenai jumlah sudu *impeller* pompa ini dilakukan oleh Sujoy Chakraborty, Kishan Choudhuri, Prasenjit Dutta, dan Bishop Debbarna pada tahun 2013 dengan menggunakan *software* FLUENT. Untuk tujuan mengetahui pengaruh jumlah sudu pada *impeller* pompa sentrifugal terhadap performanya, penelitian ini dilakukan secara 2D. Simulasi dilakukan dengan asumsi kondisi *steady*, dan tipe turbulen yang dipilih untuk viskositas adalah k-epsilon *stoutletar*, serta *pressure-velocity coupling* menggunakan SIMPLEC. Kriteria konvergensi yang digunakan yaitu sebesar  $10^{-5}$ . Gambar 2.11 di bawah ini menunjukkan geometri pompa yang digunakan dalam penelitian.

**Tabel 2. 4** Geometri Pompa (Chakraborty, et al. 2013)

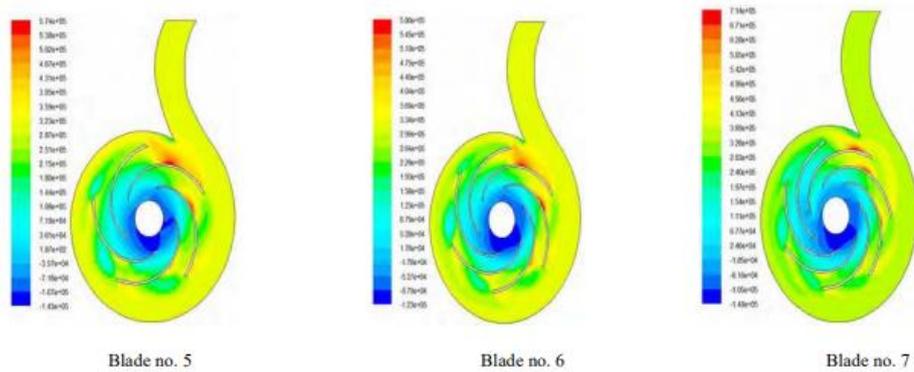
Table 1—Pumps geometry		
Impeller		
Description	Value	
Blade number	5,6,7	
Inlet blade angle	25°	
Outlet blade angle	33°	
Shape blade	Circular arc	
Impeller inlet diameter	80 mm	
Impeller outlet diameter	168 mm	
Volute casing		
Description	Value	
Inlet diameter	80 mm	
Volute tongue radius	52 mm	

Pada penelitian tersebut, *boundary condition* pada *inlet* adalah *pressure inlet*, sedangkan pada *outlet* kondisi batasnya adalah *pressure outlet*. Kecepatan putar yang digunakan yaitu sebesar 3000 rpm. Gambar 2.14 di bawah ini menunjukkan hasil simulasi dalam bentuk kontur tekanan statis:



**Gambar 2. 14** Kontur tekanan *static* (Chakraborty, et al. 2013)

Penelitian tersebut mendapatkan hasil bahwa untuk jumlah sudu yang berbeda *static pressure* meningkat secara bertahap dari *inlet impeller* hingga *outlet*. *Static pressure* pada bagian *discharge side* terbukti lebih besar dibandingkan dengan bagian *suction side* pada radius *impeller* yang sama. Dengan bertambahnya jumlah sudu *impeller*, *static pressure* pada bagian *volute outlet* bertambah sepanjang waktu. Keseragaman distribusi *static pressure* pada *screw section* memburuk sedangkan pada *diffusion section* semakin membaik. Dengan bertambahnya jumlah sudu *impeller* meningkatkan daerah tekanan aliran yang menoutletakan bahwa jumlah *impeller* memengaruhi karakteristik pompa. Selanjutnya, gambar 2.15 di bawah ini menunjukkan kontur tekanan total dari penelitian tersebut.



**Gambar 2. 15** Kontur tekanan (Chakraborty, et al. 2013)

Dari gambar tersebut didapatkan bahwa *total pressure* untuk jumlah sudu *impeller* yang berbeda bertambah secara bertahap. Tekanan pada *inlet* lebih rendah dibandingkan dengan *oulet impeller*. Hasil penelitian tersebut juga menunjukkan tabel prediksi *head* dan efisiensinya seperti di bawah ini.

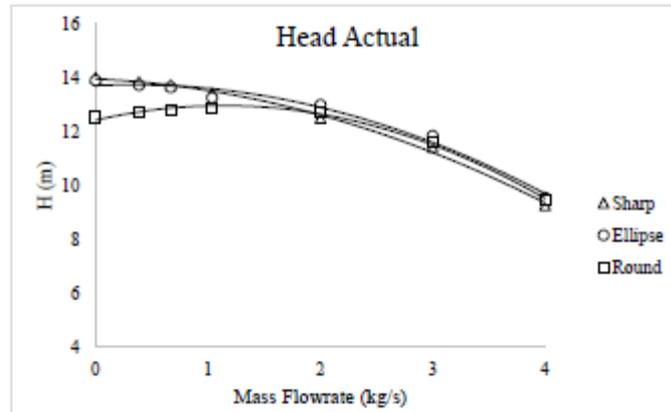
**Tabel 2. 5** Prediksi *head* dan *efficiency* (Chakraborty, et al. 2013)

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

Dari gambar di atas didapatkan bahwa dengan bertambahnya jumlah sudu *impeller* nilai *head* dari model meningkat tetapi nilai efisiensi bervariasi dan didapatkan nilai efisiensi maksimum pada *impeller* dengan 7 buah sudu (Chakraborty, et al. 2013).

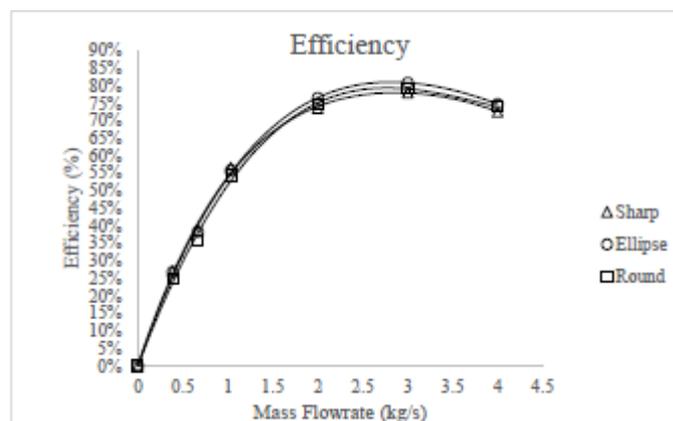
#### 2.4.5 Studi Numerik Perilaku Aliran Fluida pada Pompa Sentrifugal Tipe *Closed Impeller* dengan Variasi Bentuk *Leading-edge* pada *Impeller Blade* dan Debit Pompa

Penelitian numerik dilakukan oleh Bintang Pradipta pada tahun 2024 dengan menggunakan *software* FLUENT untuk meneliti hubungan antara variasi bentuk *leading-edge* sudu *impeller* dan variasi debit pada sebuah pompa. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk memahami dampak variasi bentuk *leading-edge* sudu *impeller* dan debit terhadap fenomena aliran fluida, nilai *head* pompa, dan efisiensi pompa. Tabel variasi yang digunakan dalam penelitian ini seperti berikut:



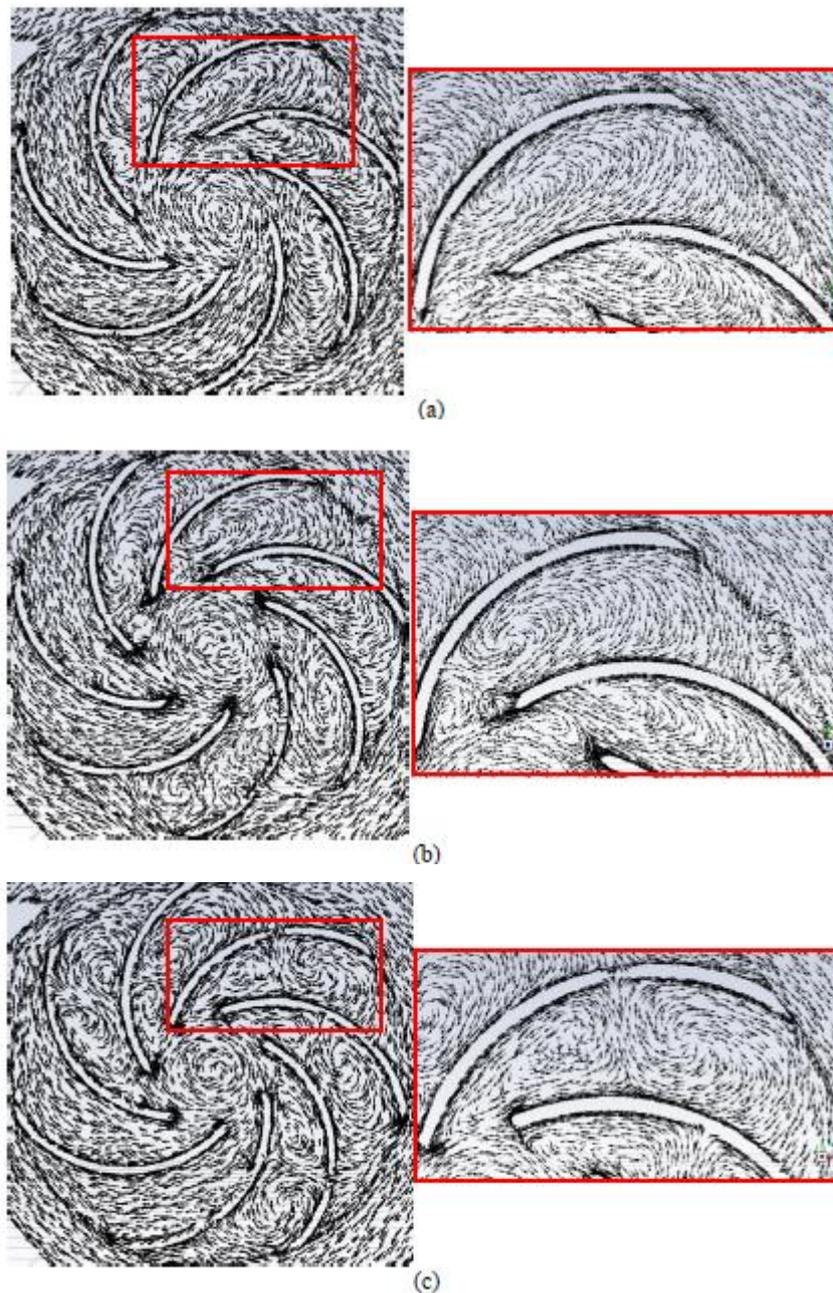
**Gambar 2.16** Kurva *Head* Pompa Sentrifugal pada *leading-edge Sharp, Ellipse, dan Round* (Bintang Pradipta. 2024)

Berdasarkan gambar 2.16, apabila dilihat dari nilai *head* yang dihasilkan pada tiap variasi bentuk *leading-edge*, cenderung menunjukkan kemiripan *trendline head* yang konstan dan sesuai dengan teori yang ada, yang secara keseluruhan menunjukkan *trendline* peningkatan kapasitas yang berbanding terbalik dengan nilai *head*. Akan tetapi, *trendline* pada variasi bentuk *leading-edge round*, menunjukkan sedikit perbedaan *trendline* pada kapasitas 0,00001 kg/s hingga titik *head* tertinggi mengalami kenaikan, lalu turun melekok yang secara teoretis seharusnya *trendline* turun linear. Pertu karan proporsionalitas pada karakteristik pompa ini disebabkan oleh faktor kerugian kerugian yang hilang muncul seiring kenaikan kapasitas.



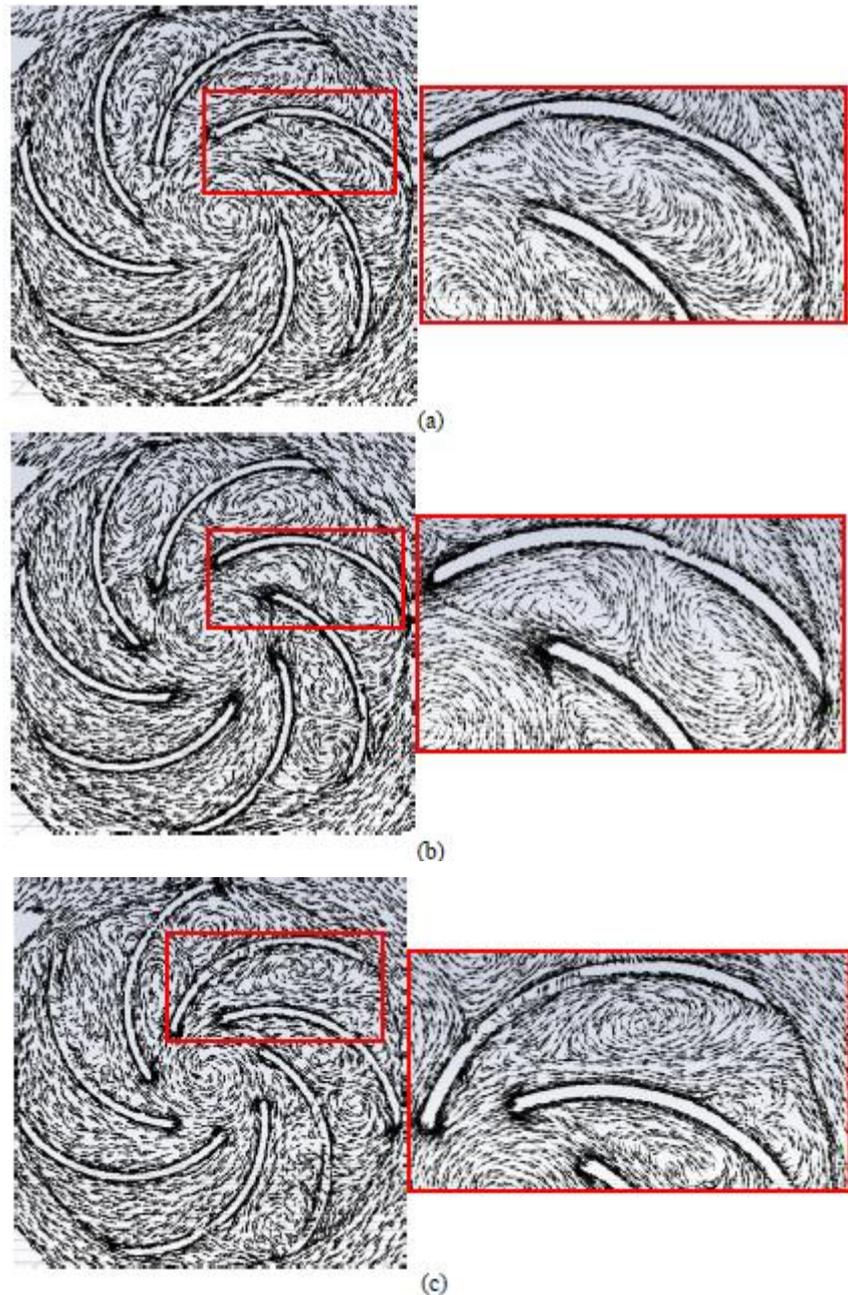
**Gambar 2.17** Kurva Efisiensi Pompa Sentrifugal pada *leading-edge Sharp, Ellipse, dan Round* (Bintang Pradipta. 2024)

Berdasarkan kurva efisiensi menunjukkan bahwa efisiensi tertinggi untuk masing masing bentuk terjadi pada kapasitas aliran sebesar 3 kg/s. Efisiensi optimum diperoleh sebesar 78,2%; 81,0%; dan 79,3% untuk masing masing bentuk *leading-edge* yaitu, *sharp, ellipse, dan round*. Dari hasil tersebut, dapat dikatakan nilai efisiensi *leading-edge* dengan bentuk dengan *ellipse* sebagai titik efisiensi tertinggi dari variasi-variasi yang diuji pada simulasi ini.



**Gambar 2. 18** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 0,384 kg/s untuk *Leading-edge*: (a) *Sharp*, (b) *Ellipse*, dan (c) *Round* (Bintang Pradipta. 2024)

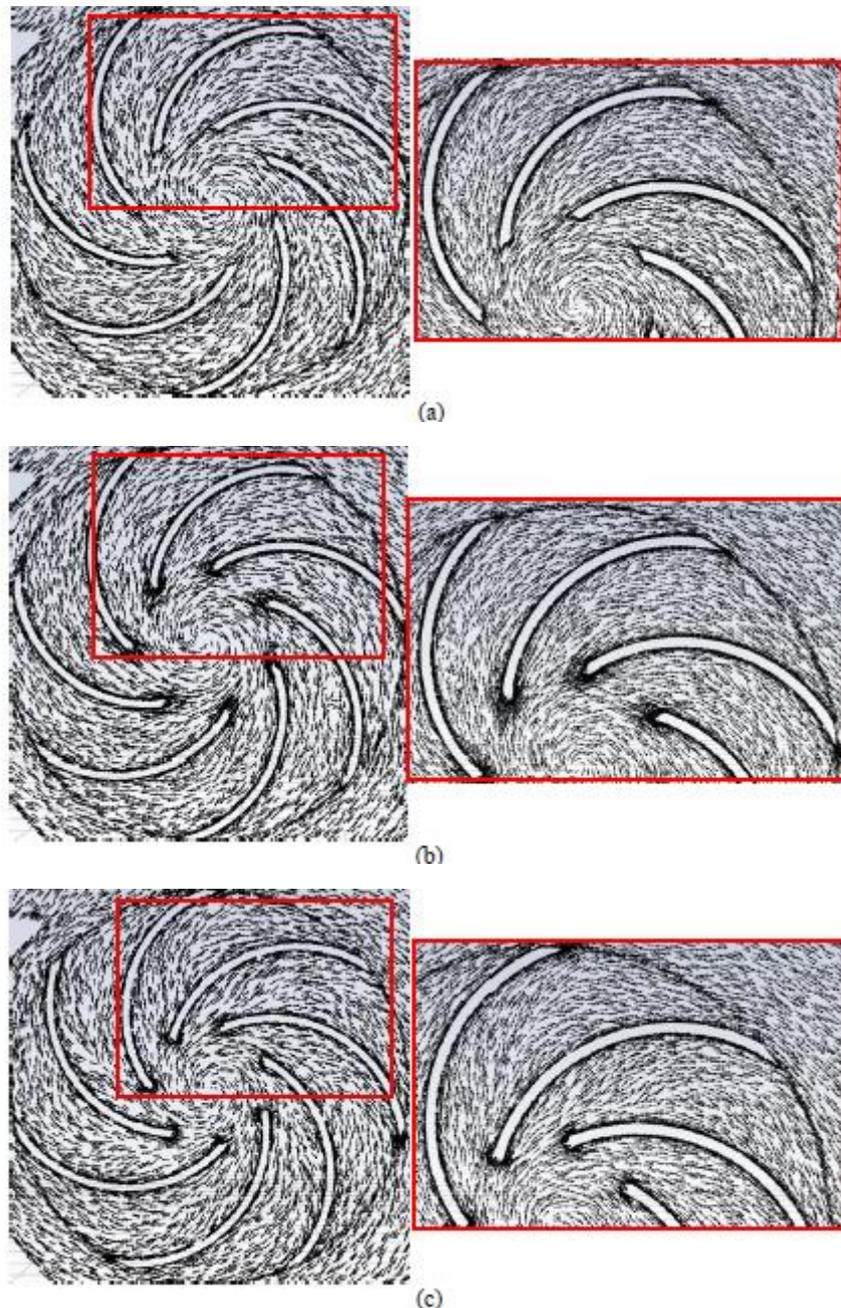
Pola *vortex* di *leading-edge* dengan bentuk *sharp* dan *ellipse* hampir serupa, walaupun memiliki bentuk yang berbeda, dengan *ellipse* lebih *streamline*. Pada aliran berkapasitas rendah, *leading-edge* yang lebih runcing dapat mengurangi separasi, sehingga *vortex* hanya terlokalisasi di sekitar *leading-edge*. *Vortex* pada *leading-edge sharp* terlokalisir dekat *leading-edge*, sedangkan pada *ellipse* mulai sedikit masuk ke dalam *passage*. Sebaliknya, *leading-edge round* menghasilkan *vortex* yang memenuhi hampir seluruh *passage* akibat profil yang lebih *bluff*. Hal ini mengakibatkan *blockage effect* yang lebih besar dan peningkatan *energy losses*. Berdasarkan analisis fenomena aliran pada *passage impeller*, efisiensi tertinggi terdapat pada *leading-edge sharp*, diikuti oleh *ellipse*, dan yang terendah adalah *round*.



**Gambar 2. 19** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1 kg/s untuk *Leading-edge*: (a) *Sharp*, (b) *Ellipse*, dan (c) *Round* (Bintang Pradipta. 2024)

Pada kapasitas 1 kg/s, berbagai bentuk *leading-edge* mengalami gangguan aliran berupa *vortex* di antara sudunya dalam beberapa *passage* aliran. Gambar di atas menunjukkan dua *vortex* yang terbentuk di dalam *passage impeller*. *Vortex* pertama terjadi di bagian belakang buritan *passage* karena tekanan dinamis aliran tidak dapat mengatasi *backpressure* pada *volute*, ditoutletai dengan arah pusaran searah jarum jam. *Vortex* kedua terbentuk di *lowerside leading-edge* akibat separasi *blade*, ditoutletai dengan arah pusaran berlawanan arah jarum jam karena aliran masuk dengan *negative angle of attack*. Dengan peningkatan kapasitas, intensitas *vortex* di *leading-edge* meningkat. Pada *leading-edge sharp* dan *ellipse*, pola *vortex* melebar hingga ke tengah *passage*, sementara pada *leading-edge round*, *vortex* hampir menguasai seluruh *passage* akibat profil *bluff* yang meningkatkan ketebalan *blade*. Ini menyebabkan gradien tekanan balik yang besar dan efek blockage yang kuat, meningkatkan separasi aliran dan menyulitkan aliran melewati *passage*. Dengan demikian, efisiensi pompa pada *leading-edge*

*round* mengalami penurunan signifikan, sesuai dengan nilai efisiensi 54,4%, dibandingkan dengan *sharp* (56,7%) dan *ellipse* (56%).



**Gambar 2. 20** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 3 kg/s untuk *Leading-edge*: (a) *Sharp*, (b) *Ellipse*, dan (c) *Round* (Bintang Pradipta. 2024)

Pada gambar tersebut, terlihat kondisi aliran pompa pada kapasitas 3 kg/s untuk semua variasi *leading-edge*. Saat aliran meningkat, *dynamic pressure* aliran di seluruh *passage* mampu mengatasi *back pressure* dari *high pressure* maupun *low pressure volute sectors*, sehingga tidak terbentuk *vortex* di area *outlet impeller*. Hal ini berlaku untuk semua variasi *leading-edge*. Selanjutnya, saat kapasitas meningkat, aliran masuk *passage* akan mengalir dengan *low positive angle of attack*, dan *vortex* yang rentan terjadi akibat separasi pada *leading-edge* tidak terbentuk. Namun, pengaruh bentuk *leading-edge* menyebabkan peningkatan *losses* pada beberapa bentuk tertentu. *Leading-edge* dengan bentuk *sharp* pada kapasitas ini memiliki efisiensi yang lebih

rendah, diduga karena profil yang runcing menyebabkan intensitas turbulen yang tinggi dan meningkatkan *friction losses*. Meskipun visualisasi menggunakan vektor aliran tidak menunjukkan perbedaan yang signifikan, namun efisiensi pompa dengan *leading-edge sharp* pada kapasitas ini memiliki nilai terendah, yaitu 78,2%, dibandingkan dengan *round* (79,3%) dan *ellipse* (81%).

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

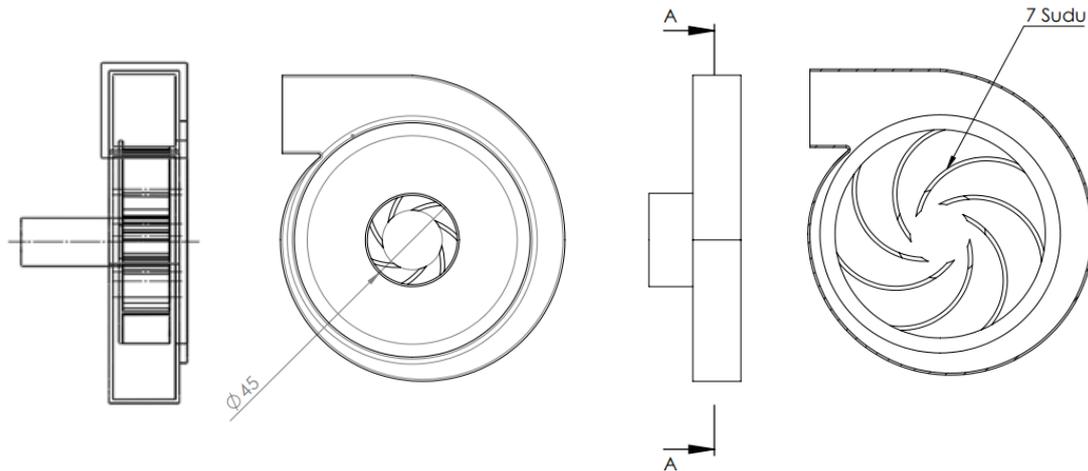
Penelitian ini dilakukan untuk melihat pengaruh jumlah sudu *impeller* pada pompa sentrifugal dengan *round leading-edge blade*. Penelitian ini menggunakan simulasi aliran dengan mengubah jumlah sudu *impeller* pada berbagai kapasitas aliran, dan membandingkan penelitian yang dilakukan oleh Irham Nadhil pada tahun 2023 dengan *sharp leading-edge blade*. Informasi tambahan mengenai variasi jumlah sudu *impeller* disajikan pada tabel 3.1.

**Tabel 3. 1** Variasi jumlah sudu dan kapasitas (a) *Leading-edge Round* dan (b) *Leading-edge Sharp* (Irham, 2023)

(a)					(b)			
No.	<i>Leading-edge</i>	Jumlah Sudu (z)	<i>Flowrate</i> (m <sup>3</sup> /jam)	<i>Mass Flowrate</i> (kg/s)	No.	<i>Leading-edge</i>	Jumlah Sudu (z)	<i>Mass Flowrate</i> (kg/s)
1	<i>Round</i>	6	0,000036	0,00001	1	<i>Sharp</i>	6	0,00001
2			1,387	0,3846	2			0,3846
3			2,406	0,667	3			0,667
4			3,731	1,0345	4			1,0345
5			7,213	2	5			2
6			10,819	3	6			3
7			14,426	4	7			4
8		7	0,000036	0,00001	8		7	0,00001
9			1,387	0,3846	9			0,3846
10			2,406	0,667	10			0,667
11			3,731	1,0345	11			1,0345
12			7,213	2	12			2
13			10,819	3	13			3
14			14,426	4	14			4
15		8	0,000036	0,00001	15		8	0,00001
16			1,387	0,3846	16			0,3846
17			2,406	0,667	17			0,667
18			3,731	1,0345	18			1,0345
19			7,213	2	19			2
20			10,819	3	20			3
21			14,426	4	21			4

### 3.1 Metode Numerik

Penelitian ini menggunakan Computational Fluid Dynamics (CFD) untuk membentuk model awal serta melakukan (meshing) pada model pompa sentrifugal. Proses penelitian numerik melibatkan tahapan seperti penggambaran model pompa berdasarkan jurnal "Effect of Impeller Blades Number on The Performance of a Centrifugal Pump" karya (Abo Elyamin, et al. 2019). Pada penelitian yang dilakukan oleh Irham Nadhil menggunakan referensi geometri yang sama. Sehingga diharapkan perbandingan yang dianalisis memiliki kesamaan hasil.



**Gambar 3. 1** Geometri Pompa (mm)

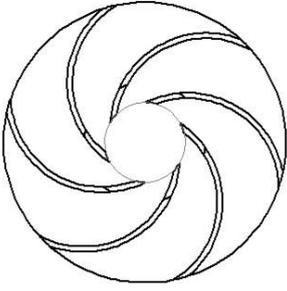
Tabel dibawah ini merupakan spesifikasi geometri pompa sentrifugal pada penelitian ini dengan mengacu kepada penelitian Elyamin, et al pada tahun 2019.

**Tabel 3. 2** Geometri Pompa *on-design* (Elyamin, et al.,2019)

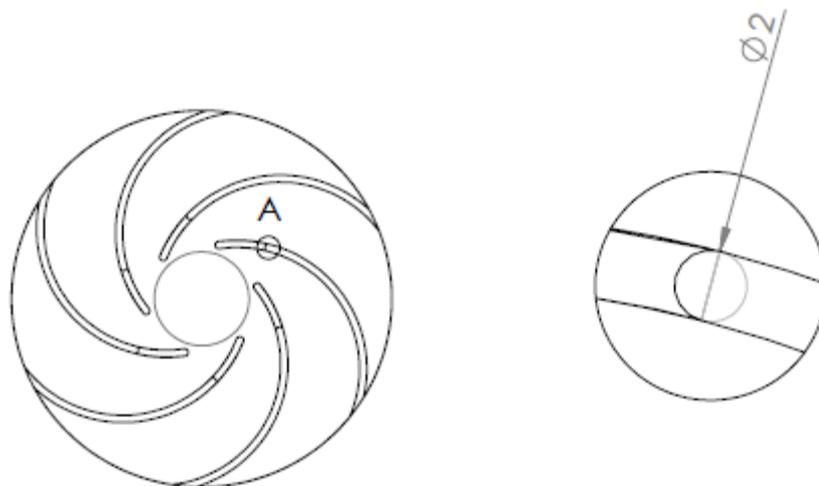
Geometri		
Diameter <i>inlet</i> , (mm)	D1	45
Diameter <i>outlet</i> , (mm)	D2	105
Tebal <i>impeller inlet</i> , (mm)	b1	6
Tebal <i>impeller outlet</i> , (mm)	b2	6
<i>Inlet angle</i> , ( $^{\circ}$ )	$\beta_1$	$26^{\circ}$
<i>Outlet angle</i> , ( $^{\circ}$ )	$\beta_2$	$22^{\circ}$
Jumlah Sudu	z	7
Putaran normal (rpm)	n	2800

Berikut tabel variasi jumlah sudu untuk simulasi berdasarkan spesifikasi pada Tabel 3.2.

**Tabel 3. 3** Tabel variasi jumlah sudu *impeller* pompa

Variasi jumlah sudu		
		
(a) Variasi 6 sudu	(b) 7 sudu ( <i>stoutletar</i> )	(c) Variasi 8 sudu

Dari tabel 3.3 di gunakan geometri *leading-edge* yang dimodifikasi untuk simulasi seperti pada gambar berikut:

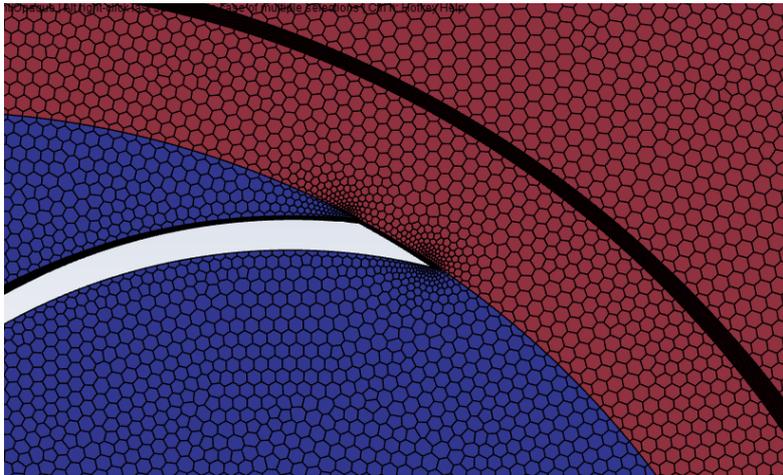


**Gambar 3. 2** Detail dari Variasi *Round Leading-edge* (mm)

### 3.1.1 Tahap *Pre-Processing*

1. Model *impeller* dan *volute chamber* dibuat dengan perangkat lunak SOLIDWORKS 2022. Geometri *volute chamber* mengikuti *outlet* desain yang ditetapkan, sedangkan jumlah sudu *impeller* divariasikan untuk mengamati pengaruhnya terhadap kinerja pompa.
2. Bidang dipotong pada geometri model untuk memfasilitasi proses *meshing* dan simulasi. Alat potong yang digunakan dapat berupa garis, titik, atau bidang, menghasilkan bidang datar atau melengkung, nyata atau tidak nyata.
3. *Meshing* adalah proses diskritisasi model solid atau fluida menjadi elemen-elemen kecil yang disebut *mesh*. Kualitas *mesh* yang baik sangat penting untuk menghasilkan simulasi yang akurat, dan memungkinkan penerapan kondisi batas dan parameter simulasi pada elemen-elemen *mesh*. Kualitas *mesh* diukur dengan parameter *skewness*, *orthogonal quality*, dan *aspect ratio*. Nilai *skewness* ideal di bawah 0,9, *orthogonal quality* di atas 0,15, dan

*aspect ratio* di bawah 35:1 untuk memastikan keakuratan simulasi. Berikut merupakan gambar dari *mesh* yang dilakukan pada penelitian ini.

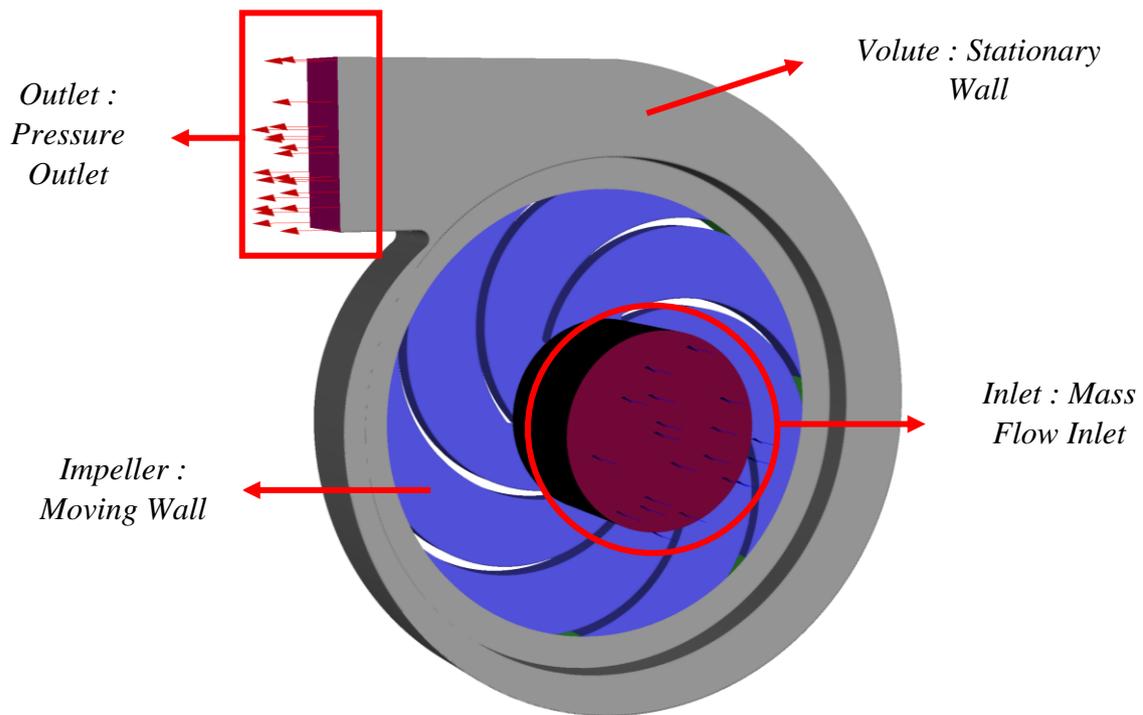


**Gambar 3. 4** detail *Mesh* Pompa



**Gambar 3. 3** *Mesh* Pompa

4. *Boundary condition* atau kondisi batas didefinisikan untuk menentukan parameter dan batasan yang mungkin terjadi pada aliran. Batas *inlet* ditentukan oleh volume *mass flowrate*, sementara batas *outlet* ditentukan oleh *pressure outlet*. Sementara itu, kondisi batas untuk dinding *impeller* dan ruang *volute* adalah *wall*. Domain yang digunakan akan terlihat pada gambar dibawah ini.



**Gambar 3. 5** Domain Pompa Sentrifugal

### 3.1.2 Tahap *Processing*

*Mesh model* yang telah dibuat selanjutnya dimuat pada FLUENT untuk melakukan simulasi. Selanjutnya dilakukan tahap-tahap seperti berikut:

a. *Check*

*Mesh model* yang telah dibuat pada FLUENT dicek terlebih dahulu apakah terdapat kesalahan atau tidak. Proses ini dapat dilakukan melalui *Grid* lalu *Check*.

b. *Scale*

Langkah ini dilakukan untuk menyesuaikan skala ukuran agar sesuai dengan yang diinginkan. Dengan *Grid* lalu *Scale* pada unit *Conversion* terdapat pilihan untuk mengatur satuan yang diinginkan.

c. *Smooth/Swap Grid*

Langkah ini bertujuan untuk memperhalus *grid* apabila masih kasar. Langkah yang dilakukan adalah dengan melalui *Grid* lalu *Smooth/Swap*. Kemudian akan muncul panel *Smooth/Swap Grid*. Tekan *Smooth*, kemudian tekan *Swap* secara bergantian hingga *Number Swapped* sama dengan nol. Ketika selesai dilanjutkan dengan menekan *Close*.

d. *Grid*

Proses ini dilakukan untuk memperlihatkan *grid*. Dengan menekan *Display* lalu *grid*, maka akan muncul panel *Grid Display*. Pilih zona mana saja yang ingin dilihat pada kolom *Surfaces* lalu tekan *Display* agar window baru muncul dan menampilkan *grid* yang telah dibuat.

e. *Solver*

Langkah ini dilakukan dengan melalui perintah *Define* lalu *Model* dan dilanjutkan dengan *Solver*. Pada Langkah *solver* dipilih *Pressure Based- Least Squares Cell Based*.

f. *Viscous*

Pilihan model viskos yang terdapat pada FLUENT dapat dilakukan dengan perintah *Define* lalu *Models* dan dilanjutkan dengan *Viscous*. Pada menu tersebut terdapat beberapa pilihan yang dapat dipilih. Pada Langkah ini dipilih *turbulent* dengan model k-epsilon RNG.

g. *Materials*

Langkah ini merupakan salah satu Langkah yang penting dalam pemodelan di FLUENT. Langkah ini dilakukan untuk mendefinisikan sifat fisik material dengan melalui perintah *Define* lalu *Material*. Untuk mengganti jenis material sesuai dengan yang diinginkan maka dapat dilakukan dengan menekan *Fluent Database*. Pada kasus ini dipilih jenis material *water-liquid* (H<sub>2</sub>O). Kemudian klik *Copy* dan *Close* lalu *Change/Create* setelah itu *Close*.

h. *Units*

Langkah ini bertujuan untuk mengganti satuan suatu besaran dengan melakukan perintah *Define* lalu *Units*. Tampilan panel *Set Units* pada kolom *Quantities* ubah satuan *angular-velocity* dari *rad/s* menjadi *rev/min*.

i. *Boundary Conditions*

Langkah ini dilakukan untuk menentukan parameter-parameter dan batasan yang terjadi pada aliran yang melalui model uji pada *inlet*, *outlet*, *impeller*, *volute*, *chamber*, maupun pada *fluid*. Dalam konteks ini, diasumsikan bahwa permukaan *inlet* adalah *mass flow inlet* dan *outlet* adalah *pressure outlet*, dengan nilai tekanan masing-masing telah ditentukan berdasarkan hasil eksperimen. *Impeller* dan *volute chamber* diasumsikan sebagai *wall*, sementara fluid dipilih sebagai *moving reference frame* dengan nilai putaran 2800 rpm, sesuai dengan eksperimen, sebagai variabel kontrol.

j. *Solution*

Parameter kontrol solusi dapat dilakukan dengan perintah *Solve* lalu *Controls* kemudian *Solution*. *Solution* pada penelitian ini menggunakan parameter *stoutletard pressure*, *second order upwind* untuk momentum, *turbulence kinetic energy* dan *turbulence dissipation rate*. *Second order upwind* dipilih karena persamaan yang digunakan dalam metode tersebut lebih akurat hingga orde 2, sehingga sangat baik digunakan pada *mesh* tri/tet ketika arah aliran tidak sejajar dengan *mesh*.

k. *Initialize*

Langkah ini merupakan perhitungan awal untuk memudahkan dalam mendapatkan hasil yang konvergen pada tahap iterasi. Pada penelitian ini, initialize dihitung secara *hybrid*.

l. *Monitor Residual*

Tahap ini merupakan tahapan untuk penyelesaian masalah berupa proses iterasi sampai mencapai kriteria konvergensi yang diinginkan. Kriteria konvergensi merujuk pada perbedaan atau kesalahan antara tebakan awal dan hasil akhir iterasi FLUENT pada setiap persamaan yang digunakan.

m. *Iterate*

Tahap ini merupakan kelanjutan dari *monitor residual* yang merupakan langkah perhitungan.

Tabel dibawah ini merupakan parameter *set-up* Ansys pada penelitian ini dengan mengacu kepada penelitian Elyamin, et al pada tahun 2019.

**Tabel 3. 4** Tabel parameter *set-up* Ansys

Parameter	Fluent
Fluid	H <sub>2</sub> O (Liquid)
Mesh	Polyhedra, 954573 cells
<i>Inlet</i>	Mass flowrate
<i>Outlet</i>	<i>Pressure Outlet</i>

Turbulence Model	k-ε RNG
<i>Impeller</i>	Moving Reference Frame
Turbulence Intensity	5%
Gradient Option	Least Squares Cell Based
Solver Algorithm	SIMPLE
Solution <i>Pressure</i>	Second Order Upwind
Solution Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Solution Dissipation Rate	Second Order Upwind

### 3.1.3 Tahap *Post-Processing*

Tahap *Post-processing* merupakan tahap yang bertujuan untuk memperlihatkan hasil dari simulasi CFD yang telah diperoleh dan selanjutnya akan dianalisis serta divalidasi dengan hasil eksperimen. Visualisasi hasil simulasi tersebut dapat dilakukan melalui plot kontur *static pressure* dan vektor kecepatan relatif dengan mengubah putaran dan debit pada pompa. Hasil-hasil grafis tersebut akan dijadikan bahan analisis kualitatif untuk penelitian ini. Dari hasil-hasil, tersebut, dapat terlihat perilaku aliran fluida terhadap perubahan variabel yang dikenakan.

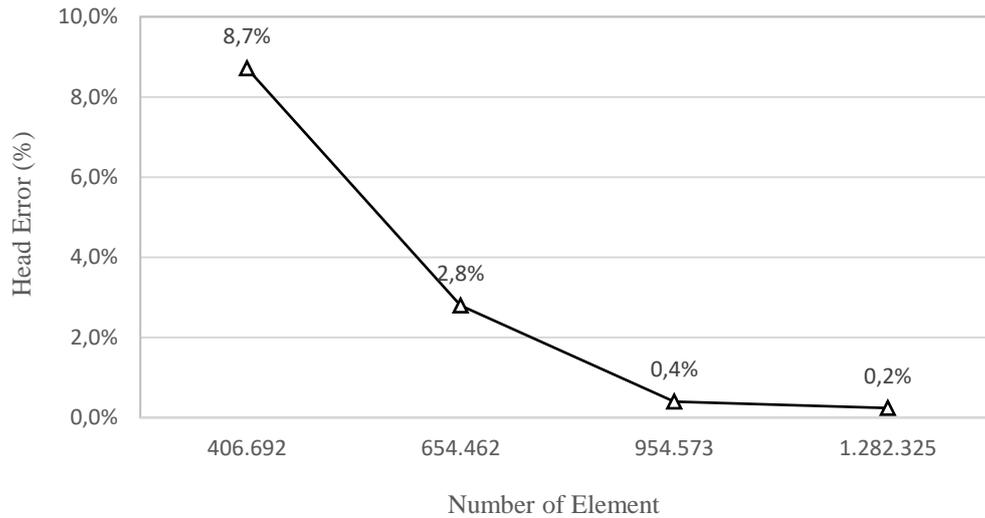
### 3.2 *Gird Independency Test (GIT)*

Proses meshing merupakan proses yang harus dilalui sebelum melakukan simulasi. Kualitas meshing sangat memengaruhi akurasi dan kecepatan konvergensi solusi simulasi. Setiap penelitian yang menggunakan metode studi numerik, perlu dilakukan GIT (*gird independency test*) untuk menentukan tingkat serta struktur grid yang optimal agar hasil pemodelan mendekati sebenarnya. Selain itu, GIT juga dapat membantu untuk mengetahui nilai error yang dihasilkan oleh setiap meshing. Nilai error relative dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Error\ Relative\ (\%) = \left| \frac{Nilai\ Baru - Nilai\ Lama}{Nilai} \right|$$

**Tabel 3. 5** *Grid Independent Test*

Number of Element	Index	Head (m)	Error
406.692	A	14,12	0,0%
654.462	B	12,89	8,7%
954.573	C	12,53	2,8%
1.282.325	D	12,58	0,4%
1.428.754	E	12,55	0,2%

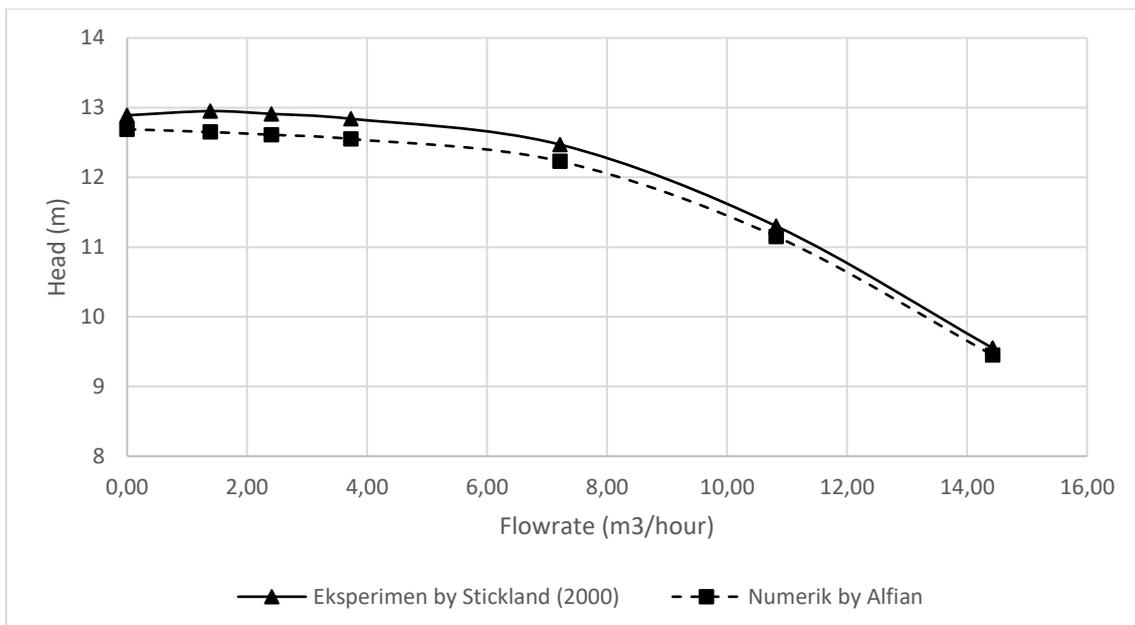


**Gambar 3. 6** Grafik *Grid Independency Test (GIT) Error* terhadap *cells*

Table 3.4 dan gambar 3.6 menunjukkan jumlah meshing beserta nilai head yang dihasilkan dari pompa sentrifugal dengan sharp leading-edge blade. Berdasarkan hasil yang didapat, mesh index C dengan nilai error 2,8% dipilih untuk digunakan pada penelitian ini karena hasilnya dirasa sudah cukup dengan error yang mulai stabil.

### 3.3 Validasi

Untuk memastikan bahwa metode numerik yang telah dilakukan dapat menggambarkan fenomena dan karakteristik aliran secara akurat, dibutuhkan suatu validasi. Validasi dilakukan dengan membandingkan data simulasi yang diperoleh dengan data hasil penelitian terdahulu. Pada penelitian ini menggunakan data eksperimen dari Stickland (2000). Proses validasi dilakukan dengan membandingkan nilai head dari eksperimen Stickland (2000) dengan penelitian numerik pada pompa sentrifugal menggunakan *sharp leading-edge blade*.



**Gambar 3. 7** Grafik Head Fungsi Kapasitas Aliran Ekperimental Stickland (2000) dan Numerik Geometri Standar

Pada gambar 3.7 menunjukkan bahwa studi numerik yang sedang dilakukan saat ini memiliki tren grafik yang cenderung sama dengan tren grafik dari penelitian Stickland (2000). Oleh karena itu, dapat dikatakan bahwa analisa numerik yang telah dilakukan memiliki keakuratan yang cukup baik.

### 3.4 Cara Perhitungan

Penelitian ini menerapkan berbagai rumus untuk menghitung sejumlah nilai, termasuk nilai *head* aktual (H), *head* acuan (H Acuan), *Water Horse Power* (WHP), *brake horse power* (BHP), dan efisiensi ( $\eta$ ).

#### 3.4.1 Head Aktual (H)

Berikut merupakan persamaan untuk menghitung *head* aktual (H) pada penelitian ini:

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho \cdot g}$$

dimana :

$P_{out}$  = tekanan keluar pompa = 0 pa

$P_{in}$  = tekanan masuk pompa = - 130042 pa

$\rho$  = massa jenis air = 998,2 kg/s

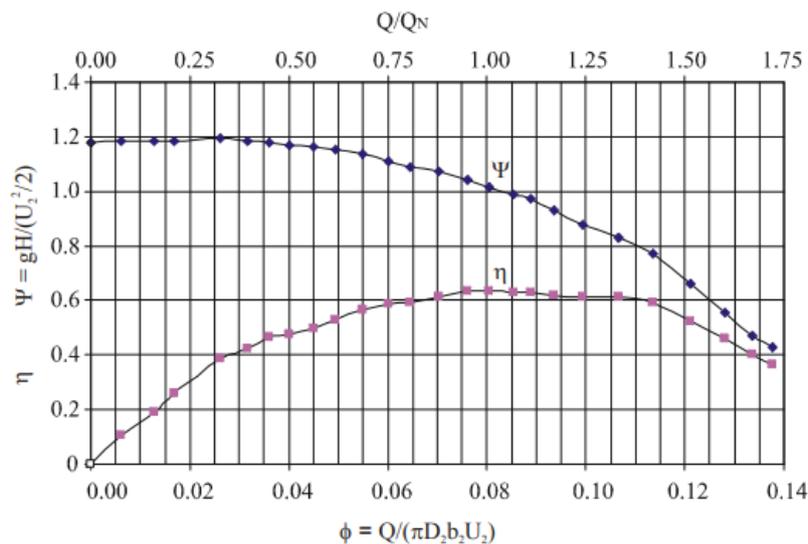
$g$  = percepatan gravitasi = 9,81 m/s<sup>2</sup>

Sehingga didapatkan *head* aktual sebagai berikut :

$$H = \frac{0 - (-130042 \text{ Pa})}{998,2 \times 9,81} = 13,28 \text{ m}$$

#### 3.4.2 Head Acuan (H Acuan)

*Head* acuan digunakan untuk memvalidasi dari penelitian ini. Penelitian ini menggunakan validasi eksperimen dari penelitian yang dilakukan oleh Stickloutlet pada tahun 2000. Nilai *head* acuan ini dapat didapatkan dengan menggunakan grafik sebagai berikut:



**Gambar 3. 8** Grafik performa pompa (Stickloutlet, 2000)

Diperoleh *flow coefficient* dan *head coefficient* dari grafik diatas dengan contoh perhitungan sebagai berikut:

### 3.4.2.1 Flow Coefficient

Berikut merupakan persamaan *flow coefficient*:

$$\phi = \frac{Q \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot U_2}$$

dimana:

$\phi$  = *flow coefficient*

$D_2$  = *impeller diameter at outlet*

$b_2$  = *impeller width at outlet*

$U_2$  = *peripheral velocity at impeller outlet*

sehingga didapatkan nilai *flow coefficient* sebagai berikut:

$$\phi = \frac{3,731 \frac{\text{m}^3}{\text{jam}} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{\text{jam}}{\text{s}}}{\pi \times (0,105\text{m}) \times (0,006\text{m}) \times (2800 \times \frac{2\pi}{60} \times \frac{0,105}{2} \times \text{m})} = 0,034$$

### 3.4.2.2 Head Coefficient

Setelah didapatkan nilai *flow coefficient*, maka dapat disubstitusikan menggunakan persamaan *head coefficient* dengan rumuskan sebagai berikut:

$$\Psi = g \cdot H \left( \frac{U_2^2}{2} \right)$$

$$H = \frac{\Psi \cdot \left( \frac{U_2^2}{2} \right)}{g}$$

dimana:

$\Psi$  = *head coefficient*

$U_2$  = *peripheral velocity at impeller outlet*

$g$  = *percepatan gravitasi* = 9,81 m/s<sup>2</sup>

sehingga nilai *head acuan* yang didapatkan sebagai berikut:

$$H = 1,1702 \frac{\left( 2800 \times \frac{2\pi}{60} \times \frac{0,105}{2} \times \text{m} \right)^2}{2 \cdot 9,81} = 14,098 \text{ m}$$

### 3.4.3 Water Horse Power (WHP)

Berdasarkan hasil perhitungan, *Water Horse Power* (WHP) dapat dinyatakan melalui persamaan berikut;

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

dimana:

$$\rho = \text{massa jenis air} = 998,2 \text{ kg/s}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$H = \text{head aktual} = 13,28 \text{ m}$$

$$Q = \text{debit air} = 0,00001 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sehingga diperoleh besar WHP dengan debit 0,00001 m<sup>3</sup>/s sebagai berikut:

$$WHP = 998,2 \times 9,81 \times H \times Q = 0,001 \text{ Watt}$$

### 3.4.4 Break Horse Power (BHP)

Berdasarkan perumusan *brake horse power* (BHP) yang telah dijelaskan di bab tinjauan pustaka, nilai BHP dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$BHP = T \cdot \omega = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60}$$

dimana:

$$n = \text{putaran motor (rpm)} = 2800 \text{ rpm}$$

$$T = \text{torsi poros} = 0,82 \text{ N.m}$$

dapat diperoleh nilai BHP sebagai berikut:

$$BHP = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60} = \frac{2\pi \times 2800 \times 0,47}{60} = 140 \text{ Watt}$$

### 3.4.5 Efisiensi ( $\eta$ )

Efisiensi pompa sentrifugal dapat dihitung dengan membagi *Water Horse Power* (WHP) dengan *brake horse power* (BHP), seperti ditunjukkan berikut ini:

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

dimana:

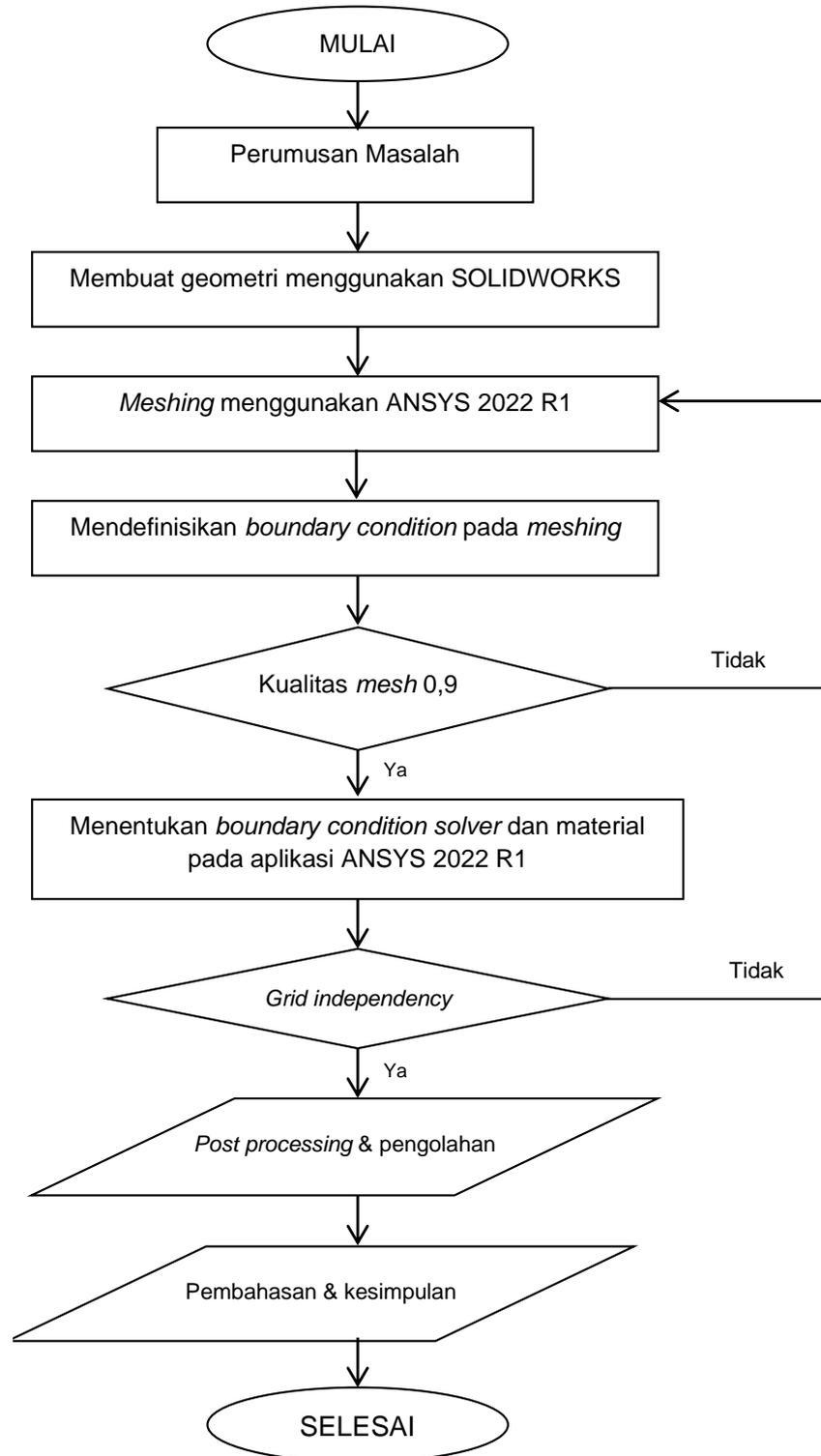
$$WHP = \text{Water Horse Power (Watt)}$$

$$BHP = \text{Break Horse Power (Watt)}$$

Sehingga didapatkan efisiensi pompa sebagai berikut:

$$\eta = \frac{0,001}{140} \times 100\% = 0,001$$

### 3.5 Diagram Alur Penelitian



**Gambar 3.9** Diagram alur penelitian

### 3.6 Alokasi Waktu Penelitian

Adapun alokasi waktu penelitian dapat dilihat pada table 3.6 sebagai berikut:

**Tabel 3. 6** Tabel Alokasi Waktu Penelitian

No	Kegiatan	Jan				Feb				Mar				Apr				May				Jun				Jul							
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4				
1	Studi Literature	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																
2	Penulisan Porposal TA	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
3	Pembuatan Geometri	■	■	■	■	■	■	■	■																								
4	Meshing dan Grid Independent Test		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
5	Simulasi dengan Variasi																					■	■	■	■	■	■	■	■				
6	Ekstrak dan Analisis Data																					■	■	■	■	■	■	■	■				
7	Penyusunan Tugas Akhir																									■	■	■	■				

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam penelitian akhir ini, simulasi tiga dimensi dilakukan untuk pompa sentrifugal dengan variasi bentuk *leading-edge* pada *impeller blade*, jumlah sudu, dan debit pompa. Analisis rinci terhadap tiga jurnal (Elyamin et al. 2019 dan Tao et al. 2018) digunakan untuk memahami kondisi *stoutlet* pompa dan memvalidasi hasil simulasi. Data yang diperoleh mencakup parameter seperti *Head actual* ( $H_a$ ), Efisiensi ( $\eta$ ), *Break Horse Power* (BHP), dan *Water Horse Power* (WHP).

Hasil simulasi menghasilkan visualisasi fenomena fluida berupa kontur tekanan statis dan vektor untuk analisis kualitatif, serta kurva *head* dan efisiensi terhadap kapasitas untuk analisis kuantitatif. Diskusi mendalam membahas hasil, dengan fokus pada analisis dan penjelasan fenomena aliran serta komponen yang mempengaruhi kinerja pompa menggunakan teori yang berlaku saat ini. Pada sumbu  $Z$  (m) = 0.003, gambar vektor dan kontur diambil pada *impeller* permukaan *midspan* dengan metode *plane surface* (*XY Plane*). Diharapkan bahwa penelitian ini akan memberikan kontribusi yang signifikan untuk pemahaman dan pengembangan pompa sentrifugal.

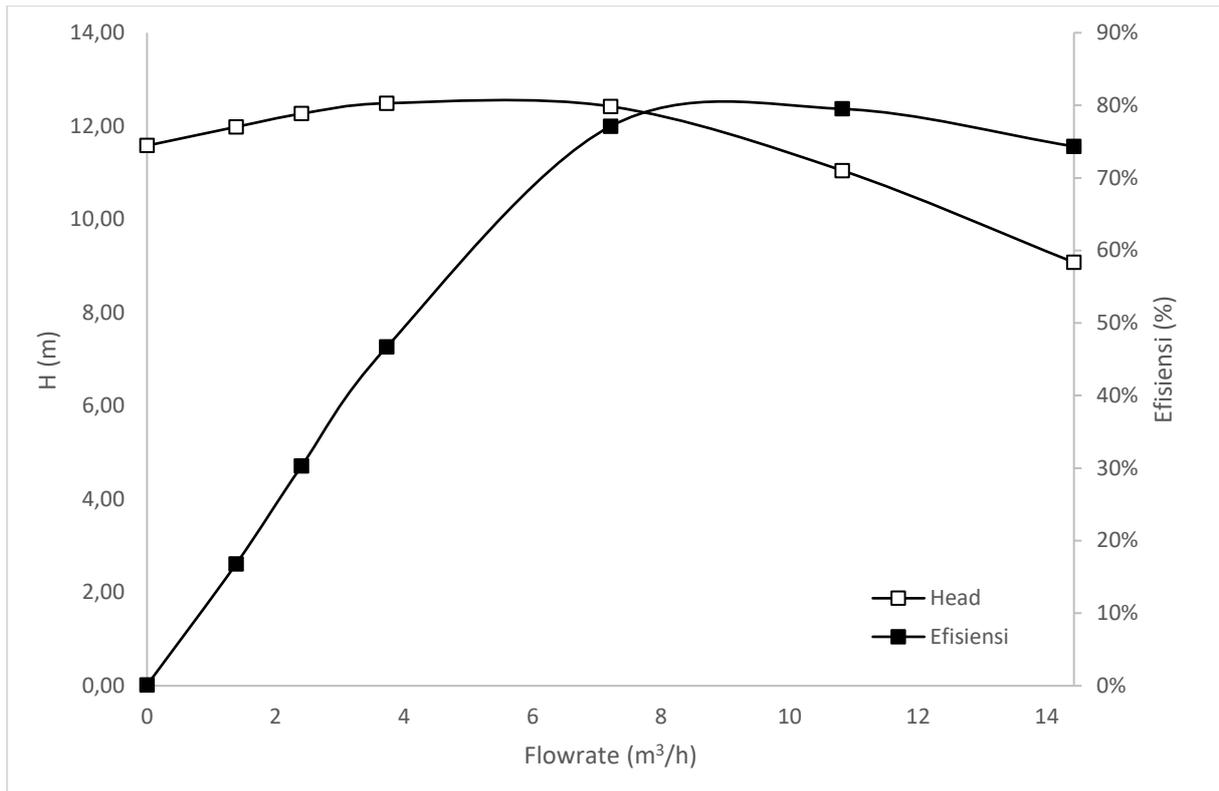
### 4.1 Analisis Hasil Simulasi Pengaruh Kapasitas pada Jumlah Sudu 6

Simulasi kondisi pompa sentrifugal dengan jumlah sudu 6 menghasilkan nilai yang selanjutnya akan digunakan untuk analisis secara kuantitatif. Setelah dilakukan perhitungan untuk memperoleh parameter yang dibutuhkan, peneliti ini menyajikan data dalam bentuk kurva *head* dan efisiensi terhadap kapasitas guna menilai karakteristik serta kinerja pompa tersebut. Selain hasil kuantitatif, simulasi juga memberikan hasil berupa kontur dan vektor untuk dianalisis secara kualitatif.

Berdasarkan gambar 4.1, nilai *head* dari pompa sentrifugal cenderung mengalami penurunan seiring dengan kenaikan kapasitas aliran. Hal ini sesuai dengan teori yang ada, dimana *impeller* dengan jenis *backward* memiliki sudut  $\beta_2$  lebih dari  $90^\circ$  yang menyebabkan nilai cotangent dari  $\beta_2$  memiliki nilai negatif dan kapasitas yang meningkat akan memberikan nilai kecepatan radial yang meningkat yang selanjutnya dapat berpengaruh terhadap nilai kecepatan relatif dan kecepatan tangensialnya. Sehingga nilai *head* yang didapat akan semakin kecil seiring dengan kenaikan kapasitas. Pada kondisi ideal, tren penurunan kurva *head* cenderung linear.

Hubungan kapasitas aliran dengan efisiensi berbanding lurus, dimana seiring meningkatnya kapasitas maka nilai efisiensi juga akan mengalami peningkatan hingga pada titik tertentu mengalami penurunan. Hal ini sesuai dengan persamaan efisiensi dimana nilai efisiensi meningkat seiring dengan kenaikan kapasitas namun nilai *head* mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya kapasitas yang menyebabkan nilai efisiensi mengalami penurunan pada kapasitas tertentu. Titik sebelum terjadi penurunan efisiensi merupakan nilai efisiensi tertinggi yang diperoleh.

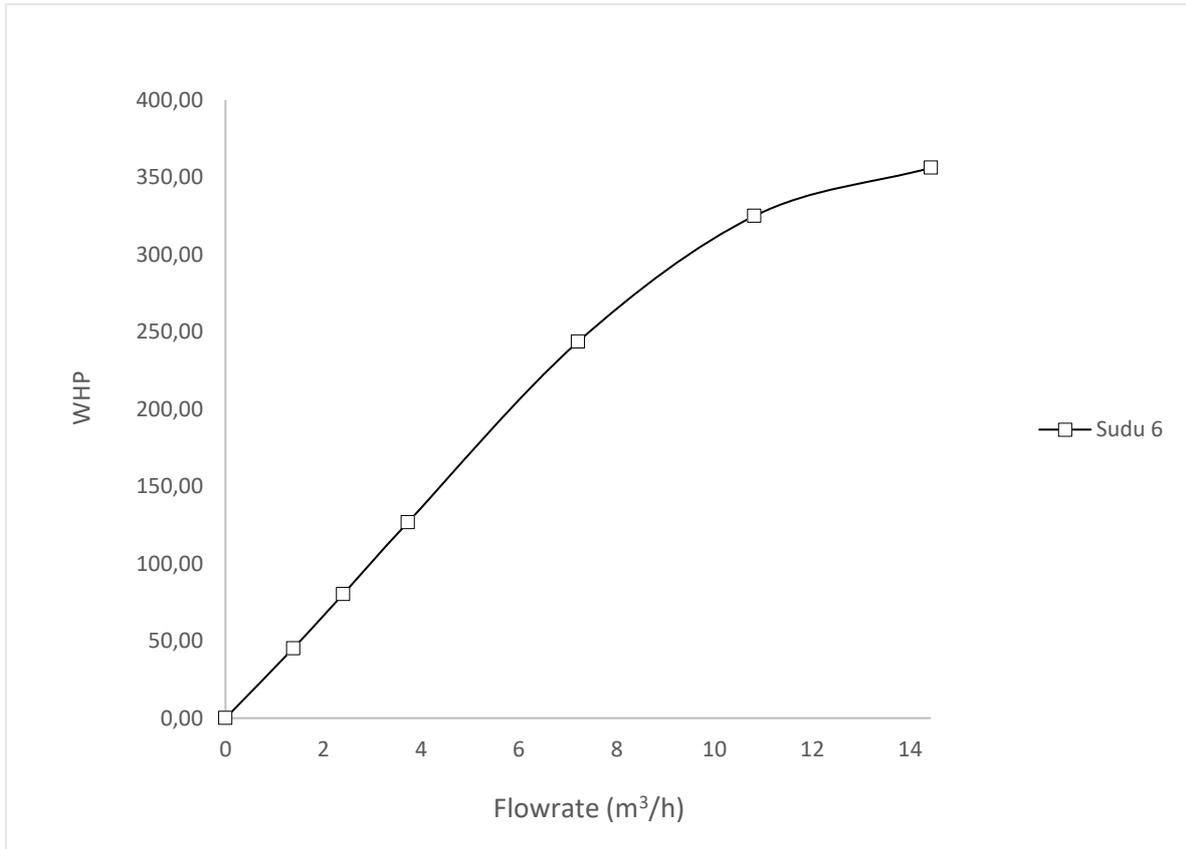
Pada kapasitas tinggi setelah titik puncak efisiensi akan terjadi penurunan efisiensi, yang mana hal ini disebabkan oleh kecepatan aliran yang semakin besar tidak selalu berarti aliran yang efisien. *Headloss* merupakan komponen kerugian aliran yang berkaitan dengan kecepatan aliran fluida, dimana besarnya memiliki kesepadanan kuadratik dari aliran kecepatan fluida, yang berarti semakin membesar kecepatan aliran maka membesar pula *headloss* yang terjadi.



**Gambar 4. 1** Grafik *Head* dan Efisiensi terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 6

Berdasarkan geometri dengan *impeller* berjumlah 6 sudu, performa pompa ditunjukkan dalam Gambar 4.1. Pada debit sebesar 10,8 m<sup>3</sup>/h, pompa mencapai efisiensi puncaknya sebesar 79,5% dengan nilai *head* mencapai 11,05 m.

Setelah nilai *head* dan efisiensi diperoleh, langkah selanjutnya adalah menghitung *Water Horse Power* (WHP) yang digunakan untuk mengukur daya kerja hidraulis pompa dalam mengalirkan fluida. Kurva pada gambar 4.2 menunjukkan tren WHP yang meningkat seiring dengan bertambahnya kapasitas aliran.



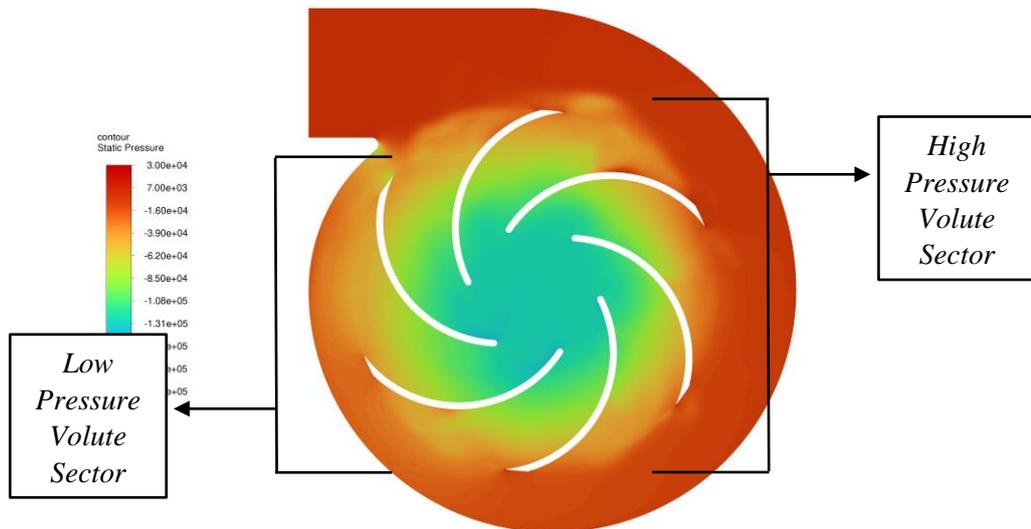
**Gambar 4. 2** WHP terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 6

Nilai *Water Horse Power* (WHP) yang diperoleh pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h, atau titik optimum, adalah 324,51 Watt. Kurva *Water Horse Power* (WHP) menunjukkan bahwa WHP meningkat seiring dengan peningkatan kapasitas aliran yang melalui pompa.

Setelah penjabaran data kuantitatif selesai, disajikan pula data kualitatif yang memberikan konteks lebih mendalam tentang fenomena aliran yang terjadi pada pompa. Data kualitatif ini diharapkan dapat mendukung hasil analisis kuantitatif yang lebih komprehensif mengenai kinerja pompa sentrifugal.

#### 4.1.1 Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 6 Kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h

Kontur tekanan statis serta vektor kecepatan relatif dapat menunjukkan fenomena aliran yang terjadi di dalam pompa sentrifugal dan pengaruhnya terhadap kinerja pompa. Gambar 4.3 dan gambar 4.4 menunjukkan kontur tekanan statis dan vektor kecepatan relatif pada kapasitas aliran 1,38 m<sup>3</sup>/h pada pompa dengan bentuk *round leading-edge blade*.

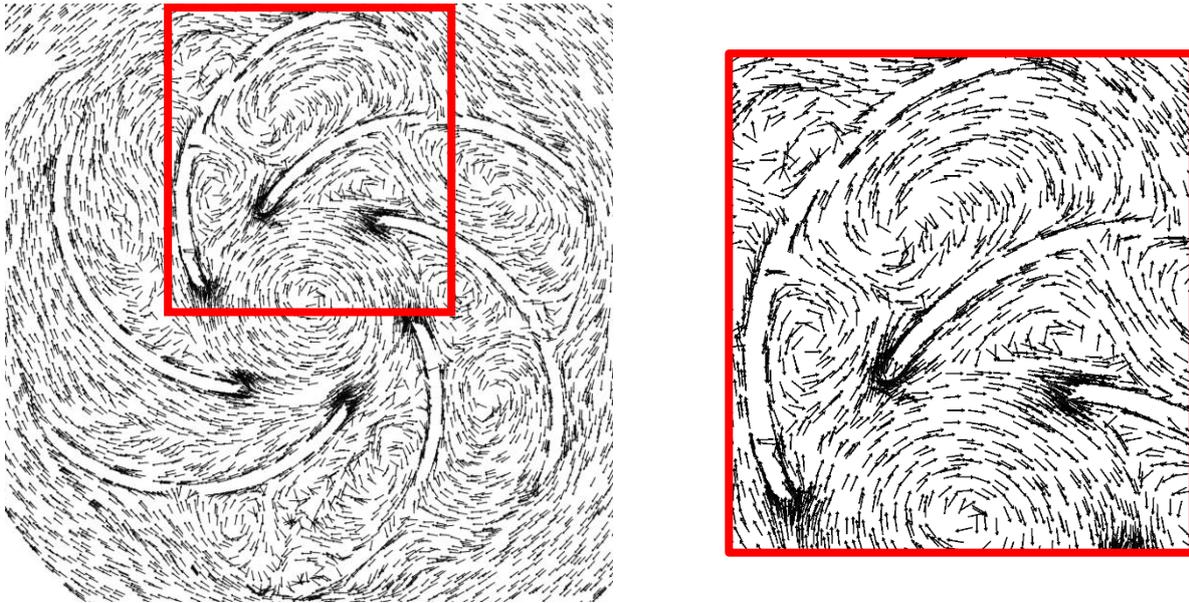


**Gambar 4. 3** Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h dengan Jumlah Sudu 6

Dari segi kontur tekanan statis, gambar di atas menunjukkan bahwa tekanan terendah pada pompa terletak di *suction* dan tekanan tertinggi berada di *discharge* pompa, di mana distribusi tekanan ini menunjukkan kontur tekanan yang cukup proporsional. Untuk meningkatkan tekanan hingga *discharge* pompa, maka *volute* yang berbentuk diffusor dengan penambahan luas penampang memiliki peranan yang penting seperti yang pada *impeller*.

Pada kondisi operasi ini, tekanan dari bagian tengah *impeller* akan naik secara bertahap ketika melalui *impeller passage*. Saat memasuki *volute*, tekanan meningkat secara bertahap juga akibat bertambahnya luas penampang yang membesar hingga *discharge*.

Kontur tekanan statis pada kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h menunjukkan gradasi tekanan rendah pada *impeller passage* yang lebih luas, yang disebabkan oleh adanya *vortex*. Area bertekanan rendah di antara sudu *impeller* disebabkan oleh aliran berpusaran (Prawito, 2019). Selain itu, pada kapasitas rendah terdapat gradasi tekanan yang kurang teratur di bagian *volute*, yang disebabkan oleh *dynamic pressure* aliran yang rendah berhadapan dengan *low pressure volute sector*. Akibatnya, aliran akan mengalir pada *impeller passage* dengan pola aliran yang stabil dan terjadi peningkatan aliran pada *impeller passage* tersebut, sehingga tekanan *volute* setelah *impeller passage* akan lebih rendah dibandingkan *impeller passage* lainnya.



**Gambar 4. 4** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan Jumlah Sudu 6

Fenomena aliran pada *impeller passage* pompa dapat berdampak pada nilai *head* dan efisiensi yang dihasilkan oleh pompa. Gambar 4.4 di atas menunjukkan vektor kecepatan relatif pada pompa dengan kapasitas  $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan bentuk *leading-edge* yang *round*. Pada gambar tersebut, terlihat fenomena-fenomena aliran yang terjadi pada beberapa *passage*, di mana muncul beberapa gangguan aliran seperti *vortex*, separasi, serta *backflow*.

Pompa dengan kapasitas aliran yang rendah memiliki kecepatan aliran yang rendah, sehingga *dynamic pressure* aliran juga rendah. *Dynamic pressure* rendah mengakibatkan aliran tidak dapat mengatasi *back pressure* pada *passage* yang berhadapan dengan *high pressure volute sectors*, atau secara singkat adanya perbedaan tekanan tinggi antara *outlet impeller* dan *volute* pada *passage* tersebut yang tidak dapat diatasi oleh aliran berkapasitas rendah.

Selain itu, adanya divergensi akibit lengkung *impeller blade* juga akan menghadapi *adverse pressure* dengan adanya kenaikan tekanan dari *passage* menuju *volute*. Akibatnya, terdapatnya *vortex* yang muncul di daerah belakang *passage impeller*. *Vortex* ini dapat mendesak ke depan menuju *leading-edge*. Kemudian, di dekat daerah *leading-edge* pada beberapa *passage* terdapat *vortex* dari separasi *leading-edge*. Pada kapasitas aliran rendah, aliran cenderung memasuki *passage* dengan *negative angle of attack*, sehingga aliran yang terseparasi pada *leading-edge upper side* akan membentuk *vortex* di bagian depan *passage*.

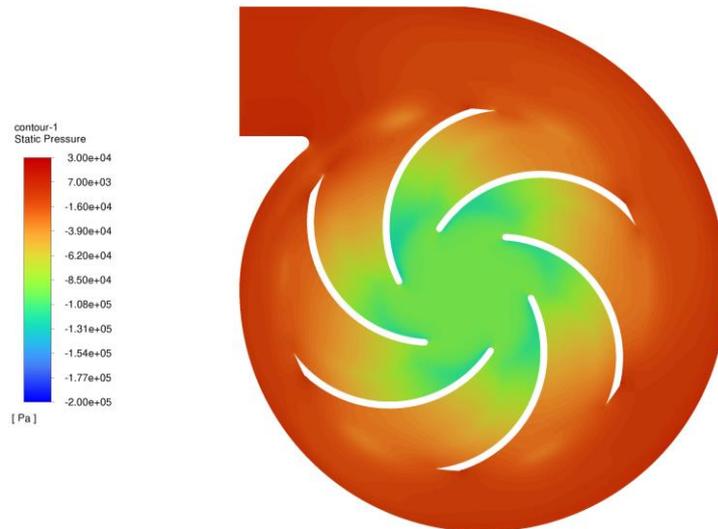
*Vortex* yang muncul pada *impeller passage* tersebut akan menimbulkan blockage pada aliran, sehingga aliran akan sukar mengalir. Penghambatan akibat *vortex* menyebabkan aliran terperangkap di dalam *passage*. Pada situasi ini, dianggap pompa berada pada keadaan stall, di mana terdapat area pada pompa yang mengalami stagnasi aliran.

Sebaliknya, pada *impeller* yang berhadapan dengan *passage volute* yang sempit atau disebut *low pressure volute sector*, terlihat bahwa kondisi aliran memiliki perbedaan yang cukup signifikan dibandingkan dengan *passage* lainnya. Terlihat bahwa aliran fluida pada *passage* tersebut memiliki pergerakan aliran yang cukup efisien. Hal ini disebabkan karena *dynamic pressure* aliran yang mengalir pada *passage* yang berhadapan dengan *low pressure volute sectors* dapat mengatasi *back pressure* pada *outlet impeller*. Dengan demikian, aliran tidak mengalami gangguan seperti pada *impeller* yang berhadapan dengan *passage volute* yang luas, sehingga aliran dapat mengalir keluar menuju *volute* dengan lancar.

Akibat beberapa gangguan aliran yang dialami pada beberapa *passage*, pompa dengan kapasitas rendah ( $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$ ) terhitung memperoleh nilai efisiensi yang sangat rendah, yaitu hanya 16,8%.

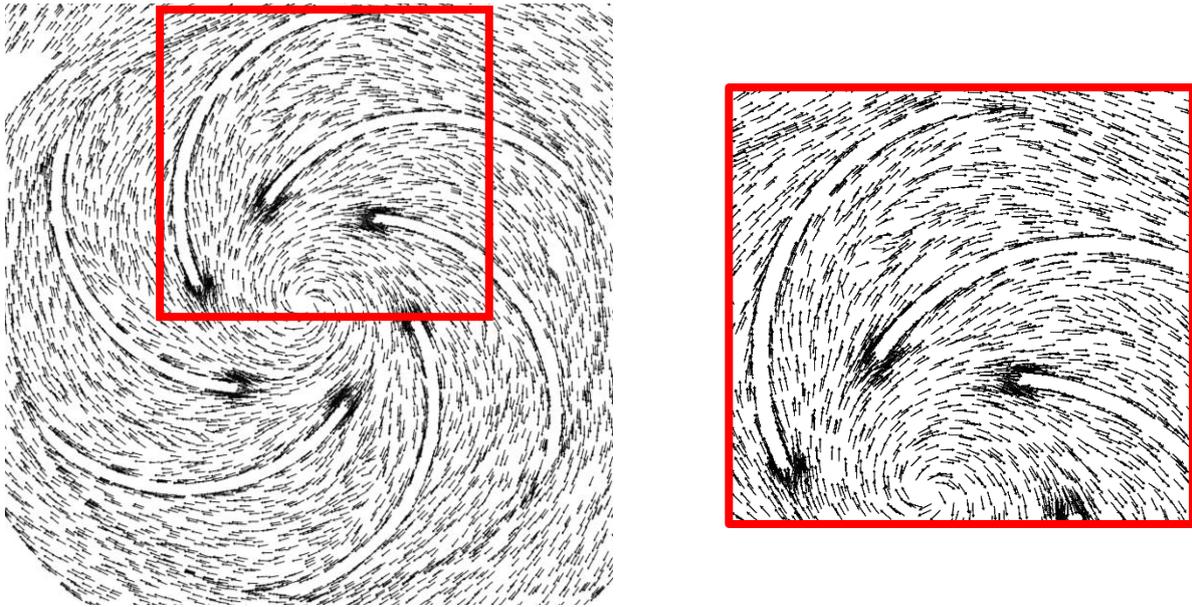
#### 4.1.2 Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 6 Kapasitas $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$

Kontur tekanan statis serta vektor kecepatan realtif pada pompa sentrifugal 6 buah sudu dengan kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  dan *leading-edge* yang berbentuk *round* dapat ditunjukkan pada gambar 4.5 dan 4.6 dibawah ini.



**Gambar 4. 5** Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan Jumlah Sudu 6

Pada kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , distribusi tekanan statis di seluruh area *volute* tampak teratur dan merata. Ini menunjukkan bahwa pada kapasitas tinggi, *dynamic pressure* aliran cukup kuat untuk mengatasi *back pressure* akibat *low pressure volute sector* dan *high pressure volute sector*, memungkinkan aliran mengalir teratur melalui semua *passage* menuju *volute*. Berdasarkan kontur tekanan statis, tekanan meningkat secara bertahap hingga mencapai tekanan maksimal di bagian keluaran pompa. Tekanan terendah di *inlet impeller* terjadi karena percepatan aliran saat memasuki *impeller*, di mana energi kinetik diubah menjadi energi tekanan ketika aliran melalui *impeller*.



**Gambar 4. 6** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan Jumlah Sudu 6

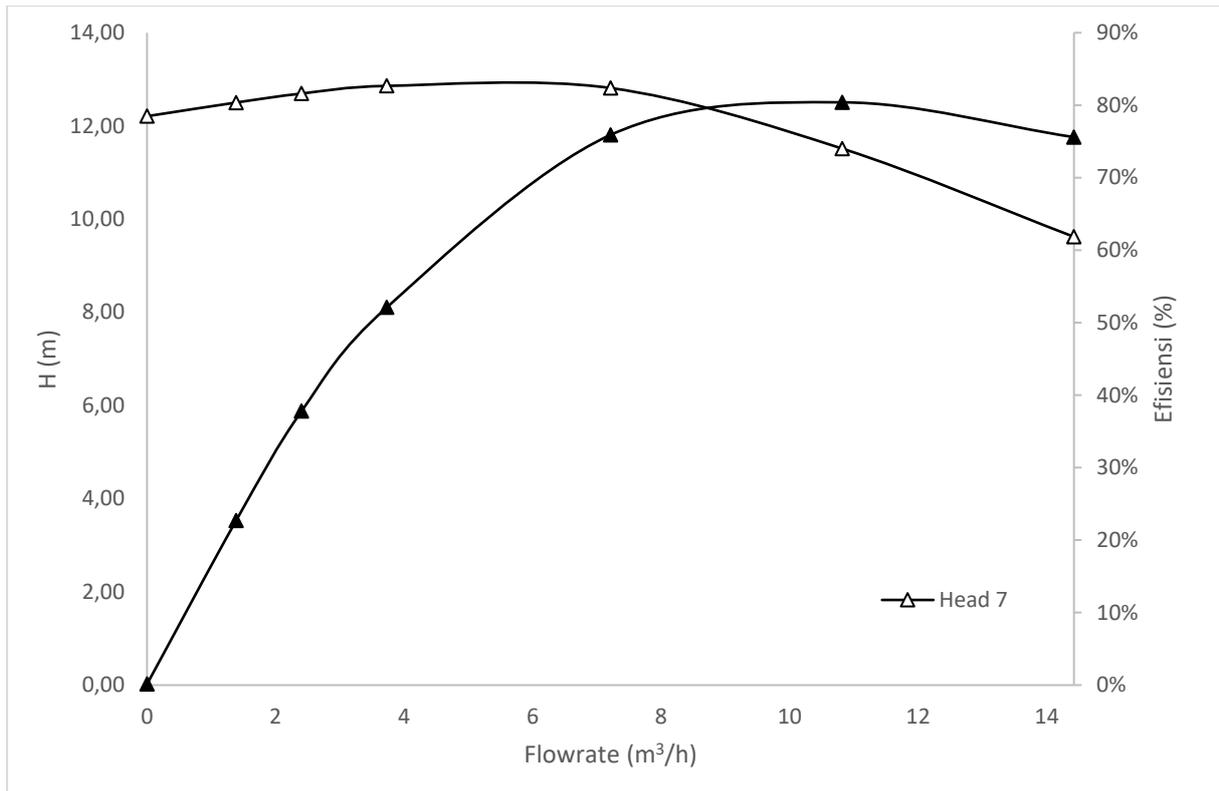
Gambar di atas menunjukkan vektor pada kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , yang merupakan titik efisiensi tertinggi pada pompa sentrifugal dengan *leading-edge* berbentuk *round*. Vektor ini memperlihatkan perbedaan yang sangat signifikan dibandingkan dengan pompa pada kapasitas yang lebih rendah. Pada kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , fenomena aliran seperti *vortex*, separasi, dan *backflow* menghilang.

Kondisi aliran yang lebih baik ini disebabkan oleh *dynamic pressure* yang semakin kuat pada kapasitas tinggi. *dynamic pressure* yang kuat ini memungkinkan aliran mengatasi ada nya tekanan balik dari *high pressure volute sectors* dan juga *low pressure volute sectors*. Akibatnya, *vortex* di bagian belakang *impeller passage* menghilang dan aliran tidak mengalami *blockage effect*. Selain itu, pada kapasitas tinggi, aliran yang memasuki *impeller passage* diperkirakan mengalir dengan positif *angle of attack*, sehingga *vortex* di dekat *leading-edge* yang rentan terjadi pada kapasitas rendah tidak muncul pada kapasitas tinggi.

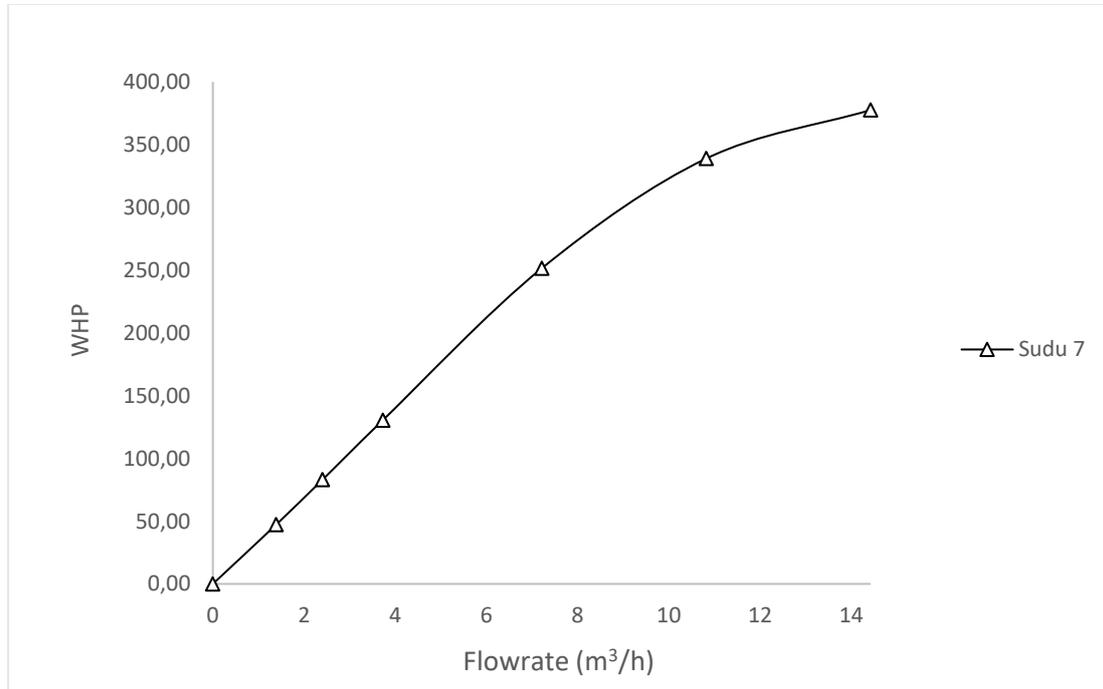
#### 4.2 Analisis hasil simulasi pengaruh kapasitas pada jumlah sudu 7

Setelah menganalisis geometri dengan jumlah sudu 6, simulasi dilakukan dengan jumlah sudu 7 pada pompa sentrifugal untuk mendapatkan nilai-nilai yang kemudian dianalisis secara kuantitatif. Parameter yang diperoleh dari perhitungan tersebut kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik, dan setiap grafik dianalisis secara mendalam.

Pada Gambar 4.7, nilai *head* dari pompa sentrifugal dengan variasi jumlah sudu 7 menunjukkan hasil yang serupa dengan *impeller* yang memiliki 6 sudu. Pada kapasitas nol ( $0,000036 \text{ m}^3/\text{h}$ ) hingga kapasitas aliran rendah ( $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$ ), nilai *head* mengalami peningkatan sebelum akhirnya menurun sesuai dengan teori yang ada. Sebagaimana dijelaskan dalam sub-bab sebelumnya, *impeller* dengan tipe *backward* memiliki sudut  $\beta_2$  lebih dari  $90^\circ$ , yang menyebabkan nilai cotangent dari  $\beta_2$  negatif. Peningkatan kapasitas menyebabkan peningkatan kecepatan radial, yang kemudian mempengaruhi kecepatan relatif dan kecepatan tangensial. Akibatnya, nilai *head* yang diperoleh akan semakin kecil seiring dengan peningkatan kapasitas. Efisiensi pompa dengan variasi jumlah sudu sebanyak 7 juga meningkat seiring dengan meningkatnya kapasitas aliran, namun pada titik tertentu mengalami penurunan.



**Gambar 4. 7** Grafik *Head* dan Efisiensi terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 7



**Gambar 4. 8** Grafik WHP terhadap Kapasitas Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 7

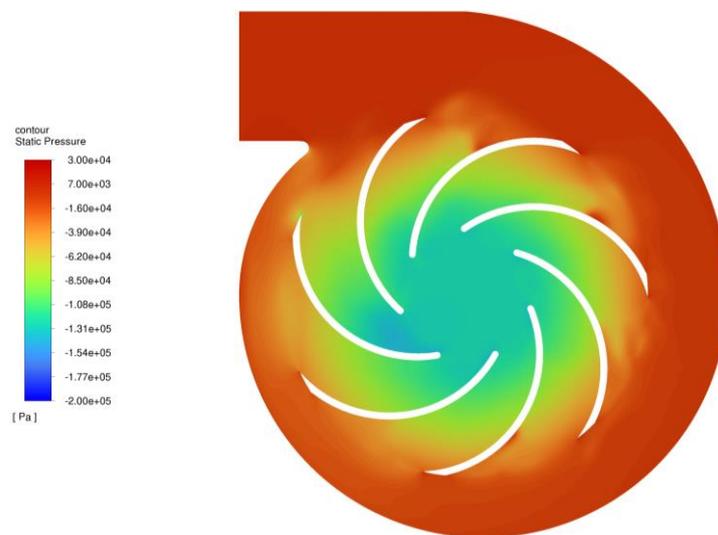
Setelah mendapatkan nilai *head* dan efisiensi, langkah selanjutnya adalah melakukan perhitungan untuk menentukan nilai *Water Horse Power* (WHP), yang digunakan untuk

mengukur daya kerja hidrolik pompa dalam mengalirkan fluida. Kurva dari Gambar 4.8 menunjukkan tren peningkatan WHP seiring dengan peningkatan kapasitas aliran.

Setelah data kuantitatif dijabarkan, disajikan pula data kualitatif yang memberikan konteks lebih mendalam mengenai fenomena aliran yang terjadi pada pompa. Data kualitatif ini diharapkan dapat memberikan dukungan tambahan untuk analisis kuantitatif yang lebih komprehensif terkait dengan performa pompa sentrifugal.

#### 4.2.1 Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 7 Kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h

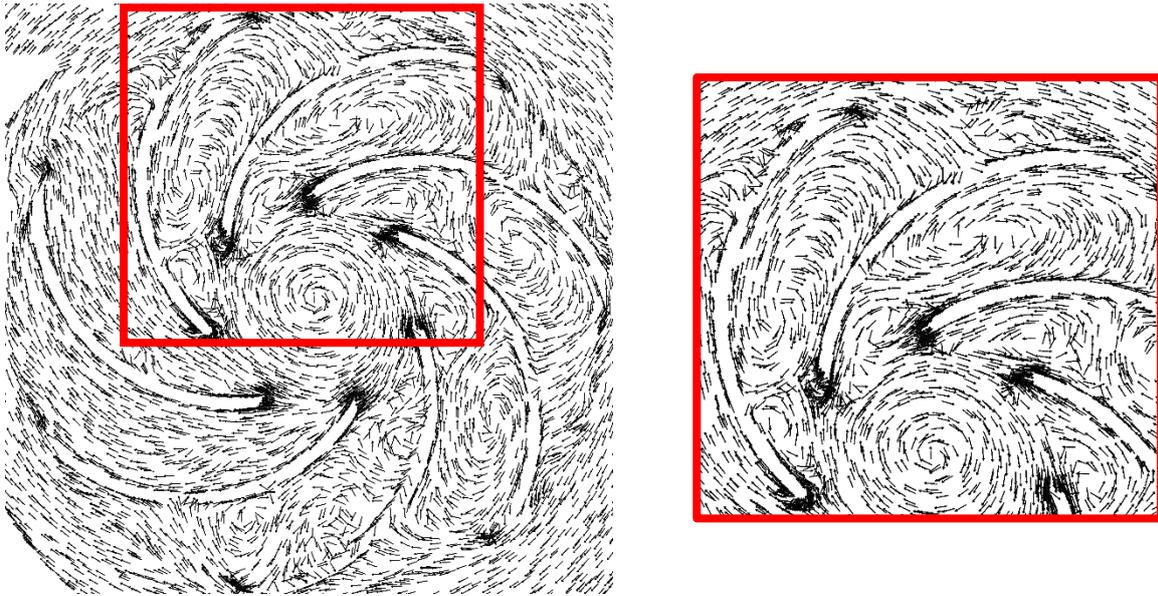
Gambar 4.9 dan 4.10 menunjukkan kontur tekanan statis serta vektor kecepatan realtif untuk pompa sentrifugal dengan kapasitas aliran 1,38 m<sup>3</sup>/h, masing-masing menunjukkan pengaruh kontur tekanan statis dan vektor kecepatan realtif terhadap kinerja pompa.



**Gambar 4. 9** Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h dengan Jumlah Sudu 7

Dalam hal kontur tekanan, sisi *suction* memiliki tekanan terendah dan sisi *discharge* memiliki tekanan tertinggi. Distribusi tekanan menunjukkan kontur tekanan yang cukup proporsional. Tekanan di bagian tengah *impeller* meningkat secara bertahap saat *impeller* memasuki *volute* karena luas penampang yang lebih besar. Fungsi diffusor ini sangat penting untuk membantu pompa menaikkan tekanan dari sisi *suction* hingga *discharge*.

Menurut Prawito (2019), aliran dengan kapasitas rendah menciptakan *vortex* di antara sudu *impeller*, menyebabkan area bertekanan rendah di antara sudu *impeller*. Selain itu, bagian *volute* memiliki gradasi tekanan yang kurang teratur pada kapasitas rendah karena *dynamic pressure* aliran yang rendah berhadapan dengan *low pressure volute sector*. Akibatnya, aliran mengalir melalui *impeller passage* dengan pola aliran yang stabil, dan tekanan *volute* setelah *impeller passage* akan lebih rendah dibandingkan *impeller passage* lainnya.



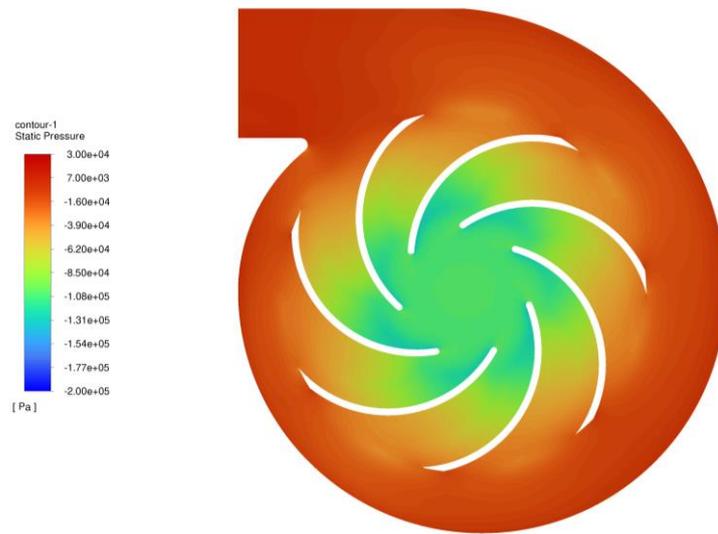
**Gambar 4. 10** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h dengan Jumlah Sudu 7

Gambar vektor di atas menunjukkan kondisi aliran pada beberapa *impeller passage*. Beberapa *passage* memiliki gangguan aliran seperti *vortex*. *Vortex* yang muncul terbagi menjadi dua bagian: *vortex* di daerah *leading-edge* dan *vortex* di daerah belakang *passage*. Disebabkan oleh *dynamic pressure* aliran pada kapasitas ini, *vortex* yang muncul pada *passage* tidak dapat mengatasi *back pressure* pada bagian *passage* yang berhadapan dengan *high pressure volute sector*. Oleh karena itu, ketika aliran yang mengalir melalui *passage* tersebut terpusar kembali sebagai akibat dari perbedaan tekanan tinggi yang terjadi antara area *outlet impeller* dengan *volute*. Selain itu, divergensi aliran yang dihasilkan oleh lengkung *impeller* juga menghadapi tekanan yang bertentangan. Akibatnya, *vortex* terbentuk dari tengah *passage* hingga belakang *passage*. Ini meningkatkan kekuatan *vortex*. *Vortex* kedua muncul dengan pola yang lebih kecil di area *leading-edge*. Diduga karena separasi pada sisi bawah *leading-edge*, aliran memasuki *impeller passage* dengan *negative angle of attack*.

Namun, kondisi aliran pada *impeller passage* yang berhadapan dengan *low pressure volute sectors* menunjukkan pergerakan yang lebih lancar dibandingkan dengan *passage* lainnya. Ini menunjukkan bahwa *dynamic pressure* aliran pada *impeller passage* tersebut dapat mengatasi *back pressure* pada *outlet impeller* karena *passage* berhadapan dengan area *volute* dengan tekanan rendah dibandingkan dengan area *volute* lainnya. Akibatnya, intensitas *vortex* yang kuat pada kapasitas ini ditunjukkan oleh *vortex* akibat *high pressure volute* dan divergensi yang mendesak ke depan akan berdampak pada nilai efisiensi pompa yang sangat rendah, yaitu 22,7%.

#### 4.2.2 Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 7 Kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h

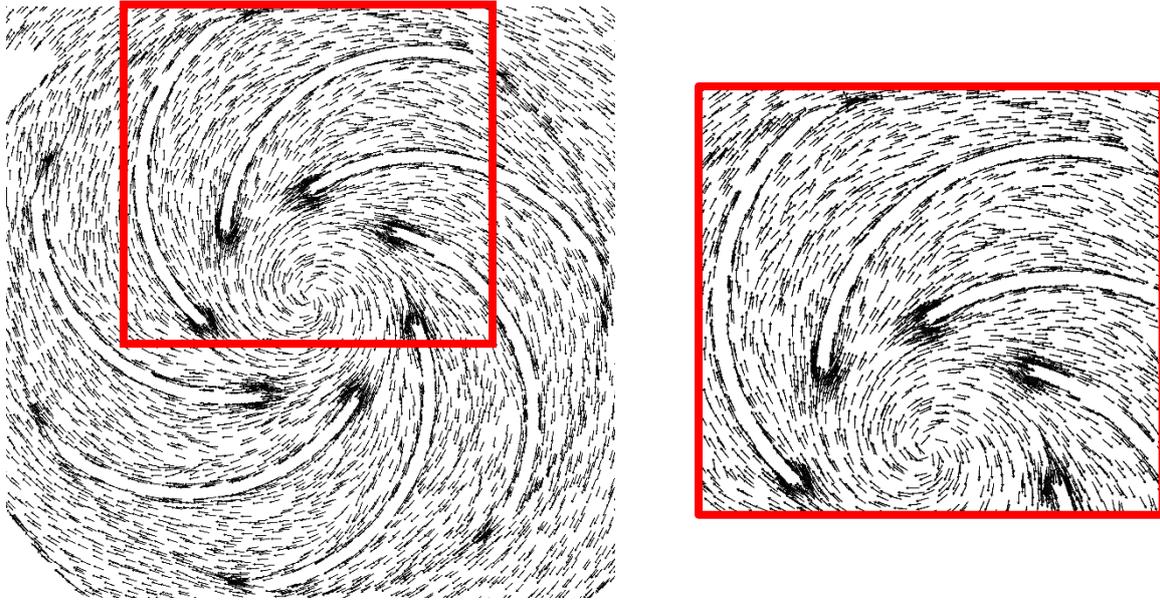
Kontur tekanan statis dan vektor kecepatan relatif untuk pompa dengan jumlah sudu 7 serta kapasitas aliran 10,8 m<sup>3</sup>/h ditunjukkan pada Gambar 4.11 dan 4.12.



**Gambar 4. 11** Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h dengan Jumlah Sudu 7

Tekanan terendah pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h terletak di bagian *leading-edge impeller* karena separasi aliran saat aliran memasuki *passage* dan energi kinetik aliran diubah menjadi energi tekanan saat aliran melalui *impeller*. Saat aliran memasuki *impeller*, bagian pusat *impeller* memiliki tekanan yang lebih tinggi, yang kemudian turun saat aliran memasuki *impeller* dan kemudian naik secara bertahap sampai aliran keluar. Selain itu, tekanan pompa yang paling tinggi terletak pada bagian *discharge*. Gradasi tekanan pada kapasitas tinggi menunjukkan bahwa kapasitas tinggi memiliki *dynamic pressure* aliran yang dapat mengatasi *back pressure* pada bagian *high* dan *low pressure volute sector*. Akibatnya, aliran dapat melalui *passage* dan menciptakan tekanan yang merata di seluruh area *volute*.

Kedua kondisi aliran pada kapasitas tertentu akan berangsur-angsur membaik seiring dengan peningkatan kapasitas dan efisiensi. Nilai *head* pada kapasitas tinggi sebesar 10,8 m<sup>3</sup>/h memiliki nilai efisiensi tertinggi, tetapi nilai *head* yang lebih tinggi diikuti oleh nilai efisiensi yang lebih rendah karena intensitas *vortex* dan separasi yang meningkat, sehingga *losses* juga meningkat dan berdampak pada nilai efisiensi yang lebih rendah. Dapat dilihat bagaimana efisiensi pompa meningkat dari 22,7% pada kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h hingga 80,4% pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h.



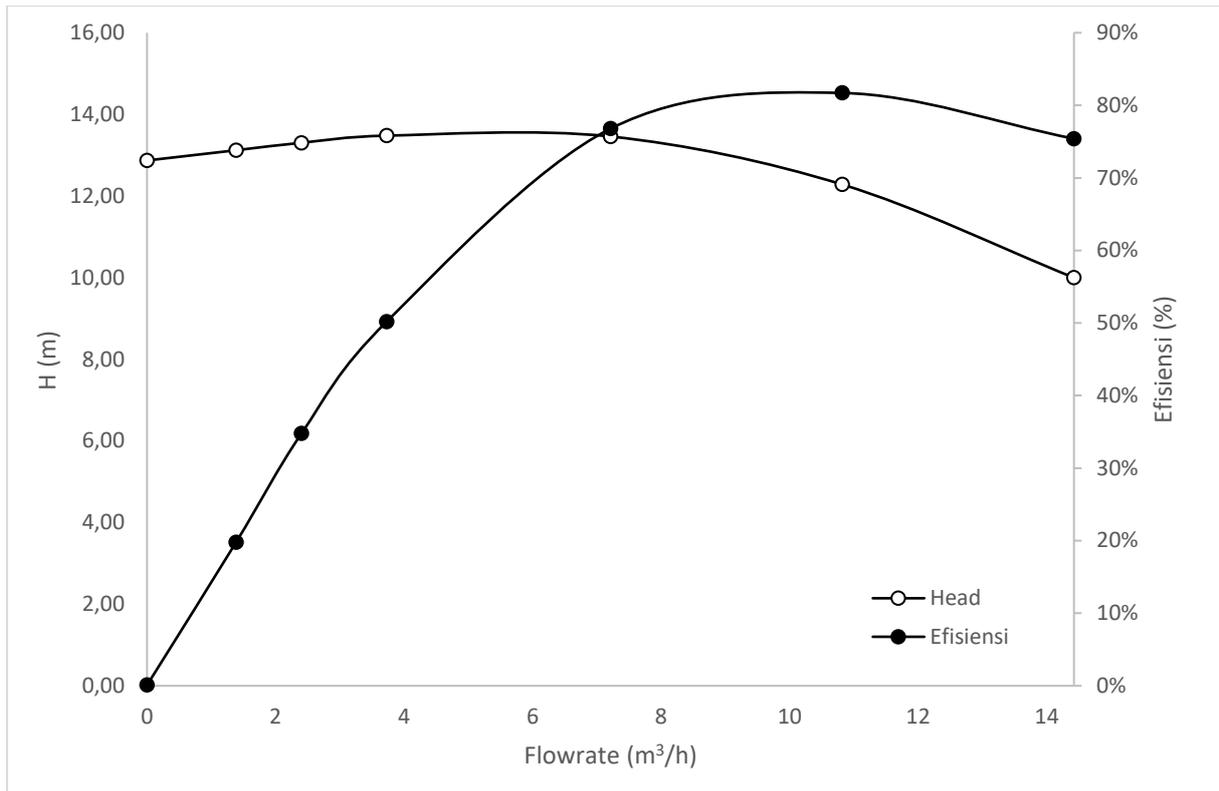
**Gambar 4. 12** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan Jumlah Sudu 7

Gambar di atas menunjukkan vektor kecepatan relatif pompa sentrifugal dengan kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , atau titik efisiensi tertinggi, dibandingkan dengan pompa dengan kapasitas di bawahnya. vektor di atas menunjukkan perbedaan yang signifikan antara keduanya. Fenomena aliran seperti *vortex*, separasi, dan *backflow* yang menghilang dapat diamati pada kecepatan  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Dengan kapasitas tinggi, aliran memiliki *dynamic pressure* yang lebih besar, sehingga aliran dapat mengatasi adanya *back pressure* dari *high volute low pressure volute sector*. Ini menyebabkan kondisi aliran yang lebih tertuntun. Oleh karena itu, *vortex* di bagian belakang *passage* akan hilang dan *passage* tidak mengalami *blockage effect*. Selain itu, aliran yang memasuki *passage* diduga mengalir dengan *positive angle of attack*, sehingga *vortex* di dekat *leading-edge* yang rentan pada kapasitas rendah tidak terlihat pada kapasitas tinggi.

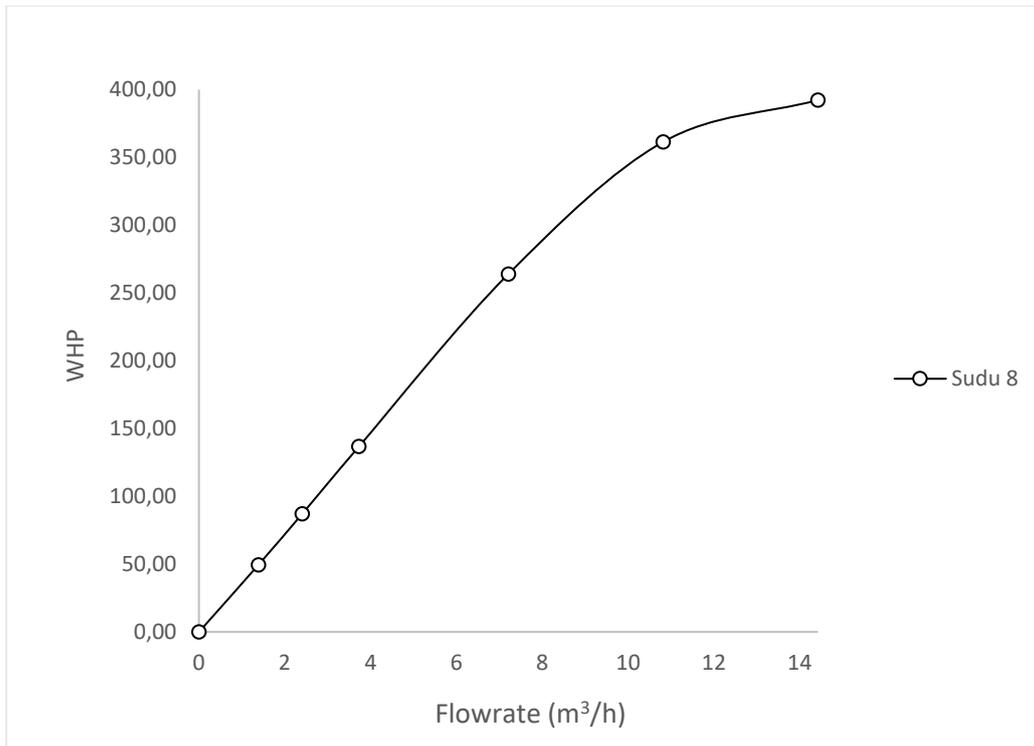
#### 4.3 Analisis hasil simulasi pengaruh kapasitas pada jumlah sudu 8

Setelah analisis dilakukan pada pompa sentrifugal dengan jumlah sudu 7, simulasi dilakukan dengan mengubah jumlah sudu pompa sentrifugal dengan 8 buah sudu dan menghasilkan nilai yang digunakan untuk analisis kuantitatif. Setelah perhitungan dilakukan untuk menemukan parameter yang dibutuhkan, parameter tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik dan dilakukan analisis pada setiap grafik yang dihasilkan.



**Gambar 4. 13** Grafik *Head* dan Efisiensi Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 8

Gambar 4.13 menunjukkan nilai *head* pompa sentrifugal dengan variasi jumlah sudu 6,7 dan 8 menunjukkan hasil yang serupa. Nilai *head* meningkat mulai dari kapasitas nol (0,000036 m<sup>3</sup>/h) hingga kapasitas aliran rendah (1,38 m<sup>3</sup>/h), tetapi sesuai dengan teori yang ada, nilai *head* akhirnya turun. *impeller* dengan jenis *backward* memiliki sudut  $\beta_2$  lebih dari 90° yang menyebabkan nilai cotangent dari  $\beta_2$  memiliki nilai negatif. Dengan demikian, nilai kecepatan radial meningkat, yang berdampak pada nilai kecepatan relatif dan tangensialnya. Dengan demikian, nilai efisiensi pompa dengan jumlah sudu 8 juga meningkat seiring dengan peningkatan kapasitas aliran, tetapi pada titik tertentu juga menurun. *Head* yang didapatkan pada efisiensi tertinggi yaitu sebesar 12,28 m.

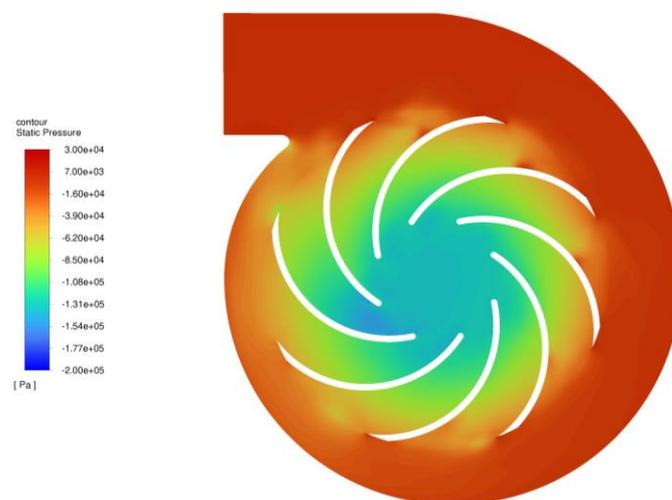


**Gambar 4. 14** WHP Pompa Sentrifugal dengan Jumlah Sudu 8

Setelah memperoleh nilai *head* dan efisiensi, perhitungan dapat dilakukan untuk menghitung nilai *Water Horse Power* (WHP). WHP digunakan untuk mengukur daya kerja hidrolis pompa dalam mengalirkan fluida. Gambar 4.14 menunjukkan trendline WHP meningkat seiring dengan peningkatan kapasitas aliran. Setelah penjabaran data kuantitatif, data kualitatif menawarkan konteks lebih lanjut tentang fenomena aliran yang terjadi pada pompa. Hasil analisis kuantitatif yang lebih memahami tentang kinerja pompa sentrifugal diharapkan dapat didukung oleh data kualitatif ini.

#### 4.3.1 Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 8 Kapasitas 1,38 m³/h

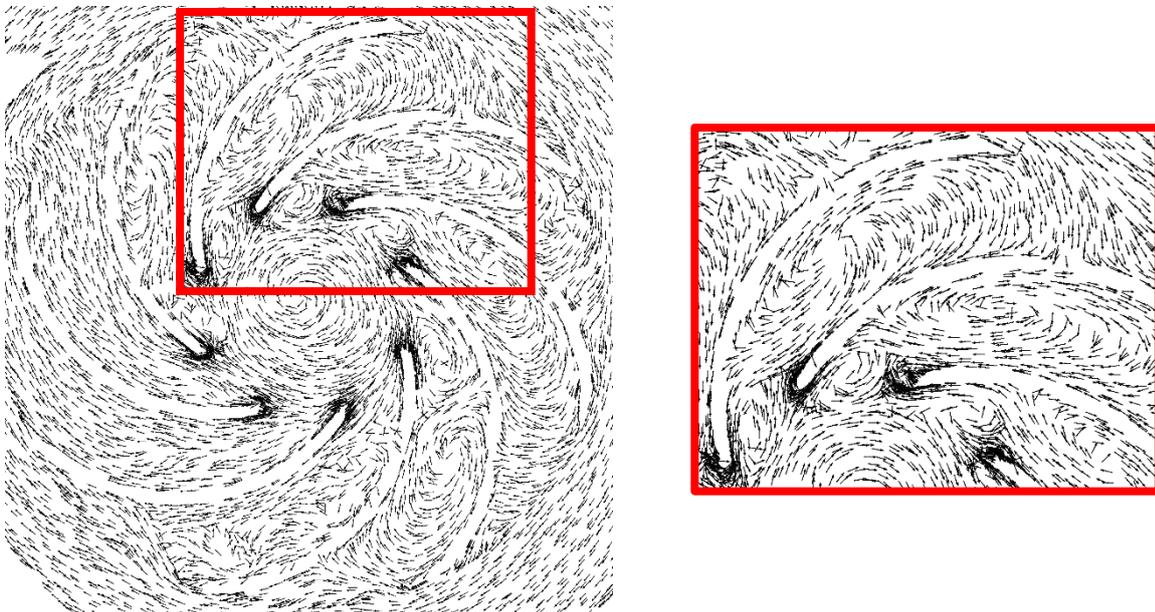
Kontur tekanan statis dan vektor kecepatan relatif untuk pompa dengan *round leading-edge* ditunjukkan pada gambar 4.15 dan 4.16.



**Gambar 4. 15** Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 1,38 m³/h dengan Jumlah Sudu 8

Kontur tekanan statis, seperti yang ditunjukkan pada gambar di atas, menunjukkan bahwa tekanan terendah pada pompa berada di *suction* dan tekanan tertinggi di *discharge*. Distribusi tekanan ini menunjukkan kontur tekanan yang cukup proporsional. *Volute* yang berbentuk diffusor dengan penambahan luas penampang memainkan peran penting dalam meningkatkan tekanan hingga *discharge* pompa. Dalam kondisi operasi ini, tekanan dari bagian tengah *impeller* akan meningkat secara bertahap seiring dengan pergerakan *impeller* melalui *volute* karena luas penampang yang lebih besar.

Dengan kapasitas  $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$ , kontur tekanan statis menunjukkan gradasi tekanan yang lebih rendah di bagian *impeller* yang lebih luas karena adanya *vortex*. Selain itu, di bagian *volute* dengan kapasitas rendah, ada gradasi tekanan yang kurang teratur di bagian *low pressure volute sector* karena *dynamic pressure* aliran yang rendah jika dibandingkan dengan bagian *low pressure volute sector*. Akibatnya, aliran akan mengalir melalui *impeller passage* dengan pola aliran yang stabil dan memiliki aliran yang lebih besar melalui *impeller passage*. Akibatnya, tekanan *volute* setelah *impeller passage* akan lebih rendah dibandingkan dengan *impeller passage* lainnya.



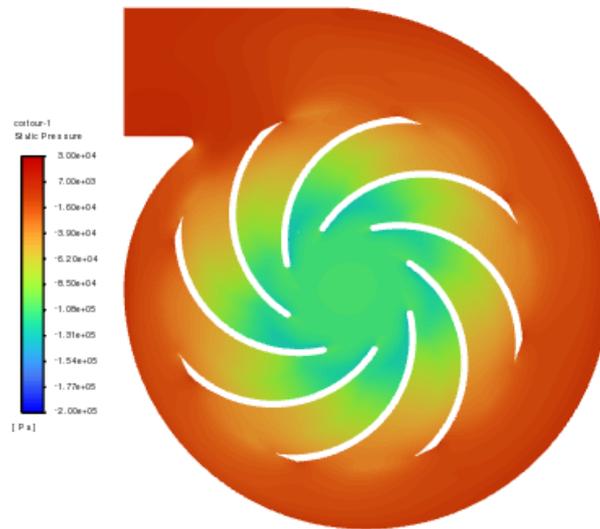
**Gambar 4. 16** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan Jumlah Sudu 8

Nilai *head* dan efisiensi pompa dipengaruhi oleh fenomena aliran yang terjadi di *impeller passage*. Pada pompa dengan kapasitas  $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$  dan *round leadin-edge*, vektor kecepatan relatif ditunjukkan pada Gambar 4.16. Beberapa gangguan aliran terlihat, seperti *vortex*, separasi, dan *backflow*.

Kapasitas aliran rendah yang berarti kecepatan dan *dynamic pressure* aliran rendah. Akibatnya, aliran tidak dapat mengatasi *back flow* pada bagian *volute* yang bertekanan tinggi. Adanya divergensi lengkung *blade impeller* juga akan menghadapi *adverse pressure* dengan adanya kenaikan tekanan dari *passage* menuju *volute*, *vortex* muncul di belakang *passage impeller* dan mendesak ke depan menuju *leading-edge*. Akibatnya, aliran terperangkap dalam *passage*.

### 4.3.2 Analisis Fenomena Aliran pada Jumlah Sudu 8 Kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h

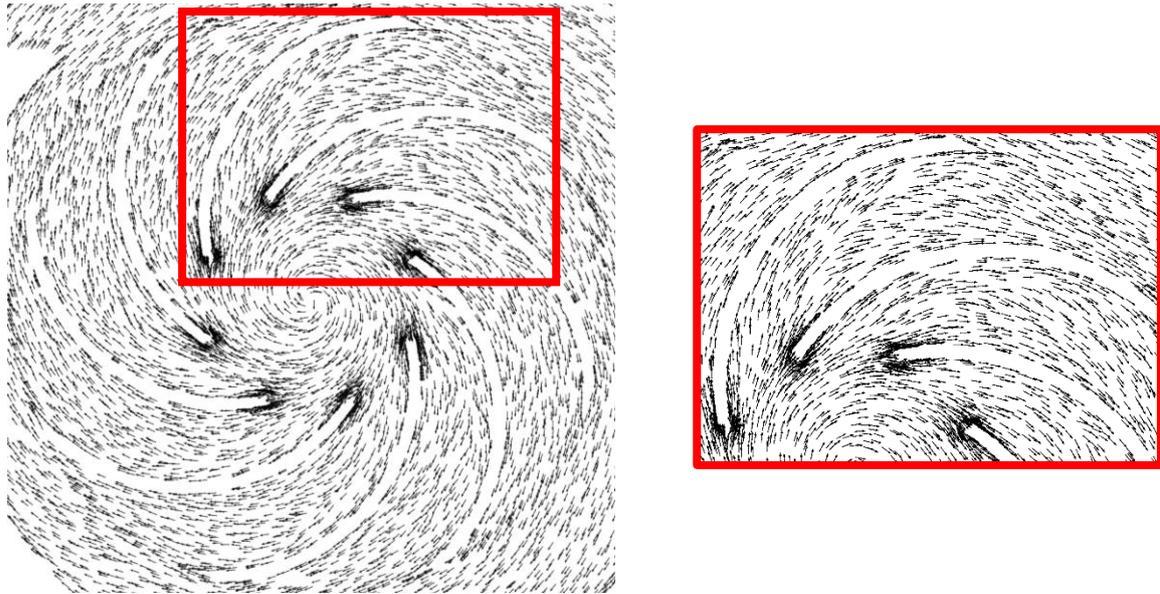
Gambar 4.17 dan 4.18 di bawah ini menunjukkan kontur tekanan statis dan vektor kecepatan relatif pada pompa sentrifugal 8 sudu dengan kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h dan *round leading-edge blade*.



**Gambar 4. 17** Kontur Tekanan Statis pada Kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h dengan Jumlah Sudu 8

Pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h, distribusi tekanan statis di seluruh area *volute* teratur dan merata. Hal ini menunjukkan bahwa pada kapasitas tinggi, *dynamic pressure* aliran cukup kuat untuk mengatasi *back flow* dari sektor *volute* bertekanan rendah dan tinggi, memungkinkan aliran mengalir dengan lancar melalui semua *passage* menuju *volute*. Tekanan meningkat secara bertahap hingga mencapai maksimal di *outlet* pompa, dengan tekanan terendah di *inlet impeller* karena percepatan aliran yang mengubah energi kinetik menjadi energi tekanan berada pada area tersebut.

Kedua kondisi aliran menunjukkan peningkatan kapasitas dan efisiensi. Pada kapasitas rendah, seperti 1,38 m<sup>3</sup>/h, nilai *head* lebih tinggi tetapi efisiensi lebih rendah karena intensitas *vortex* dan separasi yang meningkat, sehingga menghasilkan *losses*. Namun, pada kapasitas tinggi, seperti 10,8 m<sup>3</sup>/h, hilangnya *vortex* dalam aliran meningkatkan efisiensi. Dengan *leading-edge round*, efisiensi pompa meningkat sebesar 19,8% pada kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h menjadi 81,7% pada 10,8 m<sup>3</sup>/h.



**Gambar 4. 18** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  dengan Jumlah Sudu 8

Gambar 4.18 menunjukkan vektor kecepatan relatif untuk pompa sentrifugal dengan kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  pada titik efisiensi tertinggi. Vektor ini menunjukkan perbedaan yang signifikan jika dibandingkan pada kapasitas rendah. Fenomena aliran pada kapasitas rendah seperti *vortex*, separasi, dan *backflow* menghilang pada kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Kapasitas tinggi memiliki *dynamic pressure* yang lebih besar, yang memungkinkan aliran untuk mengatasi tekanan balik dari area *volute* bertekanan rendah dan tinggi. Akibatnya, kondisi aliran menjadi lebih teratur. Dengan demikian, *vortex* di bagian belakang *passage* hilang, dan *passage* tidak mengalami *blockage effect*. Selain itu, aliran yang memasuki *passage* tampaknya mengalir dengan *positive angle of attack*, sehingga *vortex* tidak terlihat pada kapasitas tinggi di dekat *leading-edge* yang rentan pada kapasitas rendah.

#### 4.4 Analisis Perbandingan Hasil Simulasi Sudu dengan *Round Leading-edge* dan *Sharp Leading-edge* pada Pompa Sentrifugal

Setelah melakukan analisis hasil simulasi pompa sentrifugal dengan variasi jumlah sudu terhadap pengaruh kapasitas aliran, selanjutnya akan dilakukan analisis perbandingan hasil simulasi pompa sentrifugal dengan variasi pengaruh bentuk *leading-edge*. Analisis ini akan memberikan data *static pressure* dan vektor kecepatan relatif untuk analisis kualitatif.

##### 4.4.1 Analisis Performa Pompa Sentrifugal

Untuk melakukan analisis, penelitian ini dapat menunjukkan kurva *head*, efisiensi, dan WHP pompa terhadap kapasitas aliran berdasarkan data dari simulasi. Selanjutnya, kurva *head* teoritis dan *head* aktual, efisiensi, dan *Water Horse Water* (WHP) dapat dibandingkan pada setiap variasi jumlah sudu. Pada sub bab ini akan di analisis perbandingan *leading-edge* yang dimiliki oleh Irham pada tahun 2023

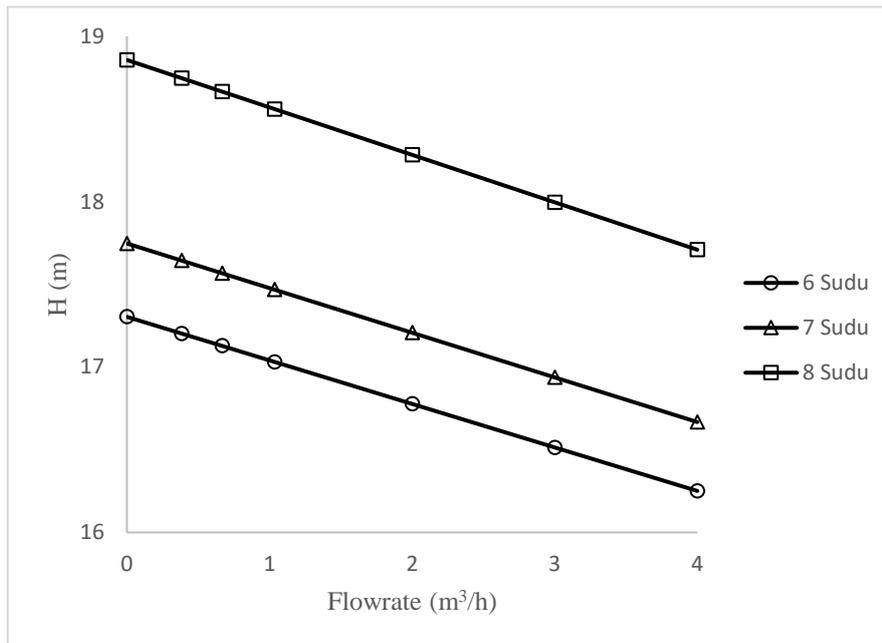
###### 4.4.1.1 *Head* Teoritis

Analisis dilakukan dengan memvariasikan jumlah sudu *impeller* menjadi 6, 7, dan 8 buah serta debit pompa dalam beberapa variasi debit. Berdasarkan nomogram untuk menentukan nilai  $k$ , perubahan jumlah sudu akan mempengaruhi nilai  $k_{2cu}$  sebagai faktor sudu terbatas. Jika

jumlah sudu bertambah, nilai  $k_{2cu}$  akan semakin tinggi. Sebaliknya, jika jumlah sudu berkurang, nilai  $k_{2cu}$  akan semakin rendah.

Pengaruh dari perubahan nilai  $k_{2cu}$  yang mengikuti perubahan jumlah sudu dapat dilihat dari persamaan *head* teoritis, yaitu  $H_t = k_{2cu} \cdot H_{t\infty}$ , dengan  $H_{t\infty}$  merupakan nilai *head* teoritis tak berhingga. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa semakin banyak jumlah sudu, nilai  $k_{2cu}$  akan semakin besar dan nilai *head* teoritis yang dihasilkan juga akan semakin besar.

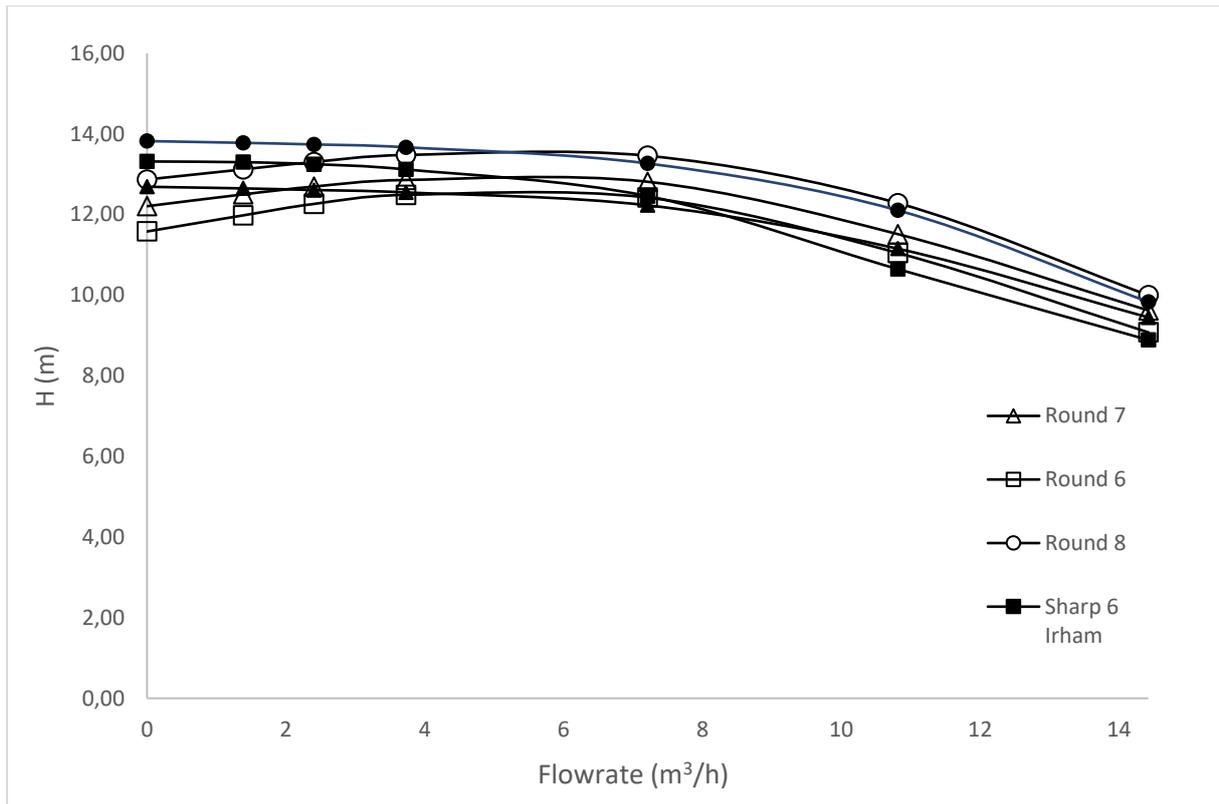
Gambar 4.19 menunjukkan pengaruh nilai  $k_{2cu}$  terhadap *head* teoritis yang dihasilkan terhadap debit pompa. Berdasarkan gambar dan rumus tersebut, semakin banyak jumlah sudu *impeller*, *head* teoritis yang dihasilkan akan semakin besar, dengan *head* terendah dimiliki oleh *impeller* dengan jumlah sudu paling sedikit.



**Gambar 4. 19** Kurva *Head* Teoritis terhadap Kapasitas

#### 4.4.1.2 *Head* Aktual dan Efisiensi

Berdasarkan gambar 4.20, variasi dari nilai *head* yang dihasilkan menunjukkan bahwa hasilnya sesuai dengan  $H_t = K_{2cu} \cdot H_{t\infty}$ , di mana nilai *head* akan meningkat seiring dengan jumlah sudu. Namun, nilai *head impeller* 7 buah sudu lebih rendah daripada *impeller* 6 buah sudu pada kapasitas nol (0,000036 m³/h) hingga kapasitas aliran 7,2 m³/h. *Impeller* dengan 7 sudu memiliki *head* yang lebih besar daripada *impeller* dengan 6 sudu pada efisiensi tertingginya, sesuai dengan persamaan *head* teoritis di atas. Namun, *impeller* dengan 7 sudu memiliki nilai efisiensi yang lebih tinggi daripada kedua sudu lainnya pada aliran rendah.

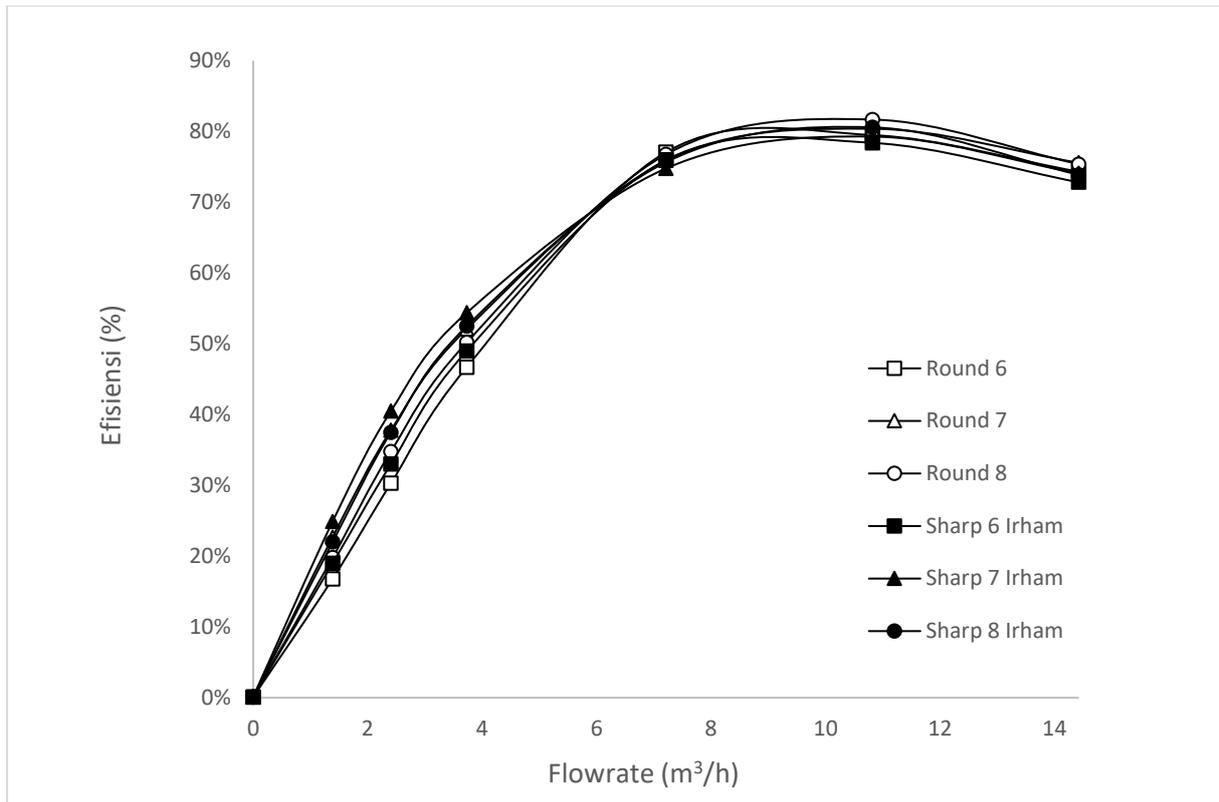


**Gambar 4. 20** Perbandingan Grafik *Head* Pompa Sentrifugal Tiap Variasi Jumlah Sudu dan Kapasitas terhadap 2 bentuk *leading-edge*

Maka jika dilihat dari tren variasi jumlah sudu, nilai *head leading-edge sharp* yang dimiliki Irham dengan nilai *head leading-edge round* memiliki trend yang berbeda. Pada kapasitas (0,000036 m<sup>3</sup>/h) hingga (7,2 m<sup>3</sup>/h) nilai *head* jumlah sudu 6 lebih rendah dari variasi jumlah sudu yang lain. Hal ini disebabkan pada jumlah sudu 6 memiliki *vortex* akibat separasi *leading-edge* yang lebih masuk kedalam *passage*. Fenomena itulah yang berdampak pada performa pompa sentrifugal.

Tren variasi jumlah sudu yang dimiliki Irham terlihat berbeda, dimana *head* terendah pada kapasitas rendah dimiliki oleh jumlah sudu 7. Hal ini disebabkan pada penelitian yang dilakukan oleh Irham terlihat *vortex* akibat separasi yang mendesak kedalam *impeller passage* dibandingkan jumlah sudu lainnya. Sehingga nilai *head* terendah dimiliki oleh jumlah sudu 7, kemudian sudu 6, dan tertinggi pada sudu 8.

Miliki perbedaan tren dari bentuk *leading-edgenya* pada kapasitas pada kapasitas (0,000036 m<sup>3</sup>/h) hingga (7,2 m<sup>3</sup>/h), dapat terlihat *leading-edge round* memiliki nilai *head* yang lebih rendah dibandingkan antar jumlah sudu dengan *leading-edge round* yang dimiliki oleh Irham. Hal ini diduga karena *leading-edge round* terdapat *vortex* yang lebih mendesak keburitan *impeller passage* jika dibandingkan *vortex* akibat separasi pada *leading-edge sharp* yang dimiliki Irham. Fenomena perbandingan *vortex* tersebut akan dijelaskan lebih detail pada sub-bab selanjutnya.



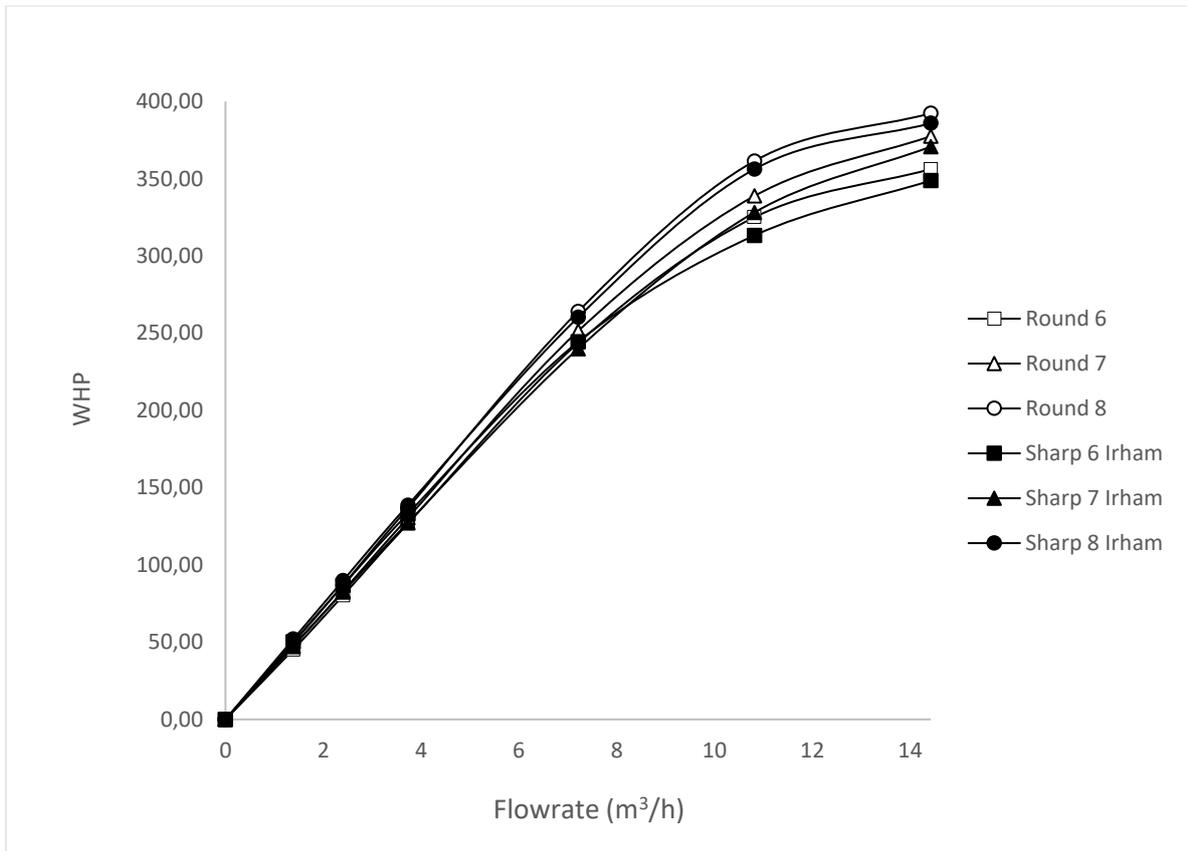
**Gambar 4. 21** Perbandingan Grafik Efisiensi Pompa Sentrifugal Tiap Variasi Jumlah Sudu dan Kapasitas terhadap 2 bentuk leading-edge

*Impeller* dengan 8 sudu memiliki titik efisiensi tertinggi pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h dengan nilai *head* 12,28 m, menurut perbandingan titik efisiensi masing-masing sudu. Pada titik efisiensi tertinggi ini, nilai *head* masing-masing sudu sesuai dengan persamaan *head* teoritis, di mana *impeller* dengan 8 sudu memiliki nilai *head* tertinggi dilanjut *impeller* dengan 7 sudu dan terendah dimiliki *impeller* dengan jumlah sudu 6.

Pada kapasitas rendah efisiensi tertinggi didapatkan pada jumlah sudu 7. Dapat diduga hal ini disebabkan oleh penuntunan aliran yang lebih baik dan tidak memiliki kerugian friksi yang banyak. Maka jumlah sudu 7 memiliki nilai efisiensi tertinggi dibandingkan variasi jumlah sudu lainnya.

#### 4.4.1.3 Water Horse Power (WHP)

Grafik WHP yang dihasilkan oleh masing-masing jumlah sudu memiliki trendline yang sama, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.21. Kurva masing-masing WHP tersebut meningkat seiring dengan peningkatan kapasitas aliran. Hal ini sesuai dengan persamaan yang disebutkan. Nilai WHP yang dihasilkan seiring berubahnya jumlah sudu pada kapasitas yang sama sesuai dengan teori yang ada, dimana pada persamaan  $WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$  menunjukkan bahwa nilai WHP dipengaruhi oleh nilai *head* yang dihasilkan oleh masing-masing jumlah sudu. Salah satu contohnya yaitu pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h dimana tiap jumlah sudu mencapai titik efisiensi tertingginya, *impeller* dengan 8 buah sudu memiliki nilai *head* yang tertinggi sehingga memiliki nilai WHP yang tertinggi



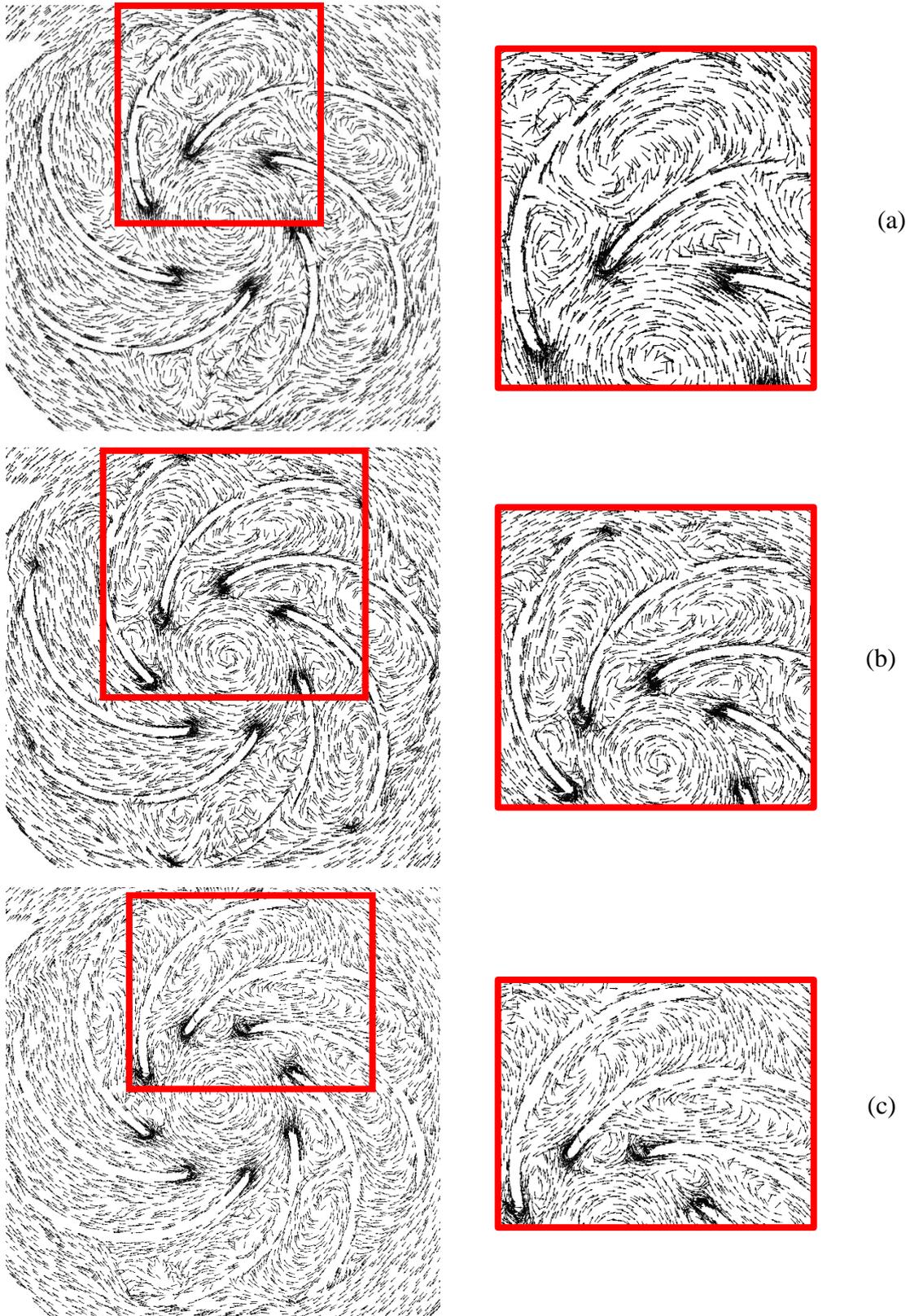
**Gambar 4. 22** Grafik WHP tiap Jumlah Sudu Terhadap Kapasitas

#### 4.4.2 Analisi Fenomena Aliran pada Kapasitas 1,38 m³/h

Untuk mendukung hasil kuantitatif yang diperoleh berdasarkan hasil *head* serta efisiensi pada masing-masing variasi jumlah sudu dan perbandingan variasi *leading-edge* yang dimiliki oleh Irham pada tahun 2023, maka dilakukan analisis fenomena aliran yang terjadi pada kapasitas aliran sama. Fenomena ini ditunjukkan menggunakan vektor kecepatan relatif aliran guna mengetahui perbedaan fenomena akibat pengaruh variasi jumlah sudu dan bentuk *leading-edge* pada kapasitas aliran yang sama.

#### 4.4.2.1 Analisis Fenomena Aliran dengan Variasi Jumlah Sudu

Berikut merupakan gambar vector kecepatan relatif variasi jumlah sudu pada kapasitas aliran rendah.



**Gambar 4. 23** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $1,38 \text{ m}^3/\text{h}$  (a) 6 Sudu, (b) 7 Sudu, dan (c) 8 Sudu

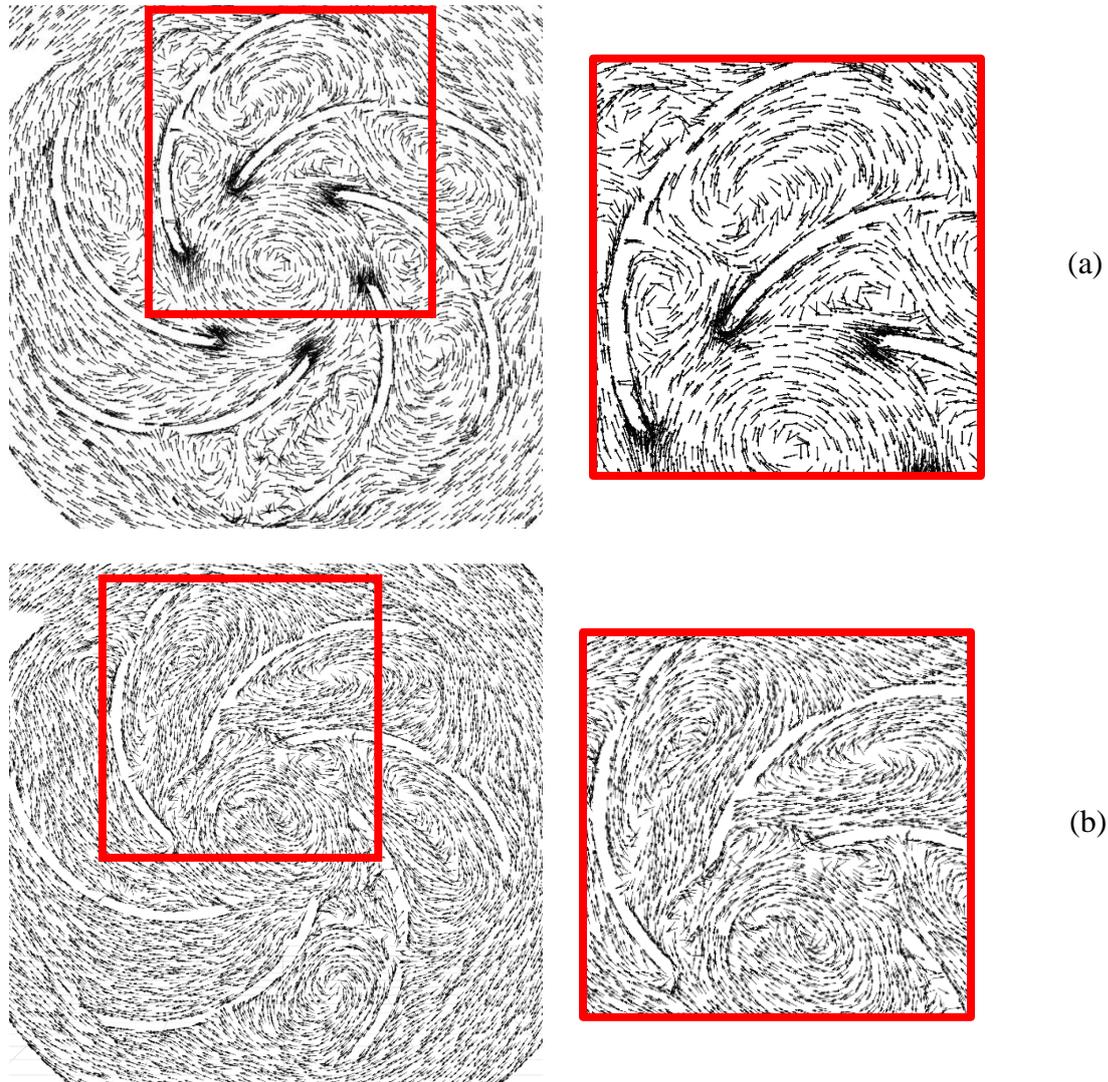
Pada aliran yang rendah, masing-masing jumlah sudu memiliki fenomena alirannya masing-masing yang tidak terlalu berbeda. Ketiga jumlah sudu menunjukkan *vortex* karena separasi dan sirkulasi yang terjadi di lokasi yang sama. *Vortex* yang terbentuk di passage impeller terdiri dari dua *vortex*, yaitu *vortex* di bagian buritan sudu yang disebabkan oleh pengaruh kapasitas terhadap sektor *volute* bertekanan tinggi dan divergensi aliran akibat lengkung impeller. *Vortex* ini ditandai dengan arah aliran pusaran searah jarum jam (*clockwise*).

*Vortex* kedua terletak di bagian depan passage yang berada di sekitar *leading-edge*. Arah pusaran *vortex* di bagian depan passage berbeda dengan *vortex* di belakang, yang menunjukkan bahwa di daerah ini *vortex* yang terbentuk dipengaruhi oleh faktor lain. Faktor ini diduga disebabkan oleh pengaruh separasi di sisi bawah leading edge, karena pada kapasitas rendah aliran cenderung memasuki passage dengan *negative angle of attack* dan membentuk *vortex* dengan arah pusaran berlawanan arah jarum jam (CCW).

Pada *impeller* dengan 6 sudu, kontur aliran menunjukkan intensitas *vortex* akibat separasi yang lebih tinggi dibandingkan dengan kedua sudu lainnya. *Impeller* dengan 7 sudu dan 8 sudu menunjukkan *vortex* di bagian buritan yang lebih besar dibandingkan dengan *impeller* dengan 6 sudu. *Impeller* dengan 6 sudu menghasilkan *head* ter-rendah pada kapasitas rendah. Ini mungkin disebabkan oleh *vortex* akibat separasi *leading-edge* yang lebih masuk kedalam *passage*, yang mana hal tersebut dikarenakan kurangnya *guidance flow* yang kurang baik. Fenomena itulah yang berdampak pada performa pompa sentrifugal. Jumlah sudu yang berubah menyebabkan luas *impeller passage* dan intensitas aliran di dalamnya. Sirkulasi dapat mengurangi kinerja pompa karena mengganggu aliran yang memasuki *passage*.

#### 4.4.2.2 Analisis Fenomena Aliran dengan Variasi Leading-edge

Pada gambar yang disajikan pada gambar berikut ini merupakan fenomena aliran dengan variasi leading-edge antara round leading-edge dengan sharp leading-edge yang dimiliki oleh Irham.



**Gambar 4. 24** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h dengan jumlah sudu 6 (a) *Leading-edge Round*, (b) *Leading-edge Sharp* Irham

Gambar 4.24 diatas merupakan perbandingan vektor kecepatan relatif antara *leading-edge round* dengan *leading-edge sharp* yang dimiliki oleh Irham pada tahun 2023. Pada aliran berkapasitas rendah dengan *dynamic pressure* yang rendah, bentuk *leading-edge* runcing lebih mampu mengatasi separasi, sehingga *vortex* hanya terlokalisasi di sekitar *leading-edge*. Oleh karena itu, pada *leading-edge* runcing, *vortex* yang muncul hanya akan terlokalisasi di sekitar *leading-edge* dan tidak mendesak terlalu dalam. Sementara itu, pada *leading-edge round* menghasilkan *vortex* yang memenuhi hampir seluruh *passage* akibat *leading-edge* dimana *leading-edge* ini memiliki profil yang *bluff* atau seperti meningkatkan ketebalan *blade*. *Blade* dengan ketebalan yang besar mengakibatkan gradien tekanan balik yang lebih besar pada aliran yang menuju ujung depan dibandingkan dengan profil yang lebih ramping (Nugroho, 2005). *Vortex* tersebut akan menyebabkan *blockage effect* yang lebih besar ketika aliran memasuki *impeller passage* dibandingkan *vortex* pada *leading-edge sharp*.

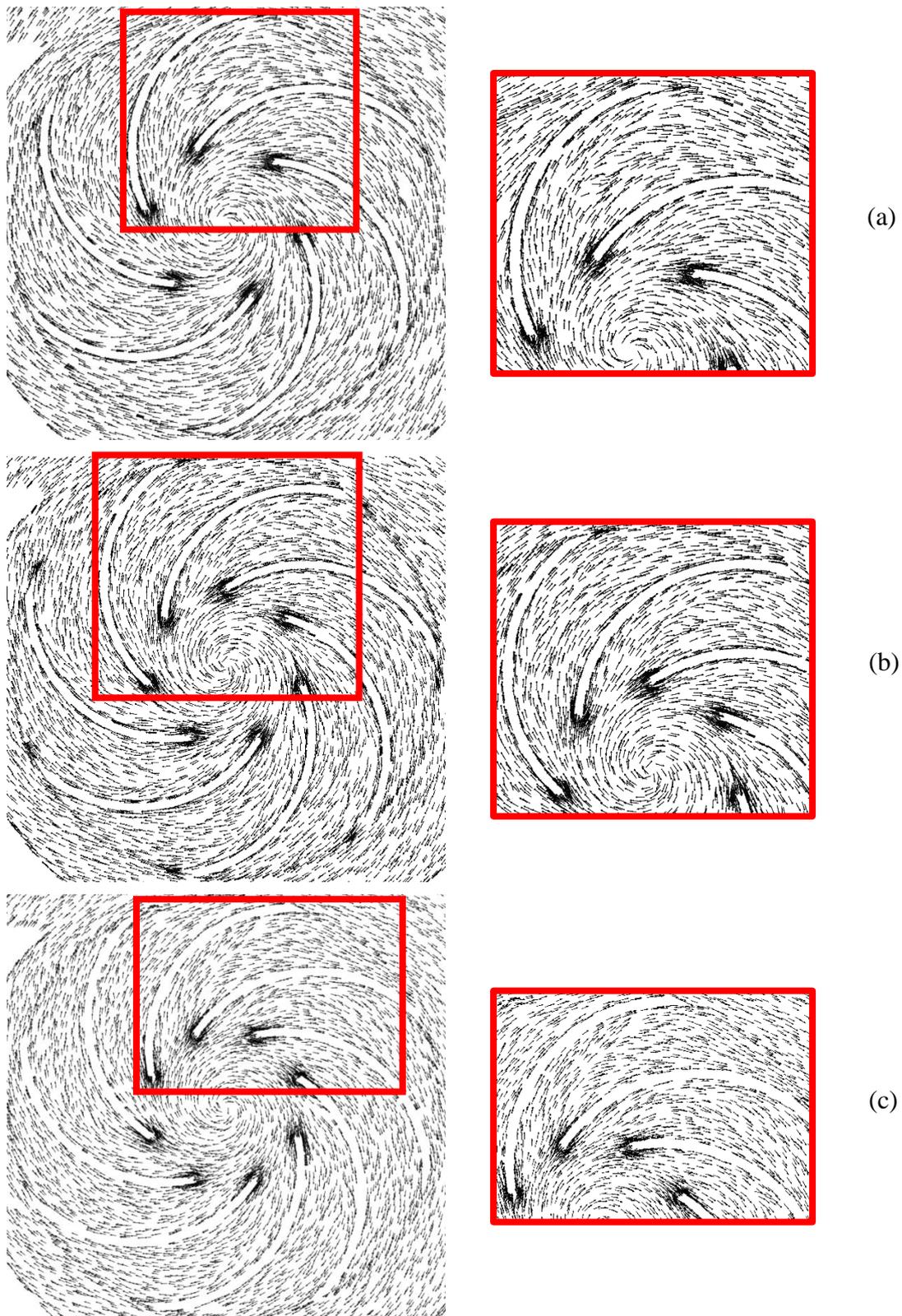
Berdasarkan analisis fenomena aliran yang diamati pada *impeller passage*, dapat disimpulkan bahwa *leading-edge sharp* akan memberikan hasil yang lebih baik pada kapasitas yang rendah dan *vortex* yang lebih mendesak kedalam akan memberikan hasil yang lebih buruk pada *leading-edge round*. Demikian hal tersebut selaras dengan perolehan nilai efisiensi untuk masing-masing *leading-edge sharp* dan *round* sebesar 19,0% dan 16,8% pada kapasitas 1,38 m<sup>3</sup>/h dimana efisiensi lebih baik pada *leading-edge sharp*.

#### **4.4.3 Analisa Fenomena Aliran pada Kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h**

Dengan kapasitas aliran 10,8 m<sup>3</sup>/h, fenomena aliran pada masing-masing variasi jumlah sudu dan variasi bentuk *leading-edge* ditunjukkan pada gambar 4.25 dan 4.26.

#### 4.4.3.1 Analisis Fenomena Aliran dengan Variasi Jumlah Sudu

Berikut merupakan gambar vector kecepatan relatif variasi jumlah sudu kapasitas tinggi.



**Gambar 4. 25** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas  $10,8 \text{ m}^3/\text{h}$  (a) 6 Sudu, (b) 7 Sudu, dan (c) 8 Sudu

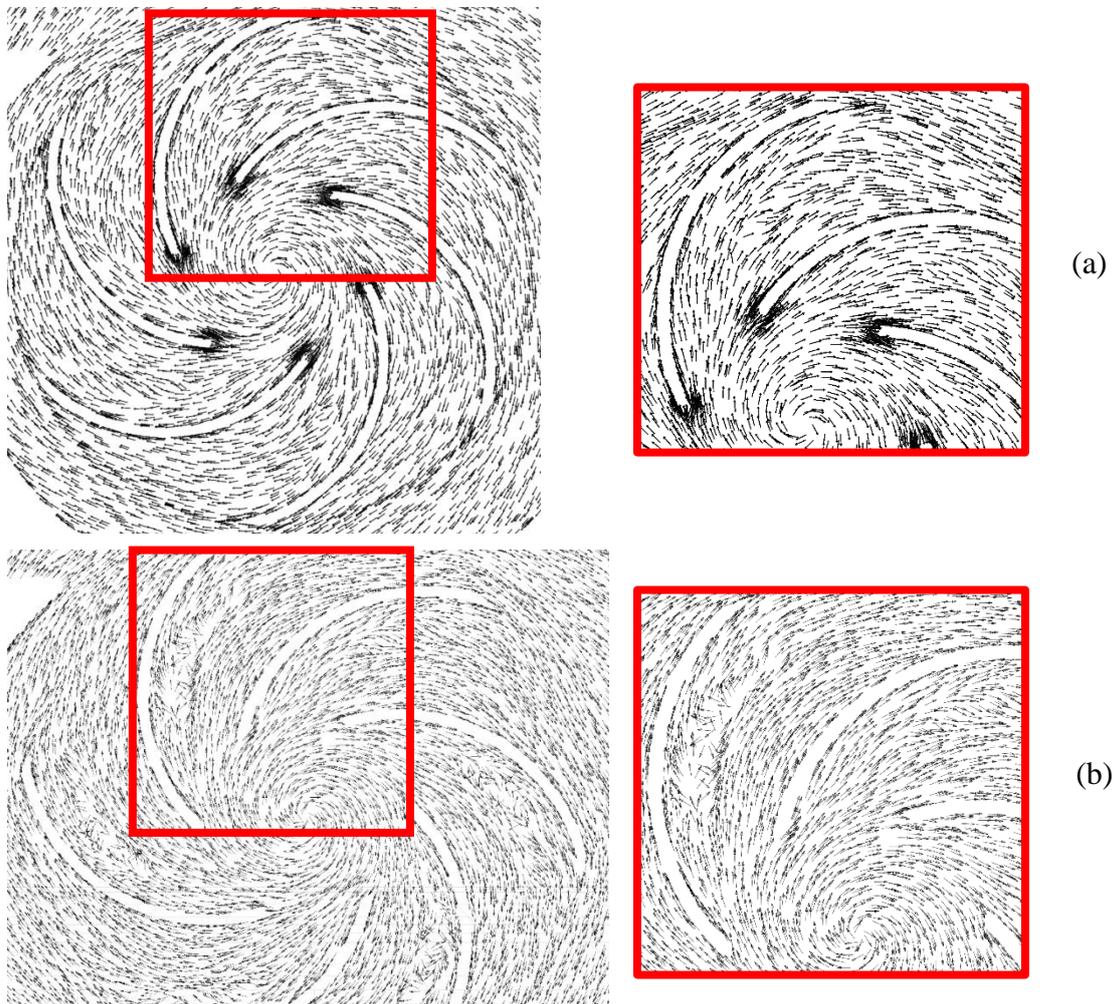
Gambar 4.25 di atas menunjukkan vektor kecepatan relatif pada kapasitas tertinggi. Dapat dilihat bahwa seperti halnya pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h, aliran dapat terarah dengan baik tetapi terlihat munculnya konsentrasi aliran sekunder. Tingginya kecepatan aliran yang terarah tidak selalu menunjukkan aliran yang efisien. Besarnya dari *headloss* memiliki korelasi dengan kecepatan aliran yang dimana semakin tinggi kecepatan aliran maka *headloss* yang terjadi juga semakin besar.

Kondisi aliran yang semakin membaik disebabkan karena pada kapasitas tinggi, aliran yang mengalir memiliki *dynamic pressure* yang semakin kuat. Sehingga ketika aliran mengalir pada *passage* dapat mengatasi *back pressure* dari *high* maupun *low pressure volute sectors*. Dengan demikian, *vortex* di bagian belakang *passage* akan menghilang dan aliran tidak mengalami *blockage effect*. Selain itu, pada kapasitas tinggi aliran yang memasuki *passage* diduga mengalir dengan *positive angle of attack* sehingga *vortex* di dekat *leading-edge* yang rentan terjadi pada kapasitas rendah terlihat tidak muncul pada kapasitas tinggi.

Berdasarkan fenomena tersebut dapat menunjukkan nilai efisiensi pompa dengan jumlah sudu 6 pada kapasitas ini memiliki nilai yang paling buruk diantara dua variasi lainnya, dimana nilai efisiensi diperoleh sebesar 79,5%; 80,4% dan 81,7% untuk masing-masing jumlah sudu 6, 7, dan 8.

#### 4.4.3.2 Analisis Fenomena Aliran dengan Variasi Leading-edge

Pada gambar yang disajikan pada gambar berikut ini merupakan fenomena aliran dengan variasi leading-edge antara round leading-edge dengan sharp leading-edge yang dimiliki oleh Irham



**Gambar 4. 26** Vektor Kecepatan Relatif pada Kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h (a) *Leading-edge Round*, (b) *Leading-edge Sharp* Irham

Pada gambar di atas menunjukkan kondisi aliran pompa pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h untuk variasi *leading-edge*. Seiring meningkatnya aliran, terlihat bahwa *dynamic pressure* aliran di seluruh *passage* dapat mengatasi *back pressure* akibat *high* maupun *low pressure volute sectors*, sehingga tidak terbentuknya *vortex* di area *outlet impeller*. Hal ini berlaku untuk seluruh variasi *leading-edge*.

Kemudian, dapat diamati pula pada keseluruhan *leading-edge* ketika kapasitas meningkat, aliran yang memasuki *passage* akan mengalir masuk seperti *positive angle of attack*. *Vortex* yang rentan terjadi akibat separasi pada *leading-edge* terlihat tidak muncul pada kapasitas ini. Akan tetapi, akibat adanya pengaruh dari bentuk *leading-edge* mengakibatkan munculnya *losses* yang lebih besar pada *leading-edge* bentuk tertentu. *Leading-edge* dengan bentuk *sharp* pada kapasitas ini memperoleh efisiensi yang cukup rendah dibandingkan bentuk *round*. Diduga hal ini disebabkan profil *leading-edge* dengan bentuk yang runcing seperti *sharp*, akan memiliki intensitas turbulen yang paling tinggi. Sehingga akan berdampak pada peningkatan

*friction losses* pada *leading-edge sharp*. Meskipun pada visualisasi menggunakan vektor aliran tidak menunjukkan adanya perbedaan yang signifikan.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian numerik yang telah dilakukan, kesimpulan dapat diberikan seperti berikut dibuat:

1. Pompa dengan kapasitas aliran yang rendah menyebabkan aliran pada *impeller* tidak stabil. Gangguan aliran seperti *vortex* dan separasi menyebabkan aliran menjadi sukar mengalir melalui *passage* tertentu. Kapasitas yang meningkat menunjukkan penurunan efisiensi akibat meningkatnya headloss yang semakin besar. Hal tersebut menunjukkan bahwa berubahnya kapasitas aliran mempengaruhi nilai head dan efisiensi yang dihasilkan.
2. Pompa kapasitas rendah, terdapat munculnya dua pasangan *vortex* pada *impeller passage* dapat disebabkan oleh dua faktor. *Vortex* pertama disebabkan oleh *dynamic pressure* aliran yang lemah pada kapasitas rendah, sehingga *vortex* pertama tidak dapat mengatasi *backpressure* pada *volute*. *Vortex* kedua timbul pada daerah *leading-edge* karena aliran memasuki *passage* dengan *negative angle of attack*, sehingga aliran terseparasi dan membentuk *vortex* yang berlawanan arah jarum jam (CCW).
3. Jumlah sudu yang lebih besar dapat membentuk *guidance flow* yang lebih terarah yang mempengaruhi nilai *head* dan efisiensi. Pada tugas akhir ini, didapatkan efisiensi tertinggi pada kapasitas 10,8 m<sup>3</sup>/h variasi *impeller* dengan jumlah sudu 8 dengan nilai 81,7% pada nilai *head* sebesar 12,28 m
4. *Leading-edge round* menghasikan *vortex* pada kapasitas rendah yang memenuhi hampir seluruh *passage* akibat *leading-edge*, yang dikarenakan bentuk *leading-edge* ini memiliki profil yang *bluff*. Bentuk *leading-edge* sangat berpengaruh pada nilai dan efisiensi pompa pada kapasitas rendah, yang mana pada kapasitas rendah *leading-edge round* memiliki nilai *head* yang lebih rendah dibandingkan dengan *leading-edge sharp*.

### 5.2 Saran

Setelah penelitian dilakukan menggunakan metode studi numerik, terdapat beberapa rekomendasi yang dapat digunakan untuk penelitian selanjutnya, seperti berikut:

1. Simulasi dapat dilakukan dengan mesh tipe *structured* untuk mendapatkan hasil terbaik.
2. Simulasi transien dapat dilakukan untuk mendapatkan hasil yang lebih aktual.
3. Melakukan analisis lebih lanjut tentang pemberian *slote* pada *impeller blade* pompa sentrifugal.

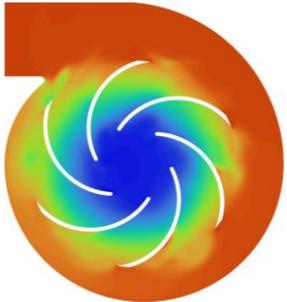
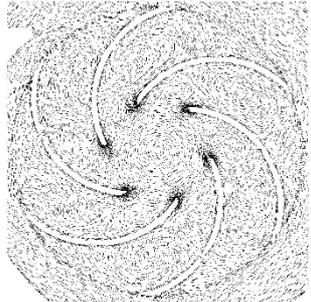
## DAFTAR PUSTAKA

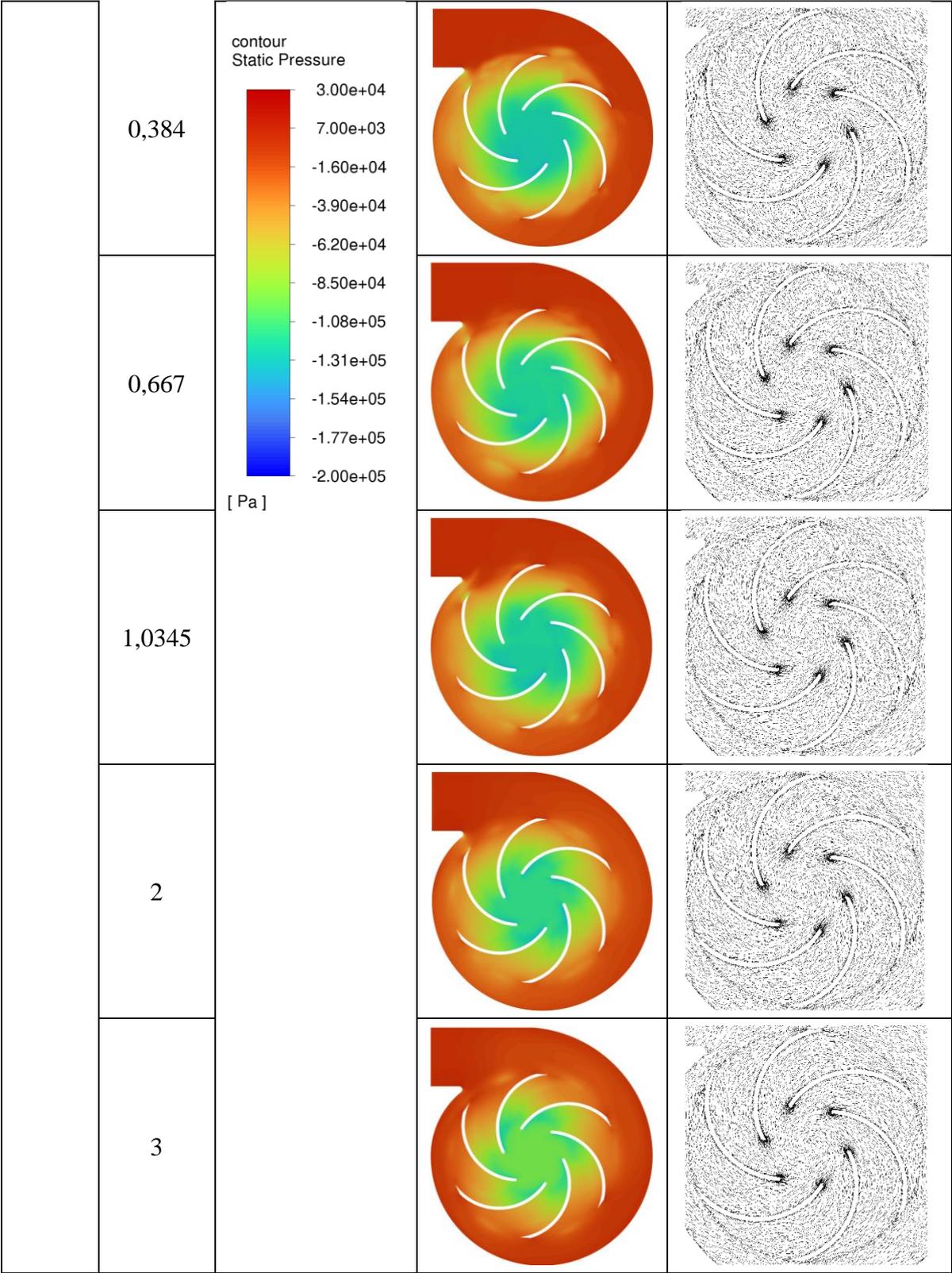
- Abo Elyamin, G. R. H., Bassily, M. A., Khalil, K. Y., & Gomaa, M. S. (2019). Effect of impeller blades number on the performance of a centrifugal pump. *Alexoutletria Engineering Journal*, 58(1), 39–48. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2019.02.004>
- Adisasmita, & P, I. (2018). *Perencanaan Impeller Pompa Sentrifugal Berdiameter 16 Inch Pada Kapal Cutter Suction Dredger (CSD) Dengan Menggunakan Solidwork*. 73.
- Bintang Pradipta Waranugraha, Studi Numerik Perilaku Aliran Fluida pada Pompa Sentrifugal Tipe Closed Impeller dengan Variasi Bentuk *Leading-edge* pada Impeller Blade dan Debit Pompa, Skripsi tidak diterbitkan, Surabaya, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2024.
- Brennen, C. E. (Christopher E. (1994). *Hydrodynamics of pumps*. Concepts ETI.
- Chakraborty, S., Choudhuri, K., Dutta, P., & Debbarma, B. (2013). Performance prediction of Centrifugal Pumps with variations of blade number. In *PERFORMANCE PREDICTION OF CENTRIFUGAL PUMPS Journal of Scientific & Industrial Research* (Vol. 72).
- Cheah, K. W., Lee, T. S., Winoto, S. H., & Zhao, Z. M. (2007). Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design outlet off-design conditions. *International Journal of Rotating Machinery*, 2007. <https://doi.org/10.1155/2007/83641>
- Damanik, K., & Waluyo, D. J. (2022). Simulasi Numeris Pengaruh Variasi Ketebalan Scaling Pada Sudu Terhadap Unjuk Kerja Pompa Sentrifugal. *Journal of Mechanical Design outlet Testing*, 4(2), 87–93. <https://doi.org/10.22146/jmtdt.63596>
- Dietzel, F. (1980). *Turbinen, Pumpen und Verdichter* (D. Sriyono, Ed.). Erlangga.
- Fluent Theory Guide, 2006. Fluent, Inc.
- Irham Nadhil Firdausi, Studi Numerik Perilaku Fluida pada Pompa Sentrifugal Tipe Closed Impeller dengan Variasi Jumlah Sudu dan Debit Pompa, Skripsi tidak diterbitkan, Surabaya, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2023.
- Kristiyono, A. E., & Gunarti, M. R. (2018). *PENGARUH JUMLAH SUDU SENTRIFUGAL IMPELLER TERHADAP KAPASITAS DAN EFISIENSI POMPA SENTRIFUGAL Oleh :* 3(1), 26–34.
- Lazarkiewicz, S. *outlet* Troskolanski, A. 1965. “*Impeller Pumps*”. Pergamon Press Ltd, New York.
- Luo, H., Tao, R., Yang, J., & Wang, Z. (2020). Influence of blade leading-edge shape on rotating-stalled flow characteristics in a centrifugal pump impeller. *Applied Sciences* (Switzerland), 10(16). <https://doi.org/10.3390/app10165635>
- Sasongko, H. (1999). *Diktat Kuliah Pompa dan Kompresor*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Setyo Wahono, D. (2016). *STUDI NUMERIK POMPA SENTRIFUGAL TIPE IMPELLER BACKWARD DENGAN VARIASI PUTARAN DAN DEBIT POMPA*.
- Stickland, M.T. and Scanlon, T.J. and Parrondo, J. and Gonzalez-Perez, J. and Fernoutletez-Francos, J., 2000, An experimental study on the unsteady pressure distribution around the impeller outlet of a centrifugal pump. In: *Proceedings of ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting*. ASME.

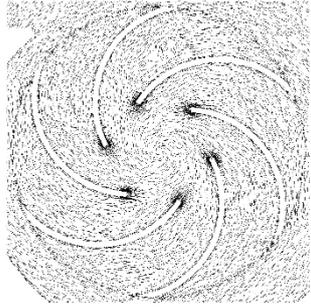
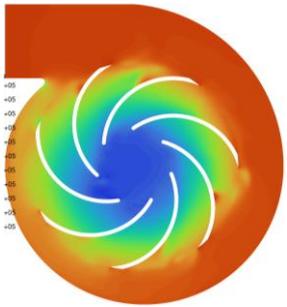
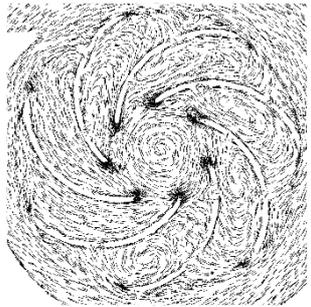
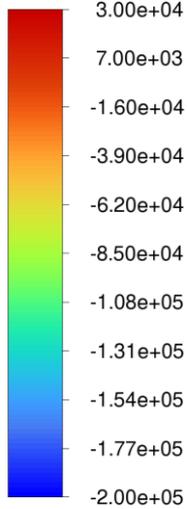
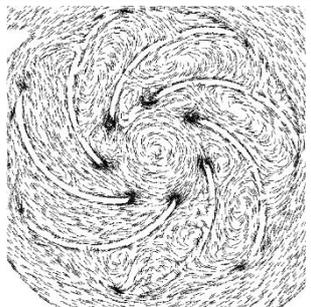
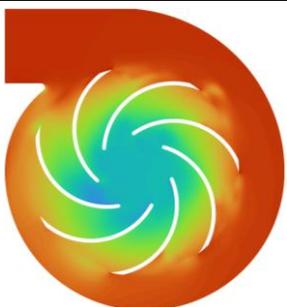
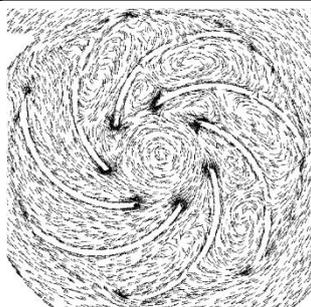
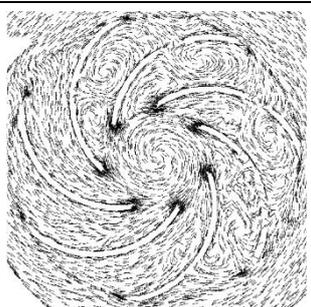
- Subroto, & Effendy, M. (2019). Optimization of centrifugal pump performance with various blade number. *AIP Conference Proceedings*, 2114. <https://doi.org/10.1063/1.5112400>
- Sularso. (2000). *Pompa dan Kompresor*. PT Pertja.
- Volk, M. W. (1996). *Pump Characteristics outlet Applications* (L. L. Faulkner, Ed.). Marcel Dekker, INC.

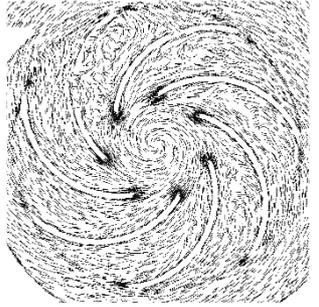
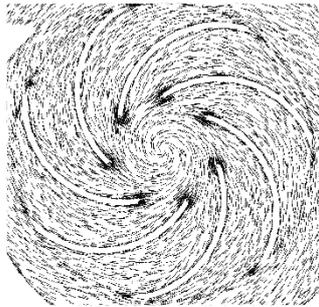
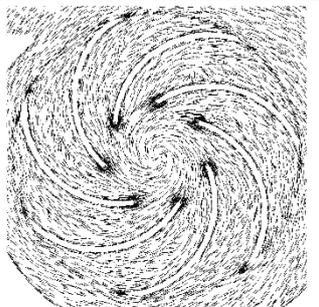
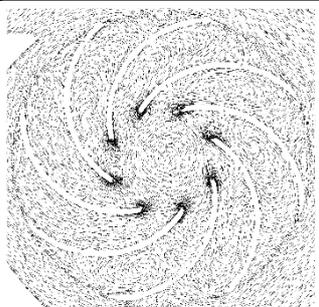
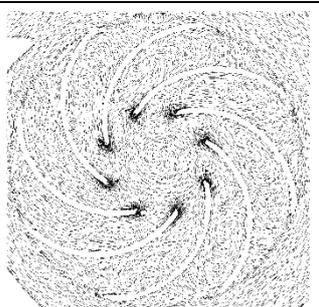
## LAMPIRAN

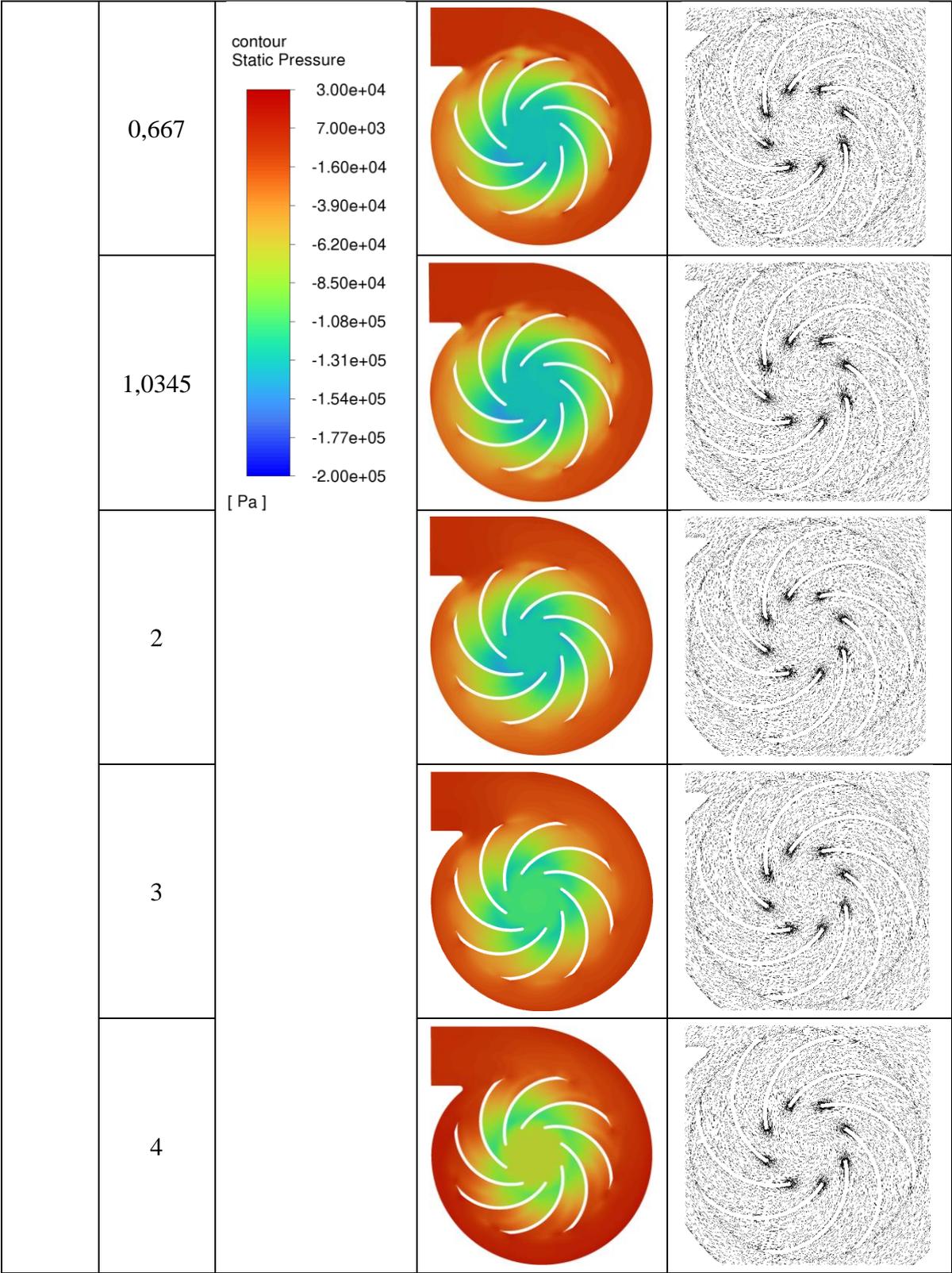
Jumlah Sudu	RPM (rev/min)	Mass Flowrate (m <sup>3</sup> /h)	Head Teoritis (m)	Head Aktual (m)	WHP (Watt)	Efficiency (%)
6	2800	0,00001	17,311	11,58	0,00	0%
		0,384	17,202	11,98	45,06	16,8%
		0,667	17,133	12,27	80,11	30,3%
		1,0345	17,035	12,49	126,52	46,7%
		2	16,774	12,42	243,26	77,1%
		3	16,518	11,05	324,51	79,5%
		4	16,253	9,08	355,58	74,3%
7	2800	0,00001	17,749	12,21	0,00	0%
		0,384	17,641	12,50	47,01	22,7%
		0,667	17,568	12,70	82,92	37,8%
		1,0345	17,468	12,86	130,26	52,1%
		2	17,207	12,81	250,96	75,9%
		3	16,937	11,51	338,25	80,4%
		4	16,668	9,62	376,85	75,6%
8	2800	0,00001	18,856	12,87	0,00	0%
		0,384	18,746	13,12	49,34	19,8%
		0,667	18,665	13,31	86,90	34,8%
		1,0345	18,560	13,48	136,54	50,2%
		2	18,283	13,46	263,59	76,8%
		3	17,996	12,28	360,84	81,7%
		4	17,709	10,00	391,65	75,4%

Jumlah Sudu	Mass Flowrate (kg/s)	Static Pressure Contour		Relative Velocity Vector
		Colormap	Contuor	
6	0,00001			



	4			
7	0,00001			
	0,384	<p>contour Static Pressure</p>  <p>[ Pa ]</p>		
	0,667			
	1,0345			

	2			
	3			
	4			
8	0,00001			
	0,384			



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Cilacap pada tanggal 20 Februari 2002. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Islam Al-Irsyad 01 Cilacap, SD Al-Irsyad 02 Cilacap, melanjutkan pendidikan di MTs PPMI Assalaam Sukoharjo, dan mengakhiri pendidikan sekolah di SMA Al-Abidin Bilingual Boarding School Surakarta. Setelah lulus SMA pada tahun 2020, penulis melanjutkan studinya di Program Studi S-1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2020 dan menyelesaikan studinya pada tahun 2024. Selama berkuliah, penulis aktif dalam berbagai kegiatan seperti organisasi, panitia penyelenggara acara, dan beberapa seminar. Penulis tercatat sebagai anggota Lembaga Bengkel Mahasiswa

Mesin pada periode kepengurusan 2021/2022 sebagai staf kewirausahaan dan pada periode kepengurusan 2022/2023 sebagai ketua Biro Fuelline. Selain itu, penulis juga pernah memenangkan juara 1 lomba videografi pada Mabacup 2020. Penulis juga pernah mengikuti beberapa pelatihan manajerial dan kewirausahaan yang diselenggarakan oleh Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penulis memiliki prinsip “Serahkan semuanya kepada Allah agar kamu bisa melihat kuasa Allah SWT dalam segala hal.” Apabila ada pertanyaan atau hal yang ingin didiskusikan terkait penelitian ini, penulis dapat dihubungi melalui email: [asyam.soloalfian@gmail.com](mailto:asyam.soloalfian@gmail.com)