



TUGAS AKHIR - VM 0629

**PERANCANGAN ULANG FAN  
SENTRIFUGAL DENGAN KAPASITAS  
11000 m<sup>3</sup>/hr DAN TEKANAN 950 Pa  
(GAGE) SEBAGAI SIRKULASI UDARA DI  
LAB. KONVERSI ENERGI DTMI-ITS**

MOHAMMAD YAZIDAL BUSTHOMI  
NRP. 1021140000082

Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.  
NIP. 196202161995121 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2019



**TUGAS AKHIR - VM 0629**

**PERANCANGAN ULANG FAN  
SENTRIFUGAL DENGAN KAPASITAS  
11000 m<sup>3</sup>/hr DAN TEKANAN 950 Pa  
(GAGE) SEBAGAI SIRKULASI UDARA DI  
LAB. KONVERSI ENERGI DTMI-ITS**

**MOHAMMAD YAZIDAL BUSTHOMI  
NRP. 1021140000082**

**Dosen Pembimbing  
Dr.Ir. Heru Mirmanto, M.T.  
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2019**



**FINAL PROJECT - VM 0629**

**REDESIGN OF THE CENTRIFUGAL FAN WITH  
A CAPACITY 11000 m<sup>3</sup>/hr AND A PRESSURE  
OF 950 Pa (GAGE) AS AIR CIRCULATION IN  
THE LAB. CONVERSION ENERGY DTMI-ITS**

**MOHAMMAD YAZIDAL BUSTHOMI  
NRP. 1021140000082**

**Counselor Lecturer:  
Dr.Ir. Heru Mirmanto, M.T.  
NIP. 19620216 199512 1 001**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III  
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty Of Vocational  
Sepuluh Nopember Institute Of Technology  
SURABAYA 2019**

## LEMBAR PENGESAHAN

# PERANCANGAN ULANG FAN SENTRIFUGAL DENGAN KAPASITAS 11000 m<sup>3</sup>/hr DAN TEKANAN 950 Pa (GAGE) SEBAGAI SIRKULASI UDARA DI LAB. KONVERSI ENERGI DTMI-ITS

### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya

Oleh:

**MOHAMMAD YAZIDAL BUSTHOMI**  
**NRP. 1021140000082**

Mengetahui dan Menyetujui:



**SURABAYA**  
**2019**

**PERANCANGAN ULANG FAN SENTRIFUGAL  
DENGAN KAPASITAS 11000 M<sup>3</sup>/hr DAN TEKANAN  
950 Pa (GAGE) SEBAGAI SIRKULASI UDARA DI  
LAB. KONVERSI ENERGI DTMI-ITS**

**Nama Mahasiswa : Mohammad Yazidal Busthomi**  
**NRP : 1021140000082**  
**Jurusan : Departemen Teknik Mesin**  
**Industri FV-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**

**Abstrak**

. Fan sentrifugal ini bentuknya menyerupai rumah keong dan mempunyai kapasitas yang relatif kecil, tetapi juga memiliki tekanan yang cukup besar. Jadi fan sentrifugal ini bisa diaplikasikan di dalam Lab. Konversi Energi DTMI-ITS sebagai kebutuhan sirkulasi udara.

Pada tugas akhir ini, perancangan ulang dimensi impeller dan volute casing pada fan sentrifugal dengan kapasitas desain sebesar 11000  $m^3/hr$  dan kenaikan tekanan sebesar 950  $Pa$ . Perhitungan head, daya, kecepatan spesifik, dimensi impeller dan dimensi volute casing dilakukan secara analitis. Didapatkan head fan sebesar 79,526  $m$ , daya sebesar 4 KW, kecepatan spesifik sebesar 12,287 1/detik. Sehingga dari hasil perhitungan tersebut dapat dipilih fan sentrifugal dengan impeller bersudu *backward curved blades* dengan diameter inlet sebesar 0,353  $m$ , diameter outlet sebesar 0,4  $m$ , sudut  $\beta_1 = 69^\circ$  sudut  $\beta_2 = 30^\circ$  dan jumlah sudu ( $z$ ) = 36.

***Kata Kunci:*** fan sentrifugal, impeller, kapasitas, head, daya.

**REDESIGN OF A CENTRIFUGAL FAN WITH A  
CAPACITY 11000 M<sup>3</sup>/hr AND A PRESSURE OF 950  
Pa (GAGE) AS AIR CIRCULATION  
IN THE LAB. CONVERSION ENERGY DTMI-ITS**

**Nama Mahasiswa : Mohammad Yazidal Busthomi**  
**NRP : 1021140000082**  
**Jurusan : Departemen Teknik Mesin**  
**Industri FV-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**

**Abstract**

. This fan sentrifugal resembles a conch house and has a relatively small capacity, but also has considerable pressure. So this centrifugal fan can be applied in lab conversion energy DTMI-ITS as an air circulation requirement.

In this final project, it is obtained a redesign of the dimensions of the impeller and volute casing in a centrifugal fan with a design capacity of 11000 m<sup>3</sup>/hr and a pressure increase of 950 Pa. Calculation of head, power, specific speed, impeller dimensions and volute casing dimensions are carried out analytically. On recalculation, the compressor head is as big as 79,526 m, the power is 4 KW, the specific speed is 12,287 1 / second. So from the results of these calculations can be selected centrifugal fan with an angled impeller forward curved blades with an inlet diameter of 0,353 m, outlet diameter of 0,4 m, angle =  $\beta_1 = 69^\circ$  angle =  $\beta_2 = 30^\circ$  and number of blades ( $z$ ) = 36.

***Keywords: centrifugal fan, impeller, capacity, head, power.***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah *Subhanahu wa Ta'ala* yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini yang berjudul:

### **PERANCANGAN ULANG FAN SENTRIFUGAL DENGAN KAPASITAS 11000 m<sup>3</sup>/hr DAN TEKANAN 950 Pa (GAGE) SEBAGAI SIRKULASI UDARA DI LAB. KONVERSI ENERGI DTMI-ITS**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Terlaksana dan tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerjasama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir dan juga selaku dosen wali yang telah memberikan ilmu, arahan, masukan, bimbingan dan bantuan sehingga penulis dapat mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
3. Bapak Ir. Suhariyanto, M.T. selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS dan Koordinator Tugas Akhir.
4. Bapak Dr. Hendro Nurhadi, Diplm.Ing., PhD. dan juga Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT yang telah memberikan arahan dan bimbingan selama ini..
5. Bapak/Ibu Dosen dan seluruh karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.

6. Orang tua penulis, yaitu Bapak Zainuddin, Bu Masruhhah Kakak laki-laki penulis, yaitu M. Haris Zahrozak, Kakak Perempuan Azizatus Solicha, dan Adik Perempuan Mufidatur Rofi'ah . Serta seluruh keluarga. Terima kasih atas dukungan baik moril maupun materil serta doanya yang senantiasa diberikan selama ini.
7. Saudara-saudara sebimbingan Tugas Akhir, yakni Ganggih Rayega WP, M. Akhsan Nafi B, Bagas Rahadian Putra.
8. Saudara-saudara angkatan 2014 Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS dan seluruh mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS. Terima kasih atas bantuan, kerjasama dan kebersamaannya selama ini. Semoga sukses untuk kita semua.

Penulis menyadari bahwa Laporan Tugas Akhir ini masih begitu banyak kekurangannya. Oleh karena itu, kritik dan saran sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini. Akhir kata, penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membacanya.

Surabaya, 2019

Penulis



# DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL INDONESIA</b> .....	<b>i</b>
<b>HALAMAN JUDUL INGGRIS</b> .....	<b>ii</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK INDONESIA</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRAK INGGRIS</b> .....	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>vi</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>viii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xii</b>

## **BAB I PENDAHULUAN**

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

## **BAB II DASAR TEORI**

2.1 Pengertian Kompresor .....	5
2.2 Klasifikasi Kompresor .....	5
2.3 Pengertian Fan Sentrifugal .....	7
2.4 Klasifikasi Fan Sentrifugal.....	7
2.4.1 Berdasarkan Sudut Kelengkungan Sisi Terluar .....	7
2.4.2 Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik.....	8
2.5 Persamaan Kontinuitas .....	9
2.6 Head Fan .....	10
2.7 Kecepatan spesifik.....	10
2.8 Proses Kompresi .....	11
2.8.1 Proses Kompresi Adiabatik .....	11
2.8.2 Proses Kompresi Politropik .....	12
2.9 Menentukan Daya Fan Sentrifugal.....	13

2.9.1 Daya Efektif Fan Sentrifugal .....	13
2.9.1 Daya Poros Fan Sentrifugal .....	13
2.10 Peancangan Impeller .....	13
2.10.1 Diameter Inlet .....	13
2.10.2 Diameter Hub .....	14
2.10.3 Segitiga Kecepatan Pada Sisi Inlet Impeller .....	14
2.10.4 Kondisi Udara Inlet Impeller .....	16
2.10.5 Sudut Relatif Outlet Impeller .....	17
2.10.6 Segitiga Kecepatan Pada Outlet Impeller .....	18
2.10.7 Jumlah Sudu .....	19
2.10.8 Faktor Slip .....	19
2.10.9 Msasa Jenis Outlet Impeller .....	21
2.10.10 Kapasitas Aliran Udara Outlet Impeller .....	21
2.10.11 Perancangan Sudu Impeller .....	22
2.11 Perancangan Volute Casing .....	22
2.11.1 Desain Free Vortex .....	23
2.11.1 Volute Tongue .....	24

### **BAB III METODE PERANCANGAN**

3.1 Langkah Penyusunan TA .....	26
3.2 Diagram Alir Perancangan Impeller Fan Sentrifugal .....	28
3.3 Diagram Alir Perhitungan Kapasitas Perancangan .....	29
3.4 Diagram Alir Perancangan Impeller .....	30
3.5 Diagram Alir Perancangan Volute Casing .....	35

### **BAB IV PEMBAHASAN**

4.1 Parameter Perancangan .....	36
4.2 Kapasitas Udara di Fan Sentrifugal .....	36
4.2.1 Pressure Ratio .....	37
4.2.2 Temperature <i>Outlet</i> Fan Sentrifugal .....	37
4.2.3 Kapasitas <i>Outlet</i> Fan Sentrifugal .....	37
4.2.3 Massa Jenis <i>Outlet</i> Fan Sentrifugal .....	37
4.3 Head Fan Sentrifugal .....	38
4.4 Kecepatan Spesifik .....	38
4.5 Daya Fan Sentrifugal .....	39

4.5.1 Daya Fan Sentrifugal.....	39
4.5.2 Daya Poros (BHP) dan Daya Motor.....	39
4.6 Perancangan Impeller.....	40
4.6.1 Diameter Outlet.....	40
4.6.2 Diameter Inlet.....	40
4.6.3 Diameter Hub.....	40
4.6.4 Segitiga Kecepatan.....	41
4.7 Perancangan Sudu.....	44
4.7.1 Sudu Relatif Outlet Impeller.....	44
4.7.2 Jumlah Sudu.....	44
4.7.3 Jarak Antar Sudu Inlet.....	45
4.7.4 Tebal Sudu Dalam Arah Keliling Di Inlet.....	45
4.7.5 Koefisien Penyempitan Di Inlet.....	45
4.7.6 Jarak Antar Sudu di Outlet Impeller.....	46
4.7.7 Tebal Sudu Dalam Arah Keliling di Outlet.....	46
4.7.8 Koefisien Penyempitan Outlet.....	47
4.7.9 Kondisi Aliran Outlet Impeller.....	47
4.7.10 Faktor Slip.....	52
4.8 Perancangan Volute Casing.....	55
4.8.1 Radius Dasar Volute.....	56
4.8.2 Sudut Dimulai Volute.....	56
4.8.3 Lebar Volute Casing.....	57
4.8.4 Radius Volute Casing.....	57

## **BAB V PENUTUP**

5.1 Kesimpulan.....	59
5.2 Saran.....	60

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**

## **BIODATA PENULIS**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Jenis Kompresor Berdasarkan Tekanan .....	6
Gambar 2.2 Fan Sentrifugal .....	7
Gambar 2.3 Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik ....	8
Gambar 2.4 Control Volume Aliran.....	9
Gambar 2.5 Grafik Proses Kompresi Adiabatik.....	11
Gambar 2.6 Segitiga Kecepatan Backward Curve Blade .....	14
Gambar 2.7 Gambar Segitiga Kecepatan Akibat Slip .....	20
Gambar 2.8 Macam-macam Bentuk Volute.....	23
Gambar 2.9 Aliran Melewati Volute Casing.....	25
Gambar 3.1 Diagram Alir Perancangan Fan Sentrifugal.....	28
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Kapasitas Perancangan .	29
Gambar 3.3 Diagram Alir Perancangan Impeller.....	30
Gambar 3.4 Diagram Alir Perancangan Volute Casing .....	35
Gambar 4.1 Segitiga Kecepatan Outlet Impeller.....	47
Gambar 4.2 Profil Sudu Perancangan .....	49
Gambar 4.3 Impeller Hasil, Perancangan.....	50
Gambar 4.4 Segitiga Kecepatan Akibat Terjadi Slip .....	55
Gambar 4.5 Profil Volute Casing .....	58
Gambar 4.5 Volute Casing Hasil Perancangan Ulang.....	58

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 4.1 Perhitungan Sudu dengan Metode Point by Point..... 48

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Pada era globalisasi sekarang ini mesin memiliki peranan yang sangat penting dalam kehidupan sehari-hari di suatu industri. Mesin konversi energi dibutuhkan untuk mengubah energi potensial yang tersedia di alam menjadi suatu bentuk yang dapat digunakan, salah satunya yakni mesin kompresor. Kompresor adalah suatu mesin yang digunakan untuk menaikkan udara atau gas yang bertekanan rendah menjadi bertekanan lebih tinggi. Salah satu jenis kompresor yang umum digunakan yaitu fan sentrifugal.

Fan (kipas) adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menghasilkan aliran pada fluida gas seperti udara. Fan memiliki fungsi yang berbeda dengan kompresor sekalipun media kerjanya sama, dimana fan ini menghasilkan debit aliran yang rendah namun tekanan kerja yang tinggi. Dengan fungsi yang berbeda dari kompresor tersebut, fan banyak diaplikasikan seperti untuk kenyamanan ruangan, sistem pendingin pada kendaraan atau sistem pemesinan, ventilasi, penyedot debu, sistem pengering, dan juga *supply* udara untuk proses pembakaran.

Pemilihan fan sangat mempengaruhi kemampuan suatu fan untuk dapat mensuplai udara. Fan sentrifugal hasil perancangan ulang dalam Tugas Akhir ini yakni dengan kapasitas  $11000 \text{ m}^3/\text{hr}$  dan tekanan 950 Pa (gage) sesuai dengan kebutuhan sirkulasi udara pada Lab. Konversi Energi di Departemen Teknik Mesin Industri ITS.

## 1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah perancangan ulang fan sentrifugal yang digunakan sebagai kebutuhan sirkulasi udara pada Lab. Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri ITS.

## 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Melakukan perhitungan head, daya, kecepatan spesifik
- b. Melakukan perhitungan dimensi impeller dan dimensi volute casing pada fan sentrifugal
- c. Membuat gambar susunan fan sentrifugal hasil perancangan ulang.

## 1.4 Batasan Masalah

Permasalahan pada tugas akhir ini dibatasi beberapa hal seperti dibawah ini :

1. Fluida kerja yang digunakan dalam perancangan adalah udara
2. Tidak memperhitungkan perpindahan panas pada fan.
3. Selama proses distribusi, aliran fluida dianggap *uniform, steady state* dan *steady flow*.
4. Putaran poros 1450 rpm.
5. Kapasitas yang dibutuhkan sebesar  $11000 \frac{m^3}{hr}$  dengan tekanan outlet sebesar 950 Pa (gage)
6. Tipe kompresor yang dirancang adalah fan sentrifugal yang bekerja pada kondisi operasional yaitu temperatur inlet 303K dan tekanan inlet  $101325 \text{ N/m}^2$
7. Fan sentrifugal yang dirancang ulang memiliki bentuk sudu tipe *Backward Curved*

## **1.5 Manfaat**

Adapun manfaat dari penyusunan tugas akhir ini adalah:

- a. Dihilangkan perhitungan head, daya, kecepatan spesifik
- b. Dihilangkan suatu desain fan sentrifugal sebagai kebutuhan sirkulasi udara pada lab. Konversi energi Departemen Teknik Mesin Industri ITS
- c. Mendorong mahasiswa untuk melakukan pengembangan teknologi .

## **1.6 Sistematika Penulisan**

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

### **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini menjelaskan latar belakang permasalahan, perumusan masalah, tujuan penulisan, batasan permasalahan, manfaat, serta sistematika penulisan tugas akhir

### **BAB II DASAR TEORI**

Bab ini berisi teori-teori dari beberapa literature yang digunakan sebagai referensi penunjang dalam memberikan penjelasan mengenai fan sentrifugal

### **BAB III METODE PERANCANGAN**

Pada bab ini memberikan penjelasan tentang prosedur perancangan yang berupa diagram alir perancangan yang dijadikan acuan dalam perancangan

### **BAB IV PEMBAHASAN**

Bab ini berisi tentang proses perhitungan dalam perancangan ulang fan sentrifugal dan penggambarannya.



## BAB V PENUTUP

Bab ini berisi mengenai kesimpulan dari perhitungan yang sudah didapat dan saran dari hasil perancangan.ulang

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIOGRAFI

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Pengertian Kompresor**

Kompresor adalah suatu peralatan atau alat mekanik yang menerima energi atau kerja dari luar (berupa daya poros), dengan tujuan untuk menaikkan suatu tekanan fluida (udara, gas, uap), sehingga gas atau udara dapat mengalir dari suatu tempat ke tempat lain secara kontinyu.

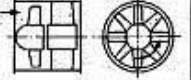

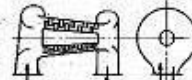


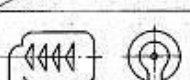

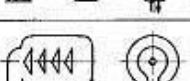
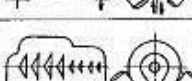

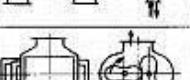
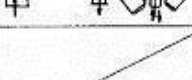



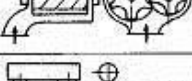
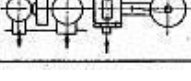
Inlet pressure didapatkan berbagai harga, mulai dari tekanan vakum hingga tekanan positif yang tinggi. Sedangkan disisi discharge dapat bervariasi mulai dari tekanan atmosfer hingga ribuan psi diatas atmosfer.

Kompresor juga banyak digunakan di industri bangunan mesin, terutama untuk menggerakkan pesawat-pesawat pneumatic, antara lain boor, hammer, pesawat angkat, pembersih pasir, alat control, penyemprotan dan pompa.

Dalam kehidupan modern seperti sekarang ini kompresor mempunyai kegunaan yang sangat luas dihampir segala bidang baik dibidang industri, pertanian, rumah tangga, dan sebagainya. Jenis dan ukurannya pun beraneka ragam sesuai dengan pemakaiannya. [5]

#### **2.2 Klasifikasi Kompresor**

Kompresor dapat dibagi ke dalam berbagai jenis dan model tergantung pada volume dan tekanannya. Klasifikasi kompresor yang digolongkan atas dasar tekanannya dapat dilihat dari gambar 2.1 dibawah ini.

Nama		Fan dan blower		Kompressor
		Fan (kipas)	Blower (peniup)	
Jenis	Tekanan	Kurang dari 1000 mm Air (200 Pa)	1-10 mm Air (2000 Pa-96 Pa)	Lebih dari 1 kg/cm <sup>2</sup> (100 kPa)
	Jenis			
Jenis turbo	Jenis aksial			
	Sudu banyak			
	Jenis sentrifugal			
	Rodial			
Jenis perpindahan (displacement)	Turbo			
	Roots			
	Jenis putar (rotary)			
	Sudu linear			
Jenis bolak-balik	Sekrup			
	Bolak-balik			

Gambar 2.1 Jenis kompresor berdasarkan tekanan (sumber : Sularso dan Haruo Tahara, “Pompa dan Kompresor”, Hal 173 )

Kompresor diklasifikasikan berdasarkan tekanannya :

- a. Kompresor (pemampat) digunakan untuk menekan gas bertekanan tinggi .

- b. Blower (peniup) digunakan untuk menekan gas bertekanan rendah
- c. Fan (kipas) digunakan untuk menekan gas bertekanan sangat rendah.

## 2.3 Pengertian Fan Sentrifugal

Fan sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu impeller atau lebih yang dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada poros yang berputar yang diselubungi oleh sebuah rumah (casing). Udara memasuki ruang casing secara horizontal akibat perputaran poros maka ruang pipa masuk menjadi vakum lalu udara dihembuskan keluar. [3]



Gambar 2.2 Fan Sentrifugal

## 2.4 Klasifikasi Fan Sentrifugal

### 2.4.1 Berdasarkan Sudut Kelengkungan Sisi Terluar

Pada umumnya impeller yang digunakan dalam fan sentrifugal diklasifikasikan sebagai berikut :

- a. Forward Curved Blade

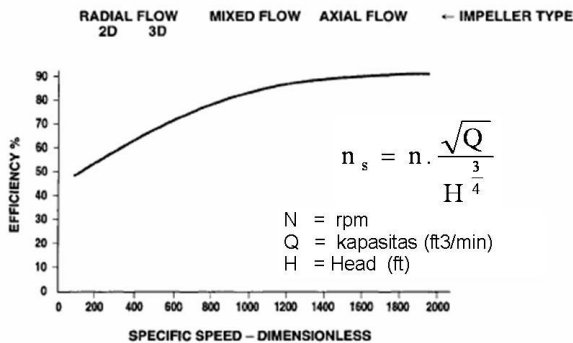
Forward curved adalah bentuk blade yang arah lengkungan bagian ujung terpasang terpasang diatas searah dengan putaran roda, dan juga terdapat susunan blade secara paralel (multi blade) keliling shroud. Karena bentuknya maka pada jenis blade ini udara atau gas meninggalkan blade dengan kecepatan yang tinggi sehingga mempunyai discharge velocity tinggi dan setelah melalui housing scroll sehingga diperoleh energi potensial yang besar.

b. Backward Blade

Type ini memiliki susunan blade sama dengan forward curve blade, hanya arah dan sudu memiliki sudut optimum dan merubah energi kinetic ke energi potensial. Digunakan untuk mendapatkan efisiensi tinggi. Pada tugas akhir ini menggunakan tipe *backward curve* pada bladanya .

### 2.4.2 Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik

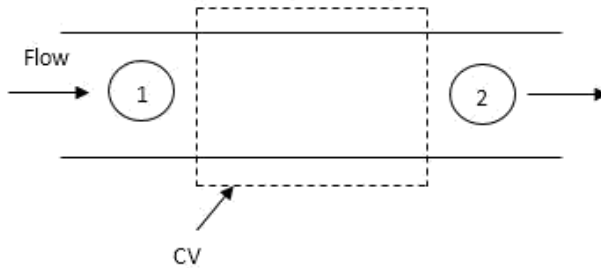
Tipe impeller berdasarkan kecepatan spesifik digolongkan menjadi 4 macam yaitu :



Gambar 2.3 Tipe Impeller Berdasarkan kecepatan Spesifik

## 2.5 Persamaan Kontinuitas

Persamaan kontinuitas dihasilkan dari prinsip kekekalan massa yang menyatakan bahwa aliran steady, massa fluida yang mengalir tiap satuan waktu adalah konstan. Berkaitan dengan hal tersebut dapat diformulasikan untuk kekekalan massa yaitu : [6]



Gambar 2.4 Control Volume Aliran

Asumsi bahwa :

- Aliran fluida kerjanya adalah steady state
- Aliran fluida *compressible*
- *Uniform flow*

Sehingga persamaannya menjadi :

$$A_1V_1 = A_2V_2$$

Atau

$$Q_1 = Q_2$$

dimana :

$V_1$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)

$A_1$  = Luas penampang (m<sup>2</sup>)

$\dot{m}$  = Laju aliran massa (Kg/s)

## 2.6 Head Fan

Dalam menentukan nilai *head*, sebelumnya perlu diketahui nilai massa jenis pada udara dan kenaikan tekanan. Perhitungan head pada fan sebagai berikut : [3]

$$H = \frac{n}{n-1} \times P_1 \cdot Q_1 \left\{ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$$

dimana :

- H = *Head* fan (m)
- $Q_1$  = Kapasitas awal fan (m<sup>3</sup>/s)
- $P_1$  = Tekanan masuk fan (Pa)
- $P_2$  = Tekanan keluar fan (Pa)
- n = Putaran poros (rpm)

## 2.7 Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik adalah nilai putaran fan model dimana pada saat diuji akan menghasilkan *Head* (H) 1 m, debit (Q) 1L/detik dan Power 1 Hp pada efisiensi maksimum. Lewat besaran besaran yang telah tersedia seperti *head* (H), kapasitas(Q) dan putaran(n) akan dicoba untuk menghitung kecepatan spesifik dan jenis kajian yang akan dirancang. Kecepatan spesifik dirumuskan sebagai berikut : [3]

$$n_s = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

dimana :

- $n_s$  = Kecepatan spesifik (1/menit)

- n = Putaran poros (rpm)
- H = Head fan (m kolom udara)
- Q = Kapasitas fan ( $m^3/s$ )

## 2.8 Proses Kompresi

### 2.8.1 Proses Kompresi Adiabatik

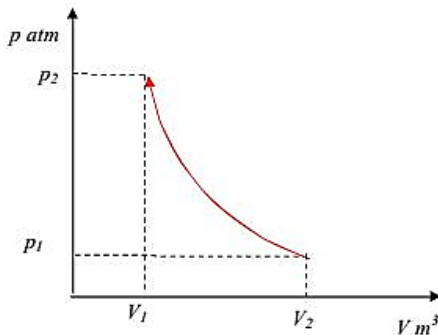
Jika silinder diisolasi secara sempurna terhadap panas, maka kompresi akan berlangsung tanpa ada panas yang keluar dari gas atau masuk ke dalam gas. Proses semacam ini disebut adiabatik. Dalam praktek, proses adiabatik tidak pernah terjadi secara sempurna karena isolasi terhadap silinder tidak pernah dapat sempurna pula. Namun proses adiabatik sering dipakai dalam kajian teoritis proses kompresi. Hubungan antara tekanan dan volume dalam proses adiabatik dapat dinyatakan dalam persamaan

$$P \cdot V^K = \text{tetap}$$

$$P_1 \cdot V_1^K = P_2 \cdot V_2^K = \text{tetap}$$

Dimana :

$$K = C_p/C_v$$



Gambar 2.5 Grafik proses kompresi adiabatik



Jika rumus ini dibandingkan dengan rumus kompresi isothermal dapat dilihat bahwa untuk pengecilan volume yang sama, kompresi adiabatik akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi dibanding proses isothermal. Sebagai contoh, jika volume diperkecil menjadi  $1/2$ , maka tekanan pada kompresi adiabatik akan menjadi 2,64 kali lipat, sedangkan pada kompresi isothermal hanya menjadi 2 kali lipat. Karena tekanan yang dihasilkan oleh kompresi adiabatik lebih tinggi dari pada kompresi isothermal untuk pengecilan volume yang sama, maka kerja yang diperlukan pada kompresi adiabatik juga lebih besar.

### **2.8.2 Proses Kompresi Politropik**

Kompresi pada fan yang sesungguhnya bukan merupakan proses isothermal, karena ada kenaikan temperatur, namun juga bukan proses adiabatik karena ada panas yang dipancarkan keluar. Jadi proses kompresi yang sesungguhnya, ada di antara keduanya dan disebut kompresi politropik. Hubungan antara P dan v pada proses politropik ini dapat dirumuskan sebagai:

$$P \cdot v^n = \text{tetap} \text{ atau } P_1 \cdot v_1^n = P_2 \cdot v_2^n = \text{tetap}$$

Di sini ndisebut indeks politropik dan harganya terletak antara 1 (proses isothermal) dan k (proses adiabatik). Jadi:  $1 < n < k$ . Untuk fan biasa 35,  $1 \sim 25$ . Dari rumus ini, dengan  $n = 1,25$ , pengecilan volume sebesar misalnya, akan menaikkan tekanan menjadi 2,38 kali lipat. Harga ini terletak antara 2,0 (untuk kompresi isothermal) dan 2,64 (untuk kompresi adiabatik).

## 2.9 Menentukan Daya Fan Sentrifugal

### 2.9.1 Daya Efektif Fan Sentrifugal (AHP)

*Air Horse Power* adalah besarnya daya yang diterima fluida ketika sudah melewati fan. Nilai AHP dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut : [3]

$$\text{AHP} = Q \times \Delta P$$

dimana :

AHP = *Air Horse Power* (KW)

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

$\Delta P$  = Kenaikan Tekanan (Pa)

### 2.9.2 Daya Poros Fan Sentrifugal

*Brake Horse Power* adalah besarnya daya yang diperlukan untuk menggerakkan poros pada fan. Nilai BHP dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

[3]

$$\text{BHP} = \frac{Q \times \Delta P}{\eta} = \frac{\text{AHP}}{\eta}$$

dimana :

BHP = *Brake Horse Power* (KW)

$\eta$  = Efisiensi fan

## 2.10 Perancangan Impeller

### 2.10.1 Diameter Inlet

Diameter inlet dicari dengan menggunakan perbandingan ratio diameter *inlet* dengan diameter *outlet* dimana besarnya antara  $0,4 \div 0,6$  [1]

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,4 \div 0,6$$

dimana :

$D_1$  = Diameter *inlet* impeller (m)

$D_2$  = Diameter *outlet* impeller (m)

### 2.10.2 Diameter Hub

Diameter hub atau diameter leher poros besarnya sekitar 1,2 ÷ 1,4 diameter poros . [3]

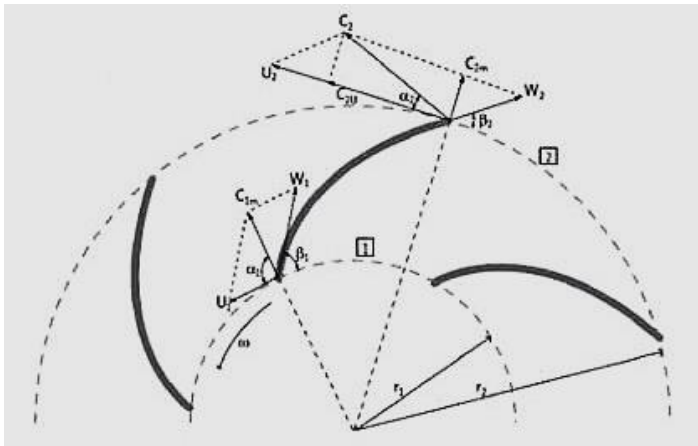
$$D_h = 1,2 \div 1,4 D_p$$

dimana :

$D_h$  = Diameter *Hub Impeller* (m)

$D_p$  = Diameter *Poros Impeller* (m)

### 2.10.3 Segitiga Kecepatan pada Sisi *Inlet Impeller*



Gambar 2.6 Segitiga Kecepatan Backward Curved [7]

Keliling pada *inlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut : [7]

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$$

dimana:

$U_1$  = Kecepatan keliling pada *inlet impeller* (m/s)

$D_1$  = Diameter *inlet* (m)

$n$  = Putaran *impeller* (rpm)

a. Sudut Relatif inlet impeller

Sudut  $\beta_1$  dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut: [7]

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1}$$

dimana:

$\beta_1$  = Sudut relatif inlet impeller ( $^\circ$ )

$Q_1$  = Kapasitas pada *inlet impeller* ( $m^3/s$ )

$U_1$  = Kecepatan keliling pada *inlet impeller* (m/s)

$b_1$  = Tebal *inlet impeller* (m)

$D_1$  = Diameter *inlet impeller* (m)

b. Kecepatan Absolut Udara *Inlet Impeller*

Kecepatan absolut udara *inlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut : [7]

$$C_1 = \tan \beta_1 \cdot U_1$$

dimana :

$C_1$  = Kecepatan absolut pada *inlet impeller* (m/s)

$\beta_1$  = Sudut relatif *inlet impeller* ( $^\circ$ )

$U_1$  = Kecepatan keliling pada *inlet impeller* (m/s)

c. Kecepatan Relatif Udara *Inlet Impeller*

Kecepatan relatif udara *inlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut : [7]

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2}$$

dimana :

$W_1$  = Kecepatan relatif pada *inlet impeller* (m/s)

$C_1$  = Kecepatan absolut pada *inlet impeller* (m/s)

$U_1$  = Kecepatan keliling pada *inlet impeller* (m/s)

## 2.10.4 Kondisi Udara *Inlet Impeller*

a. Massa Jenis Udara di *Inlet Impeller*

Massa jenis udara di sisi masuk didapatkan dengan pendekatan dari harga temperatur dan tekanan *inlet impeller* didapat : [4]

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$$

dimana :

$\rho_1$  = Massa jenis udara *inlet impeller* ( $\text{kg/m}^3$ )

$T_1$  = Temperatur *inlet impeller* (K)

R = Konstanta gas (Nm/Kg.K )

b. Kecepatan Suara di Udara

Kecepatan suara di udara pada temperatur lokal diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut :

[7]

$$\alpha_1 = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_1}$$

dimana :

$\alpha_1$  = Kecepatan suara di udara (m/s)

R = Konstanta udara (Nm/Kg.K )

c. Mach Number *Inlet*

Mach number *inlet* diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut : [7]

$$M_1 = \frac{\alpha_1}{C_1}$$

dimana :

$M_1$  = Mach number

$\alpha_1$  = Kecepatan suara di udara (m/s)

$C_1$  = Kecepatan absolut pada *inlet impeller* (m/s)

## 2.10.5 Sudut Relatif *Outlet Impeller*

Sudut  $\beta_2$  dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan untuk mencari  $H_{t\infty}$  sebagai berikut :

$$Q_2 = C_{2r} \cdot A$$

$$Q_2 = U_2 \tan \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2$$

$$Q_2 = (\omega \cdot R_2) \tan \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2$$

$$Q_2 = \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D_2}{2} \right) \tan \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2$$

$$Q_2 = \frac{\pi^2 \cdot n}{60} D_2^2 \cdot b_2 \tan \beta_2$$

dimana :

$\beta_2$  = Sudut relatif *outlet impeller* (°)

$H_{t\infty}$  = Head teoritis tak terhingga (m)

$U_2$  = Kecepatan keliling *outlet impeller* (m/s)

$C_{2r}$  = Kecepatan radial *outlet impeller* (m/s)

### 2.10.6 Segitiga Kecepatan pada *Outlet Impeller*

a. Kecepatan keliling *outlet Impeller*

Kecepatan keliling pada *outlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut: [7]

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

dimana:

$U_2$  = Kecepatan keliling pada outlet impeller (m/s)

$D_2$  = Diameter outlet (m)

n = Putaran *impeller* (rpm)

b. Kecepatan Absolut Udara *Outlet Impeller*

Kecepatan absolut udara pada *outlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut : [4]

$$C_2 = \sqrt{C_{2U}^2 + C_{2r}^2}$$

dimana:

$C_2$  = Kecepatan absolut pada outlet impeller (m/s)

$C_{2r}$  = Kecepatan radial pada outlet impeller (m/s)

c. Kecepatan relatif Udara *Outlet impeller*

Kecepatan relatif udara *outlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut : [4]

$$W_2 = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_2}$$

dimana:

$W_2$  = Kecepatan relatif pada outlet impeller (m/s)

$C_{2r}$  = Kecepatan radial pada outlet impeller (m/s)

$\beta_2$  = Kecepatan relatif outlet impeller ( $^\circ$ )

### 2.10.7 Jumlah Sudu

Jumlah sudu pada fan sentrifugal dapat bervariasi dari 2 sampai 64 tergantung dari kegunaan dan ukuran. Dalam perancangan jumlah sudu dapat ditentukan sendiri, tetapi untuk memperoleh jumlah sudu optimal dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

[7]

$$Z = \frac{8,5 \sin \beta_2}{1 - \frac{D_1}{D_2}}$$

dimana:

$Z$  = Jumlah sudu

$\beta_2$  = Kecepatan relatif *outlet* impeller ( $^\circ$ )

$D_1$  = Diameter *inlet* impeller (m)

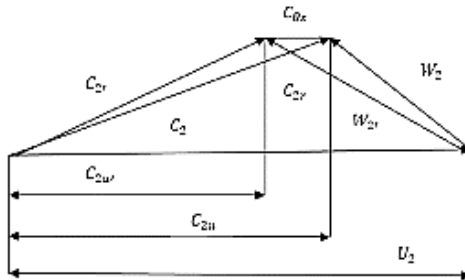
$D_2$  = Diameter *outlet* impeller (m)

### 2.10.8 Faktor Slip

Faktor slip adalah kondisi dimana aliran yang meninggalkan *impeller* dengan arah yang tidak sama persis dengan yang diarahkan oleh sudu impeller.

[8]





Gambar 2.7 Gambar Segitiga Kecepatan Akibat Slip oleh sudu *impeller* .

dimana :

$C_2$  = Kecepatan absolut pada *outlet impeller* (m/s)

$W_2$  = Kecepatan relatif pada *outlet impeller* (m/s)

$U_2$  = Kecepatan keliling pada *outlet impeller* (m/s)

$C_{2r}$  = Kecepatan radial pada *outlet impeller* (m/s)

$\beta_2$  = Sudut relatif *outlet impeller* ( $^\circ$ )

$C'_2$  = Kecepatan absolut pada *outlet impeller* akibat slip faktor (m/s)

$W'_2$  = Kecepatan relatif pada *outlet impeller* akibat slip faktor (m/s)

$\beta'_2$  = Sudut relatif *outlet impeller* akibat slip faktor ( $^\circ$ )

Menurut Stanizs kecepatan gelincir ( *slip velocity*) Tidak tergantung pada sudut baling-baling ( $\beta'_2$ ) dan hanya tergantung pada jarak antar sudu-sudunya (atau berarti jumlah sudunya), sehingga :

$$C_{\theta S} = \frac{0,36\pi \cdot U_2}{z}$$

Jadi slip faktor dapat dirumuskan menjadi:

$$\sigma = \frac{0,63 \frac{\pi}{2}}{1 - \phi_2 \cdot \tan \beta_2}$$

dimana :

$Z$  = Jumlah sudu *impeller*

$\sigma$  = Stodola faktor

### **2.10.9 Massa Jenis Outlet Impeller**

Massa jenis sisi keluar didapatkan dengan pendekatan dari harga temperatur dan tekanan *outlet impeller* didapat : [7]

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$$

dimana :

$\rho_2$  = Massa jenis udara *outlet impeller* (kg/m<sup>3</sup>)

$T_2$  = Temperatur *outlet impeller* (K)

$R$  = Konstanta gas (Nm/Kg.K)

### **2.10.10 Kapasitas Aliran Udara Outlet Impeller**

Kapasitas udara yang ada di outlet impeller dapat dicari dengan menggunakan persamaan gas ideal : [7]

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

dimana :

$V_1$  = Kapasitas aliran *inlet impeller* ( $m^3/s$ )

$V_2$  = Kapasitas aliran *outlet impeller* ( $m^3/s$ )

$T_1$  = Temperatur *inlet impeller* (K)

$T_2$  = Temperatur *outlet impeller* (K)

$P_1$  = Tekanan statis *inlet impeller* ( $N/m^2$ )

$P_2$  = Tekanan statis *outlet impeller* ( $N/m^2$ )

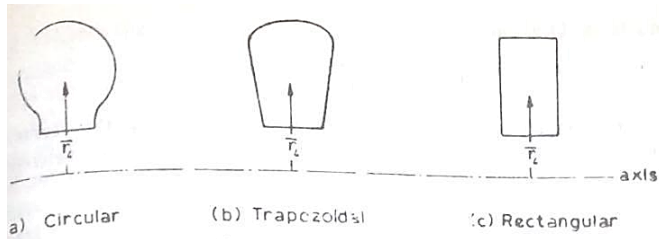
### 2.10.11 Perancangan Sudu Impeller

Jenis *impeller* yang digunakan pada perancangan *impeller fan* sentrifugal ini adalah jenis *impeller besudu backward curved*. Pemilihan *impeller* bersudu *backward curved blade* untuk fan ini dikarenakan jenis ini digunakan untuk kebutuhan udara dengan kapasitas dan tekanan yang relatif besar .[7]

### 2.11 Perancangan Volute Casing

*Volute* atau *scroll casing* atau *manifold* yaitu berfungsi sebagai pengumpul dan pengarah aliran dari *impeller*. Diameter dasar *volute* sedikit lebih besar (0,05 sampai 0,1 kali diameter *impeller* ) dari diameter *outlet impeller*. Ruang tanpa sudu sebelum *volute* mengurangi ketidak seragaman dan turbulensi aliran masuk *volute* dan juga mengurangi tingkat kebisingan .

Penampang melintang berbeda yang digunakan pada saluran *volute* ditunjukkan pada gambar dibawah ini . Penampang *rectangular* umumnya digunakan pada fan dan blower sentrifugal, sedangkan penampang *circular* digunakan secara luas pada fan . [7]



Gambar 2.8 Macam-macam bentuk volute [7]

Performa impeller juga tergantung pada hasil lingkungan oleh volute disekitarnya. Distribusi tekanan tidak seragam pada sekitar *impeller* diberikan oleh *volute*, memberi kenaikan pada gaya dorong radial yang tak diinginkan dan tekanan bearing

Ada dua cara yang digunakan secara luas untuk mendesain *volute*, yaitu desain *free vortex* dan desain kecepatan rata-rata konstan. Untuk mendesain volute fan ini digunakan metode desain *free vortex*.

### 2.11.1 Desain *Free Vortex*

Disini aliran lewat saluran volute diasumsikan bebas dari aliran *vortex* dan gesekan dalam saluran volute diabaikan. [7]

$$r_2 \cdot C_{2u} = r_3 \cdot C_{3u} = K$$

dimana :

K = Konstanta

Untuk penampang *circular*, radius volutecasing dapat ditentukan dari :

$$r_4 = -\frac{r_3^2}{r_4} + 2 \cdot r_3 + \frac{\theta}{360} \cdot \pi \cdot \frac{Q}{K}$$

$r_3$  = Radius saat *volute* dimulai (m)

$r_4$  = Radius saat *volute casing* (m)

$\theta$  = Sudut mulai volute ( $^\circ$ )

K = Konstanta

Q = Laju aliran volume

### 2.11.2 Volute Tongue

Secara teori kurva logaritmik volute casing dimulai pada *oulet* diameter dasar *volute*, tetapi dalam prakteknya tidak mungkin. Jika dimulai dari diameter dasar pada  $\vartheta = 0$ , maka akan terbentuk pinggiran berujung tajam. Inilah yang disebut sebagai tongue atau cut water of voluter. Bentuk dan ukurannya mempunyai efek yang menonjol pada penurunan kinerja fan sentrifugal. Pada prakteknya tongue dipotong hingga berujung tumpul dan dimulai pada  $\theta = \theta_t$ . Pada titik ini kemiringan ( $\alpha$ ) harus sama dengan streamlinenya. [7]

Sudut mulai volutre :

$$\theta_t = \frac{1}{\tan \alpha} \cdot \ln \left( \frac{r_3}{r_2} \right)$$

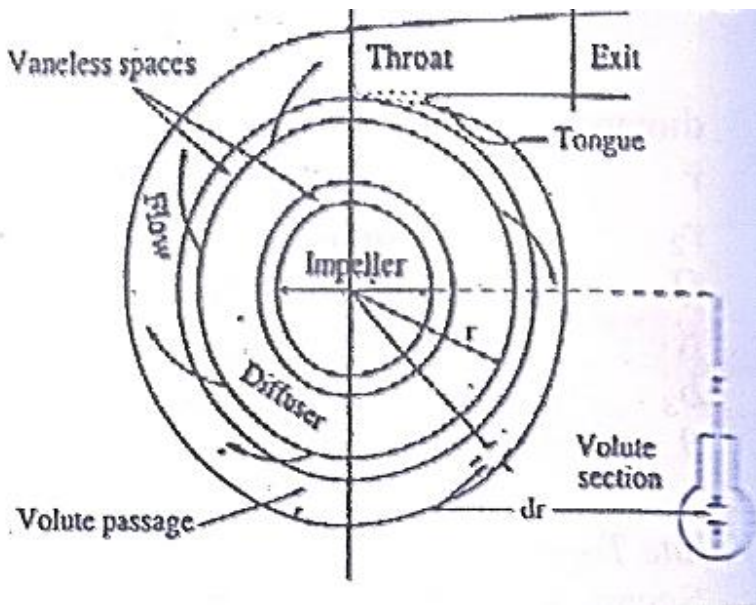
dimana :

$\theta_t$  = Sudut mulai volute ( $^\circ$ )

$\alpha$  = Sudut kemiringan saat volute dimulai ( $^\circ$ )

$r_2$  = Radius dasar volute (m)

$r_3$  = Radius saat volute dimulai (m)



Gambar 2.9 Aliran melewati volute casing [7]

## **BAB III**

### **METODE PERANCANGAN**

#### **3.1 Langkah Penyusunan TA**

Urutan pekerjaan yang harus dilakukan dalam menyusun tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Studi Kasus

Melakukan survey lapangan di laboratorium konversi energi DTMI-ITS sehingga dapat mengetahui permasalahan yang terjadi.

2. Studi Literatur

Mempelajari referensi-referensi yang berhubungan dengan Fan Sentrifugal yang dapat menunjang dasar teori dan perancangan.

3. Parameter Perancangan

Setelah langkah-langkah diatas dilakukan , maka dapat diambil beberapa parameter yang dapat dijadikan pertimbangan dasar dalam pelaksanaan perancangan Fan Sentrifugal. Beberapa parameter yang telah diambil adalah :

- Fluida kerja yang digunakan adalah udara
- Kapasitas perancangan berdasarkan kapasitas desain yang ditingkatkan sebesar 110%
- Tekanan perancangan berdasarkan tekanan desain yakni  $102275 \frac{N}{m^2}$
- Putaran poros 1450 rpm
- Lebar outlet *impeller* ( $b_2$ ) sebesar 0,150 mm
- Lebar inlet *impeller* ( $b_1$ ) sebesar 0,04 mm
- Diameter outlet *impeller* ( $d_2$ ) sebesar 0,4 mm

- Diameter inlet impeller ( $d_i$ ) sebesar 0,353 mm
- Jenis kompresor yang akan direncanakan adalah Fan Sentrifugal yang bekerja pada kondisi operasional yakni temperatur *inlet* 30°C dan tekanan *inlet* 101325N/ <sup>2</sup>.
- Kompresor yang akan direncanakan adalah jenis Fan Sentrifugal dengan memiliki bentuk impeller backward curved blade.

#### 4. Pelaksanaan Perancangan

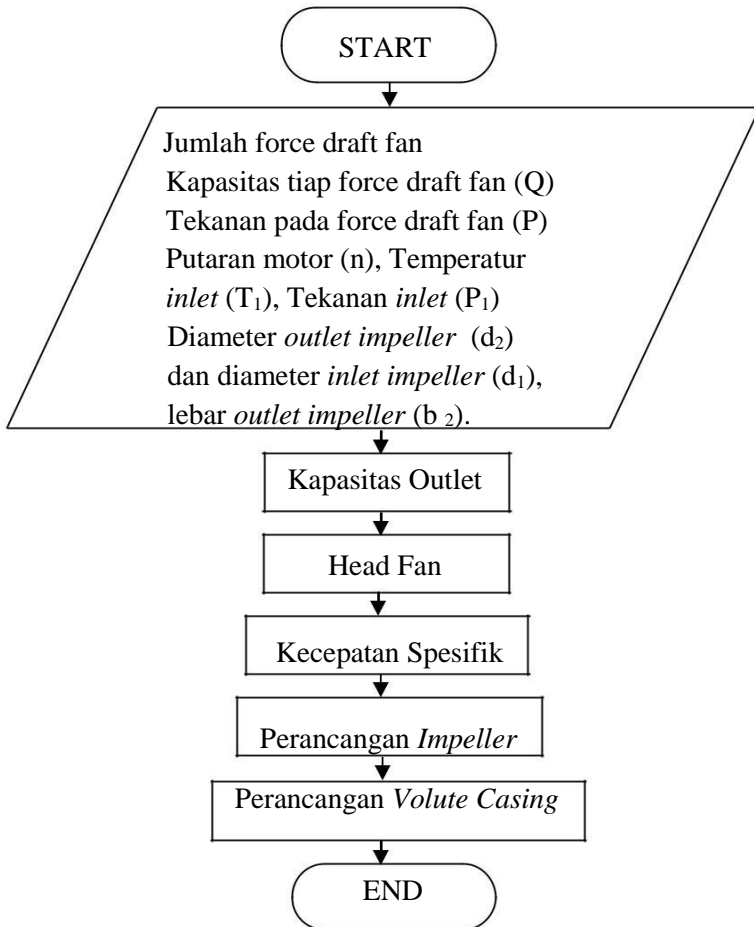
Langkah-langkah dalam proses perancangan impeller Fan Sentrifugal adalah sebagai berikut :

- Perhitungan tekanan dan kapasitas perancangan
- Perancangan *impeller*
- Perancangan *volute casing*



### 3.2 Diagram Alir Perancangan Fan Sentrifugal

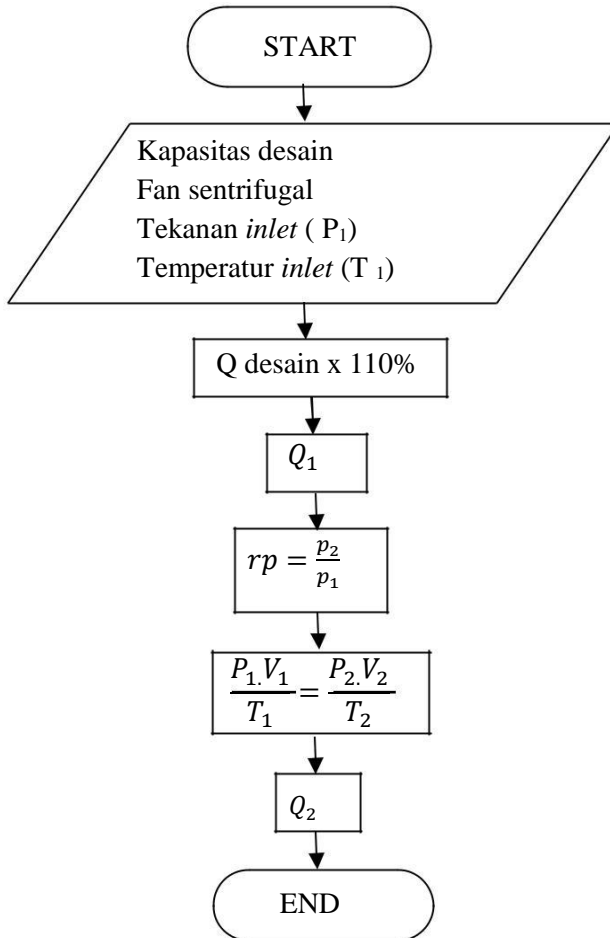
Diagram alir perancangan fan sentrifugal dalam tugas akhir ini dapat dilihat pada gambar 3.1 sebagai berikut :



Gambar 3.1 Diagram alir perancangan impeller fan sentrifugal

### 3.3 Diagram Alir Perhitungan Kapasitas Perancangan

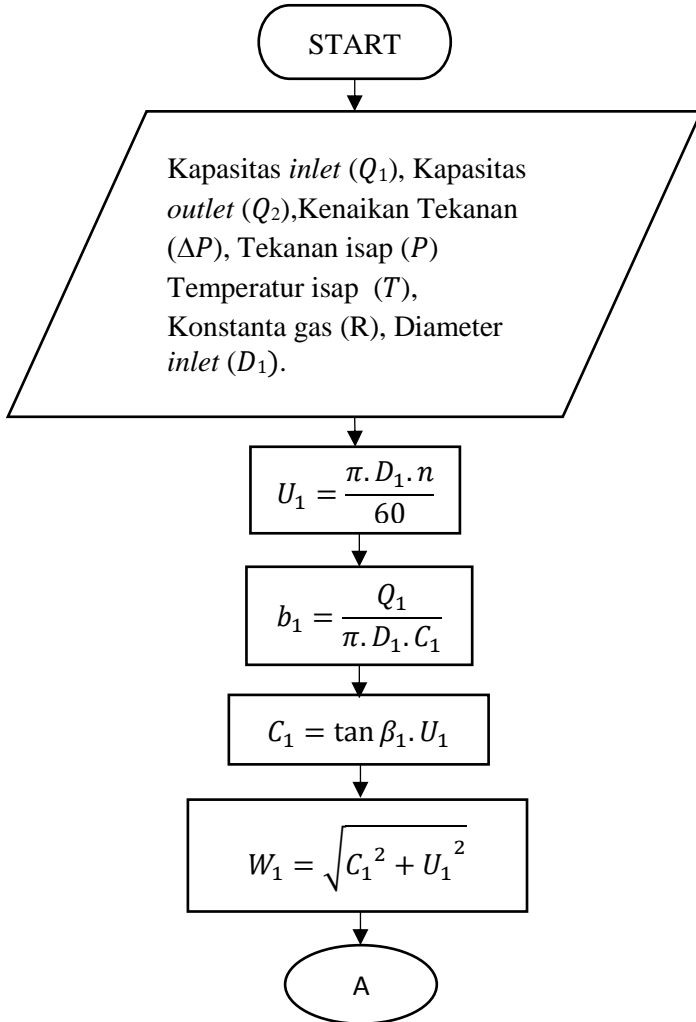
Diagram alir perhitungan kapasitas perancangan dalam tugas akhir ini dapat dilihat pada gambar 3.2 sebagai berikut:

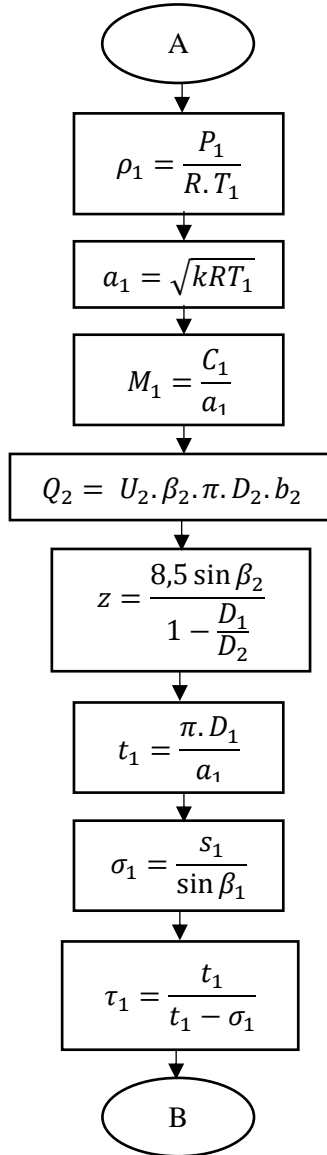


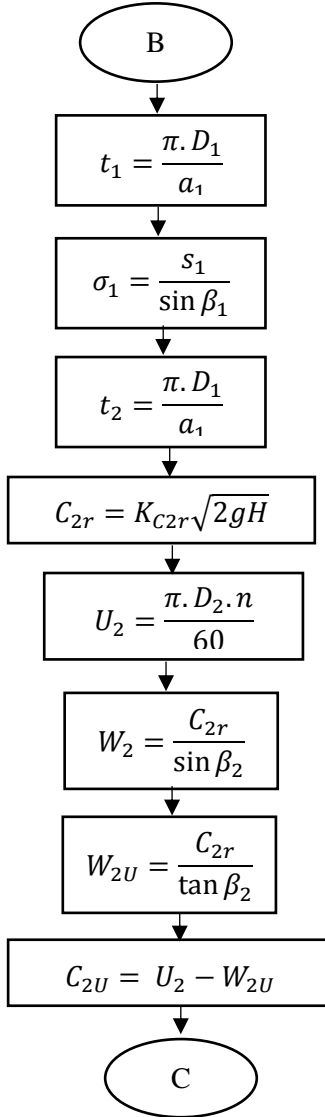
Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan kapasitas perancangan fan sentrifugal

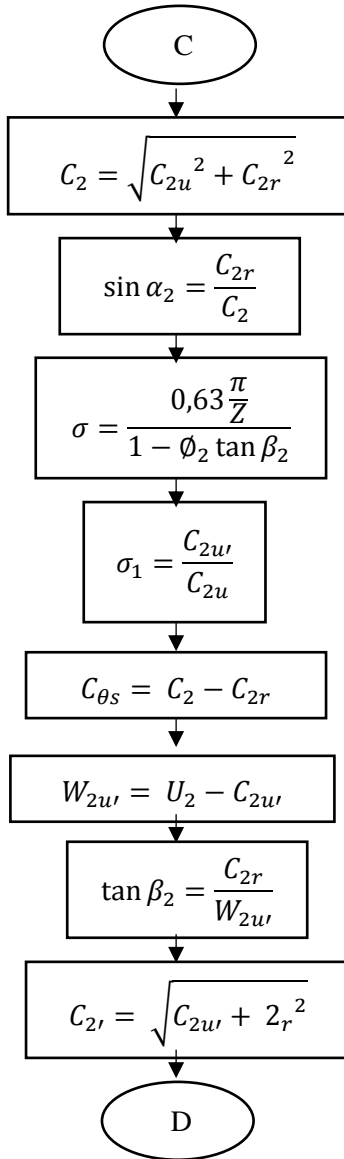
### 3.4 Diagram Alir Perancangan Impeller

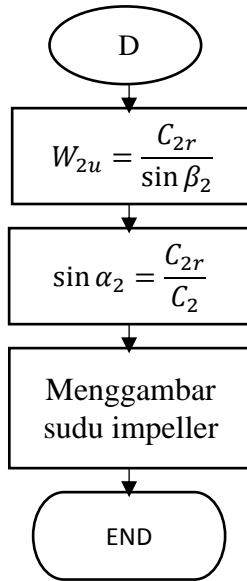
Diagram alir perancangan *impeller* dapat dilihat pada gambar 3.3 berikut ini :







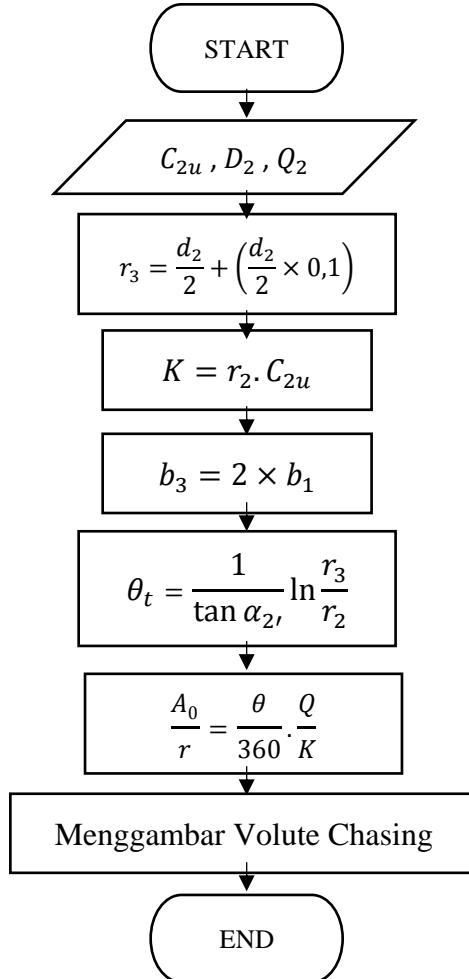




Gambar 3.3 Diagram Alir Perancangan Impeller

### 3.5 Diagram Alir Perancangan Volute Casing

Diagram alir perhitungan dimensi *volute casing* dapat dilihat pada gambar 3.4 berikut ini :



Gambar 3.4 Diagram alir perancangan *Volute Casing*



## BAB IV PEMBAHASAN

### 4.1 Parameter Perancangan

Beberapa data dari awal yang dipakai sebagai parameter dalam perancangan impeller fan sentrifugal ini adalah :

Kapasitas desain	: $11000 \frac{m^3}{hr}$
Fluida Kerja	: Udara
Putaran motor	: 1450 rpm
Temperatur inlet	: $30 \text{ }^\circ\text{C}$
Tekanan inlet	: $101325 \frac{N}{m^2}$
Tekanan outlet	: $950 \frac{N}{m^2}$
Lebar impeller bagian outlet ( $b_2$ )	: 0,150 m
Diameter <i>inlet</i> impeller ( $D_1$ )	: 0,353 m
Diameter <i>outlet</i> impeller ( $D_2$ )	: 0,4 m
Diameter poros	: 0,065 m

### 4.2 Kapasitas Udara di Fan Sentrifugal

Untuk mendapatkan kapasitas udara perancangan yang diinginkan, maka berdasarkan data awal yang didapat yaitu sebesar  $11000 \frac{m^3}{hr}$  maka perlu ditambah factor keamanan sebesar 10%

$$\begin{aligned} Q_{\text{tot}} &= Q_{\text{des}} \times Sf \\ Q_{\text{tot}} &= 11000 \frac{m^3}{hr} \times 110\% \\ &= 12100 \frac{m^3}{hr} \times \frac{1}{3600} \frac{hr}{s} \\ &= 3,361 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

Maka besar kebutuhan kapasitas perancangan adalah  $3,361 \frac{m^3}{s}$

### 4.2.1 Pressure Ratio

Nilai *pressure ratio* dapat dihitung dengan penggunaan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned}rp &= \frac{P_0}{P_i} \\ &= \frac{950 \frac{N}{m^2} + 101325 \frac{N}{m^2}}{101325 \frac{N}{m^2}} \\ &= 1,009\end{aligned}$$

### 4.2.2 Temperature Outlet Fan Sentrifugal

Temperatur outlet fan sentrifugal dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}T_2 &= T_1 (r_{p-stage})^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 303^\circ K (1,009)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 303,77^\circ K\end{aligned}$$

### 4.2.3 Kapasitas Outlet Fan Sentrifugal

Kapasitas *outlet* fan sentrifugal dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\frac{P_1.Q_1}{T_1} &= \frac{P_2.Q_2}{T_2} \\ \frac{101325 \frac{N}{m^2} \cdot 3,361 \frac{m^3}{s}}{303^\circ K} &= \frac{102275 \frac{N}{m^2} \cdot Q_2}{303,77^\circ K} \\ Q_2 &= 3,338 \frac{m^3}{s}\end{aligned}$$

### 4.2.4 Massa Jenis Outlet Fan Sentrifugal

Massa jenis *outlet* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R.T_2}$$

$$\begin{aligned}\rho_2 &= \frac{102275 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{Kg \cdot K} \cdot 303,77^\circ K} \\ &= 1,173 \frac{Kg}{m^3}\end{aligned}$$

### 4.3 Head Fan Sentrifugal

Head fan sentrifugal dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}H &= \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot Q_1 \left[ rp^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\ &= \frac{1}{1,25-1} \cdot 101325 \frac{N}{m^2} \cdot 3,361 \frac{m^3}{s} \left[ 1,009^{\frac{1,25-1}{1}} - 1 \right] \\ &= 3054,68 \frac{Nm}{s} = 3054,68 \frac{J}{s} = 3054,68 \frac{kg \cdot m^2}{s^3} = 3054,68 \text{ Watt}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h &= \frac{H}{m \cdot g} \\ &= \frac{H}{\rho_2 \cdot Q_2 \cdot g} = \frac{3054,68 \text{ Watt}}{1,173 \frac{kg}{m^3} \cdot 3,338 \frac{m^3}{s} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} \\ &= \frac{3054,68}{1,173 \times 3,338 \times 9,81} \times \frac{kg \cdot m^2}{s^2} \times \frac{m^3}{kg} \times \frac{s}{m^2} \times \frac{s^2}{m} \\ &= 79,526 \text{ meter}\end{aligned}$$

### 4.4 Kecepatan Spesifik

Kecepatan Spesifik dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

dimana :

$$\begin{aligned}n &= 1450 \text{ rpm} \\ Q &= 11000 \frac{m^3}{hr} \times \frac{1hr}{60 \text{ menit}} = 183,33 \frac{m^3}{menit}\end{aligned}$$

$$H = 79,526 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} n_s &= n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \\ &= 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{\frac{183,33 \frac{\text{m}^3}{\text{menit}}}{\frac{79,526^{\frac{3}{4}}}{\text{menit}}}}}{\frac{1}{\text{menit}}} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} \\ &= 12,287 \frac{1}{\text{s}} \end{aligned}$$

Jadi, kecepatan spesifik fan sentrifugal sebesar  $12,287 \frac{1}{\text{s}}$ . Setelah didapatkan nilai  $n_s$  maka dari tabel didapatkan jenis impeller atau jenis *fan* yang akan digunakan yaitu *backward curved blade*.

## 4.5 Daya Fan Sentrifugal

### 4.5.1 Daya Fan Sentrifugal ( AHP)

Nilai AHP dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} H &= \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot Q_1 \left[ \text{rp}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\ &= \frac{1}{1,25-1} \cdot 101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 3,361 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \left[ 1,009^{\frac{1,25-1}{1}} - 1 \right] \\ &= 3054,68 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 3054,68 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 3054,68 \frac{\text{kg.m}^2}{\text{s}^3} = 3054,68 \text{ Watt} \\ &= 3,05 \text{ KW} \end{aligned}$$

Jadi daya fan sentrifugal sebesar 3,05 KW

### 4.5.2 Daya Poros (BHP) dan Daya Motor

Nilai BHP dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut : ( $\eta_p$  = efisiensi polytropic sebesar 0,849 dari data sheet )

$$\begin{aligned}
 \text{BHP} &= \frac{AHP}{\eta} \\
 &= \frac{3,05 \text{ KW}}{0,849} \\
 &= 3,5 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

Jadi daya poros fan sentrifugal sebesar 3,5 KW

Menghitung daya motor:

$$Nd = \frac{BHP (1 + \alpha)}{\eta_{trans}}$$

$$Nd = \frac{3,5 \text{ KW} (1 + 0,1)}{0,95}$$

$$Nd = 4,0 \text{ KW}$$

Jadi daya motor yang digunakan sebesar 4,0 KW

## 4.6 Perancangan *Impeller*

### 4.6.1 Diameter *Outlet*

Berdasarkan data yang didapat dari Lab Konversi Energi DTMI-ITS diameter *outlet* ( $D_2$ ) dari *impeller* sebesar 0,4 m

### 4.6.2 Diameter *Inlet*

Berdasarkan data yang didapat dari Lab Konversi Energi DTMI-ITS diameter *inlet* ( $D_2$ ) dari *impeller* sebesar 0,353 m

### 4.6.3 Diameter *Hub*

Diameter hub atau leher poros dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$D_h = 1,2 \div 1,4 D_p$$

Dalam perancangan ini untuk menggunakan 1,4 untuk diameter poros 0,065 m sehingga,

$$\begin{aligned} D_h &= 1,4 \times 0,065 \text{ m} \\ &= 0,091 \text{ m} \end{aligned}$$

#### 4.6.4 Segitiga Kecepatan

Pada perancangan impeller fan sentrifugal ini, fluida dianggap masuk impeller secara radial, dan tanpa menggunakan *Inlet Guide Vane*, sehingga sudut masuk abs sebesar  $\alpha_1 = 90^\circ$ , sehingga sudut  $\beta_1$  dapat dihitung menggunakan rumusan sebagai berikut :

- a. Kecepatan Keliling *Inlet* Impeller

Keliling pada inlet impeller dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \\ &= \frac{\pi \times 0,353 \text{ m} \times 1450 \text{ rpm}}{60} \\ &= 26,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Jadi kecepatan keliling di inlet impeller sebesar  $26,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

- b. Kecepatan Absolut Udara *Inlet Impeller*

Kecepatan absolut udara *inlet* impeller dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut: (lebar impeller fan sentrifugal (b<sub>1</sub>) diketahui sebesar 0,04m ).

$$b_1 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_1 \cdot C_1}$$

Sehingga  $C_1$  bisa didapat melalui persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{Q_1}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} \\ &= \frac{3,055 \frac{m}{s}}{\pi \times 0,353 m \times 0,04 m} \\ &= 68,9 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

c. Sudut Relatif *Inlet* Impeller

Sudut  $\beta_1$  dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} C_1 &= \tan \beta_1 \cdot U_1 \\ \tan \beta_1 &= \frac{C_1}{U_1} \\ &= \frac{68,9 \frac{m}{s}}{26,7 \frac{m}{s}} \\ &= 2,58 \\ \beta_1 &= \tan^{-1} (2,58) \\ &= 68,81^\circ \approx 69^\circ \end{aligned}$$

d. Kecepatan Relatif Udara *Inlet Impeller*

Kecepatan relatif udara *inlet* impeller dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W &= \sqrt{C_1^2 + U_1^2} \\ &= \sqrt{\left(68,9 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(26,7 \frac{m}{s}\right)^2} \\ &= 73,8 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

e. Massa Jenis *Inlet* Impeller

Sisi keluar didapatkan dengan pendekatan dari harga temperatur dan tekanan *inlet impeller* didapat :

$$\begin{aligned}
 \rho_1 &= \frac{p_1}{R \cdot T_1} \\
 &= \frac{101325 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{Kg \cdot K} \cdot 303^\circ K} \\
 &= 1,165 \frac{Kg}{m^3}
 \end{aligned}$$

f. Kecepatan Suara di Udara

Kecepatan suara di udara pada temperatur lokal diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \sqrt{k \cdot R \cdot T_1} \\
 &= \sqrt{1,4 \times 287 \frac{J}{Kg \cdot K} \times 303^\circ K} \\
 &= 348,92 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

### **Mach Number Inlet**

Mach number inlet diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \frac{C_1}{a_1} \\
 &= \frac{100,78 \frac{m}{s}}{348,92 \frac{m}{s}} \\
 &= 0,288
 \end{aligned}$$



## 4.7 Perancangan Sudu

### 4.7.1 Sudut Relatif *Outlet Impeller*

Sudut relatif outlet impeller dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan untuk mencari  $H_{t\infty}$  sebagai berikut:

$$\begin{aligned}Q_2 &= C_{2r} \cdot A \\Q_2 &= U_2 \tan \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \\Q_2 &= (\omega \cdot R_2) \tan \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \\Q_2 &= \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D_2}{2} \right) \tan \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \\Q_2 &= \frac{\pi^2 \cdot n}{60} D_2^2 \cdot b_2 \tan \beta_2 \\3,338 &= \frac{\pi^2 \cdot 1450}{60} \cdot 0,4^2 \cdot 0,150 \tan \beta_2 \\3,338 &= 5,718 \tan \beta_2 \\ \tan \beta_2 &= 0,583 \\ \beta_2 &= \tan^{-1}(0,583) \\ \beta_2 &= 30,24 \approx 30^\circ\end{aligned}$$

### 4.7.2 Jumlah Sudu

Jumlah sudu pada fan sentrifugal dapat bervariasi dari 2 sampai 64 tergantung dari kegunaan dan ukuran. Dalam perancangan jumlah sudu dapat ditentukan sendiri, tetapi untuk memperoleh jumlah sudu optimal dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}Z &= \frac{8,5 \sin \beta_2}{1 - \frac{D_1}{D_2}} \\ &= \frac{8,5 \sin 30}{1 - \frac{0,353}{0,4}} \\ &= 36\end{aligned}$$

Jadi jumlah sudu yang optimal dalam perancangan ini adalah 36

#### 4.7.3 Jarak Antar Sudu *Inlet*

Jarak antara sudu di *inlet* dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan :

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}$$
$$t_1 = \frac{\pi \cdot 0,353}{36}$$
$$t_1 = 0,03 \text{ m}$$

#### 4.7.4 Tebal Sudu dalam Arah Keliling di *Inlet*

Tebal sudu dalam arah keliling di *inlet* dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1}$$

Dimana di perancangan ulang ini tebal sudu *inlet* dipilih tebal sebesar 1 mm. Sehingga tebal sudu dalam arah keliling di *inlet* adalah :

$$\sigma_1 = \frac{0,001 \text{ m}}{\sin 69^\circ}$$
$$= 0,001 \text{ m}$$

#### 4.7.5 Koefisien Penyempitan di *Inlet*

Koefisien penyempitan di *inlet* dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan :

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

$$\tau_1 = \frac{0,03}{0,03 - 0,001}$$

$$\tau_1 = 1,034 \text{ m}$$

#### 4.7.6 Jarak Antar Sudu di *Outlet Impeller*

Jarak antar sudu di *outlet* impeller diperoleh dengan menggunakan perumusan :

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z}$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot 0,4}{36}$$

$$t_2 = 0,034 \text{ m}$$

#### 4.7.7 Tebal Sudu dalam Arah Keliling di *Outlet*

Tebal sudu dalam arah keliling di *outlet* dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan :

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\sin \beta_2}$$

Dimana di perancangan ulang ini tebal sudu dipilih tebal sebesar 1 mm. Sehingga tebal sudu dalam arah keliling di *outlet* adalah :

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\sin \beta_2}$$

$$\sigma_2 = \frac{0,001 \text{ m}}{\sin 30}$$

$$\sigma_2 = 0,002 \text{ m}$$

#### 4.7.8 Koefisien Penyempitan Outlet

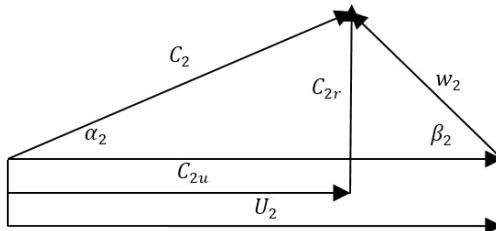
Koefisien penyempitan di *outlet* dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan :

$$\begin{aligned}\tau_2 &= \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \\ \tau_2 &= \frac{0,034}{0,034 - 0,002} \\ \tau_2 &= 1,06 \text{ m}\end{aligned}$$

#### 4.7.9 Kondisi Aliran Outlet Impeller

a. Segitiga kecepatan di outlet impeller

Jenis *impeller* yang digunakan dalam perancangan fan sentrifugal adalah jenis *impeller singlestage* bersudu *backward curved blades* dengan sudut  $\beta_2 = 30^\circ$ . Pemilihan impeller *bersudu backward curved blades* untuk impeller fan sentrifugal ini.



Gambar 4.1 Segitiga Kecepatan Outlet Impeller

b. Kecepatan Radial Udara *Outlet*

Kecepatan udara *outlet* impeller dapat diperoleh dengan menggunakan perumusan sebagai berikut :

$$C_{2r} = K_{c2r} \sqrt{2gh}$$

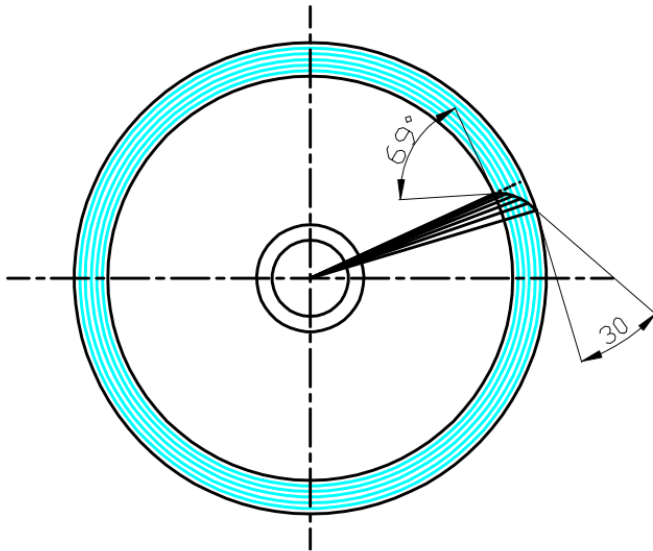
Dimana dari grafik koefisien kecepatan  $K_{c1r}$  dan  $K_{c2r}$  untuk nilai  $n_s$  12,287 didapatkan nilai  $K_{c2r}$  sebesar 374,85 sehingga dapat dihitung nilai  $C_{2r}$

$$\begin{aligned} C_{2r} &= 0,08 \sqrt{2 \times 9,81 \times 0,092} \\ &= 0,107 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Tabel 4.1 Perhitungan kelengkungan sudu dengan metode *point by point*

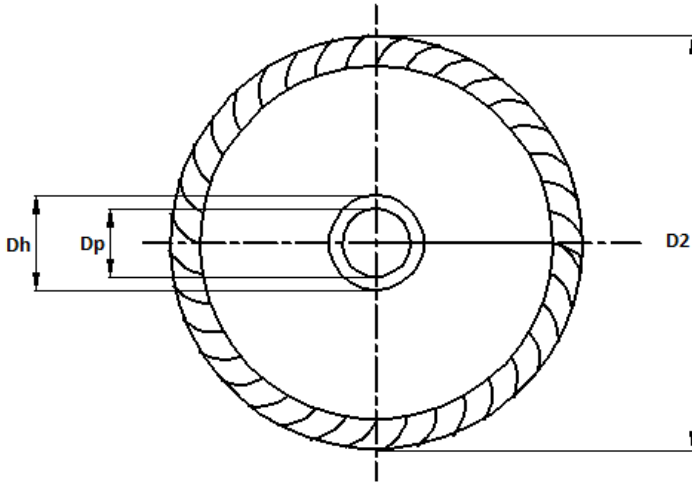
<b>Point</b>	<b>r (m)</b>	<b><math>\Delta r</math> (m)</b>	<b><math>\beta</math></b>	<b><math>\Delta\beta</math></b>
<b>1</b>	0.176	0	69	0
<b>2</b>	0,1808	0,0048	61,2	7,8
<b>3</b>	0,1856	0,0048	53,4	7,8
<b>4</b>	0,1904	0,0048	45,6	7,8
<b>5</b>	0,1952	0,0048	37,8	7,8
<b>6</b>	0,2	0,0048	30	7,8

Dari table dapat digunakan sebagai acuan untuk membuat gambar sudu kelengkungan sudu dengan metode *point by point* .Sehingga didapatkan kelengkungan sudu *backward curved* seperti gambar dibawah ini:



Gambar 4.2 Profil Sudu Perancangan

Dari data hasil perhitungan dan profil kelengkungan sudu dengan metode *point by point* maka didapat gambar dimensi impeller fan sentrifugal dengan sudu kelengkungan *backward curved* seperti pada gambar berikut .



Gambar 4.3 Impeller Hasil Perancangan

c. Kecepatan Keliling *Outlet* Impeller

Keliling pada *outlet impeller* dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 1450 \text{ rpm}}{60}$$

$$U_2 = 30,35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

d. Kecepatan Relatif Udara *Outlet* Impeller

Kecepatan relatif udara *outlet* impeller dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \frac{C_{2r}}{\sin \beta_2} \\
 &= \frac{0,107}{\sin 30^\circ} \\
 &= 0,214 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

e. Kecepatan Tangensial di *Outlet* Impeller

Kecepatan tangensial *outlet* impeller dapat diperoleh dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 W_{2u} &= \frac{C_{2r}}{\tan \beta_2} \\
 &= \frac{0,107}{\tan 30^\circ} \\
 &= 0,185 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 C_{2u} &= U_2 - W_{2u} \\
 &= 30,35 \frac{m}{s} - 0,185 \frac{m}{s} \\
 &= 30,165 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

f. Kecepatan Absolut Udara *Outlet* Impeller

Kecepatan absolut udara *outlet* impeller dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 C_2 &= \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2} \\
 &= \sqrt{(30,165 \frac{m}{s})^2 + (0,107 \frac{m}{s})^2}
 \end{aligned}$$



$$= 30,165 \frac{m}{s}$$

g. Sudut Absolut Aliran *Outlet* Impeller

Sudut absolut *outlet* impeller dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \sin \alpha_2 &= \frac{C_{2r}}{C_2} \\ &= \frac{0,107 \frac{m}{s}}{30,165 \frac{m}{s}} \\ &= 0,0035 \\ \alpha_2 &= 0,2^\circ \end{aligned}$$

h. Tebal Impeller di *Outlet*

Berdasarkan hasil mengukur di laboratorium fluida D3 Mesin ITS didapatkan tebal impeller *outlet* ( $b_2$ ) sebesar 0,150 m

#### 4.7.10 Faktor Slip

Faktor slip diperlukan untuk menunjukkan adanya slip yang terjadi dialiran. Faktor slip mempengaruhi besar dari nilai segitiga kecepatan yang dibentuk, menurut Stanitz besarnya slip faktor ( $\sigma$ ) dapat dirumuskan dengan :

$$\sigma = \frac{0,63 \frac{\pi}{Z}}{1 - \phi_2 \cdot \tan \beta_2}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{0,63 \frac{\pi}{36}}{1 - \frac{0,107 \frac{m}{s}}{30,35 \frac{m}{s}} \tan 30} \\
&= 0,055
\end{aligned}$$

a. Kecepatan Tangensial Akibat Faktor Slip

Kecepatan tangensial *outlet impeller* akibat faktor slip didapatkan dari hasil perhitungan sebagai berikut :

$$\sigma_1 = \frac{C_{2u'}}{C_{2u}}$$

$$\begin{aligned}
C_{2u'} &= \sigma \times C_{2u} \\
&= 0,055 \times 30,165 \\
&= 1,65 \frac{m}{s}
\end{aligned}$$

b. Kecepatan Slip

Kecepatan slip dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
C_{\theta s} &= C_{2u} - C_{2u'} \\
&= 30,165 \frac{m}{s} - 1,65 \frac{m}{s} \\
&= 28,515 \frac{m}{s}
\end{aligned}$$

c. Sudut Relatif Akibat Faktor Slip

Sudut relatif *outlet impeller* akibat slip faktor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
W_{2u'} &= U_2 - C_{2u'} \\
&= 30,35 \frac{m}{s} - 1,65 \frac{m}{s} \\
&= 28,7 \frac{m}{s} \\
\tan \beta_2 &= \frac{C_{2r}}{W_{2u'}} \\
&= \frac{0,107 \frac{m}{s}}{28,7 \frac{m}{s}} \\
&= 0,0037 \\
\beta_{2'} &= 0,2^\circ
\end{aligned}$$

d. Kecepatan Absolut Akibat Faktor Slip

Kecepatan absolut akibat slip faktor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
C_{2'} &= \sqrt{C_{2u'}^2 + C_{2r}^2} \\
&= \sqrt{\left(1,65 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(0,107 \frac{m}{s}\right)^2} \\
&= 1,653 \frac{m}{s}
\end{aligned}$$

e. Kecepatan Relatif Akibat Faktor Slip

Kecepatan relatif akibat slip faktor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

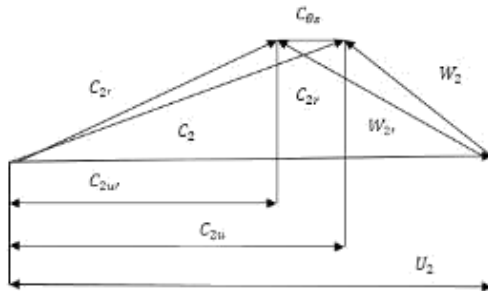
$$W_{2u} = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_{2'}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,107 \frac{m}{s}}{\sin 30} \\
 &= 0,214 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

f. Sudut Absolut Akibat Faktor Slip

Sudut absolut aliran *outlet impeller* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \sin \alpha_{2'} &= \frac{C_{2r}}{C_{2'}} \\
 &= \frac{0,107 \frac{m}{s}}{1,653 \frac{m}{s}} \\
 &= 0,064 \\
 \alpha_{2'} &= 3,66^\circ
 \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Segitiga Kecepatan Akibat Terjadi Slip

#### 4.8 Perancangan *Volute Casing*

Data yang dibutuhkan untuk menghitung *volute casing* antara lain :

$$C_{2u} = 30,165 \frac{m}{s}$$

$$D_2 = 0,4 \text{ m}$$

$$Q_2 = 3,338 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### 4.8.1 Radius Dasar *Volute*

Radius dasar volute memiliki nilai 0,05-0,1 kali lebih besar dari diameter *outlet impeller*, sehingga :

$$r_3 = \frac{d_2}{2} + \left( \frac{d_2}{2} \times 0,1 \right)$$

$$= \frac{0,4 \text{ m}}{2} + \left( \frac{0,4 \text{ m}}{2} \times 0,1 \right)$$

$$= 0,22 \text{ m}$$

Konstanta,

$$K = r_2 \cdot C_{2u}$$

$$= 0,2 \text{ m} \cdot 30,165 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$= 6,033 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

#### 4.8.2 Sudut Dimulai *Volute*

Perhitungan dilakukan untuk mengetahui di sudut berapa *volute* dimulai .Dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\theta_t = \frac{1}{\tan \alpha_{2t}} \ln \frac{r_3}{r_2}$$

$$= \frac{1}{\tan 3,66^\circ} \ln \frac{0,22}{0,2}$$

$$= 1,49^\circ$$

Dari perhitungan didapatkan sudut dimulainya *volute* sebesar  $1,49^\circ$ . Diperancangan ini sudut dimulainya *volute* digunakan sebesar  $\theta = 45^\circ$

### 4.8.3 Lebar *Volute Casing*

Lebar *volute* casing 1,25-2,0 lebar diameter inlet impeller. Dalam perancangan ini lebar *volute* 1,5 kali lebar diameter impeller

$$\begin{aligned} b_3 &= 1,5 \times b_1 \\ &= 1,5 \times 0,04 \text{ m} \\ &= 0,06 \text{ m} \\ &= 60 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 4.8.4 Radius *Volute Casing*

Untuk penampang *circular*, radius *volute casing* dapat ditentukan dari :

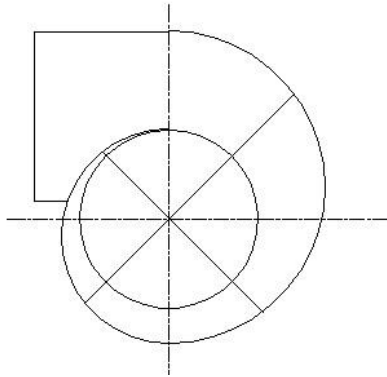
$$\begin{aligned} r_4 &= -\frac{r_3^2}{r_4} + 2 \cdot r_3 + \frac{\theta}{360} \cdot \pi \cdot \frac{Q}{K} \\ r_4 &= -\frac{(0,22\text{m})^2}{r_4} + 2 \cdot 0,22\text{m} + \frac{10}{360} \cdot \pi \cdot \frac{3,055 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6,033 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} \\ r_4 &= -\frac{0,048}{r_4} + 0,484 \\ r_4^2 + 0,048 - 0,484r_4 &= 0 \\ r_4^2 - 0,484 + 0,048r_4 &= 0 \\ X &= \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \end{aligned}$$

$$r_4 = \frac{0,484 \pm \sqrt{0,484^2 - 4 \cdot 1,0,048}}{2 \cdot 1}$$

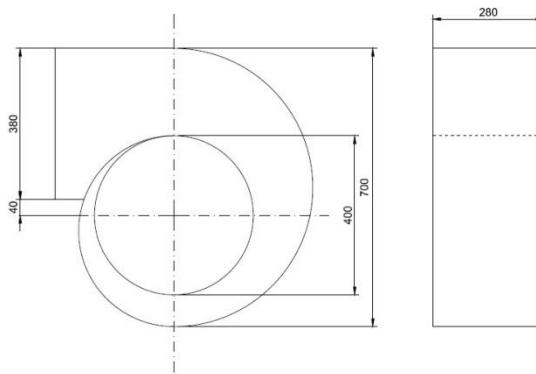
$$r_4 = 0,344 \text{ m}$$

Perhitungan menggunakan rumus abc sehingga mendapatkan hasil  $r_4$  sebesar 0,344 m.

Dari data hasil perhitungan didapatkan dimensi volute casing seperti pada gambar berikut :



Gambar 4.5 Profil *Volute Casing*



Gambar 4.6 *Volute casing* hasil perancangan ulang

## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan perancangan *fan sentrifugal* dengan kapasitas sebesar  $11000 \frac{m^3}{hr}$  dan tekanan outlet sebesar 102275 Pa, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Besarnya daya efektif fan (AHP) sebesar 3,05 KW .
2. Besarnya daya yang digunakan untuk menggerakkan poros (BHP) sebesar 3,5 KW.
3. Dimensi impeller diperoleh sebagai berikut :
  - a) Diameter *inlet* impeller ( $D_1$ ) : 0,358 m
  - b) Diameter *outlet* impeller ( $D_2$ ) : 0,4 m
  - c) *Blade inlet angle* ( $\beta_1$ ) :  $69^\circ$
  - d) *Blade outlet angle* ( $\beta_2$ ) :  $30^\circ$
  - e) Lebar *inlet* impeller ( $b_1$ ) : 0,04 m
  - f) Lebar *outlet* impeller ( $b_2$ ) : 0,150 m
  - g) Jumlah *blade* yang digunakan pada impeller sebanyak 36 *blade* .
4. Dimensi volute casing diperoleh sebagai berikut :
  - a) Radius dasar volute ( $r_3$ ) : 0,22 m
  - b) Radius volute casing ( $r_4$ ) : 0,344 m
  - c) Lebar volute casing ( $b_3$ ) : 0,06 m
  - d) Sudut dimulai volute ( $\theta_t$ ) :  $1,49^\circ$Diperancangan sudut dimulai volute digunakan  $45^\circ$



## 5.2 Saran

1. Perancangan sudu dapat dikembangkan lagi dengan berbagai macam bentuk sudu sehingga dapat diperoleh hasil kapasitas yang lebih baik
2. Perancangan volute casing dapat disesuaikan dengan kebutuhan fan yang akan dirancang sehingga dapat memenuhi kriteria yang diinginkan.
3. Penggunaan fan sentrifugal yang dioperasikan disesuaikan dengan kondisi kerjanya .

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bleier, Frank P. 1998. *Fan Handbook: selection, application and design*. New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- [2] Brown, Royce N. 1997. *Compressors Selection and Sizing*. Houston : Gulf Publishing Company. 2 edition.
- [3] Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor*, Alih Bahasa. Sriyono, Dakso. 1996. Jakarta : Erlangga
- [4] Cohen, H. Rogers and Sravanamutto, H.IH. 1964 *Gas Turbine Theory*. New York : John Wilson CE 1975
- [5] Haruo, Sularso Tahara. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: PT Pradnya Paramita
- [6] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T.. 2010. *Introduction Fluid Mechanics, 7<sup>th</sup> edition*. New York: John Wiley and Son, inch.
- [7] Yahya, SM. 1983. *Turbine, Compressor and Fans*. New Delhi : Tata McGraw-Hill Publishing Company, Ltd.
- [8] Dixon, S.L. 1978. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbo Machinery*. New York : Pergamon Press. Inc Fifth Edition

- [9] Winarno, Uji. 2007. *Perancangan Impeller dan Casing Volute Pompa Sentrifugal Aliran Radial Untuk Kebutuhan Rumah Tangga*. Tugas Akhir Teknik Mesin. Universitas Mercu Buana. Jakarta

# LAMPIRAN 1

TABLE A.1  
Conversion Factors

<b>Area (A)</b>	
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>
<b>Conductivity (k)</b>	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-°R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
<b>Density (ρ)</b>	
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L	
<b>Energy (E, U)</b>	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J	
<b>Force (F)</b>	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
<b>Gravitation</b>	
g = 9.80665 m/s <sup>2</sup>	g = 32.17405 ft/s <sup>2</sup>
<b>Heat capacity (C<sub>p</sub>, C<sub>v</sub>, C), specific entropy (s)</b>	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-°R	1 Btu/lbm-°R = 4.1868 kJ/kg-K
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.15459 W/m <sup>2</sup>

## LAMPIRAN 2

TABLE A.1 (continued)  
Conversion Factors

<b>Heat-transfer coefficient (<i>h</i>)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -°R	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -°R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K
<b>Length (<i>L</i>)</b>	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m
<b>Mass (<i>m</i>)</b>	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989 × 10 <sup>-5</sup> kg	1 ton = 2000 lbm
<b>Moment (torque, <i>T</i>)</b>	
1 N-m = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
<b>Momentum (<i>mV</i>)</b>	
1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s = 0.224809 lbf-s	1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
<b>Power (<math>\dot{Q}</math>, <math>\dot{W}</math>)</b>	
1 W = 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s
1 kW = 3412.14 Btu/h	= 4.626 24 Btu/h
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 Btu/s = 1.055 056 kW
	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf-ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
<b>Pressure (<i>P</i>)</b>	
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m-s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 <sup>5</sup> Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32°F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
<b>Specific energy (<i>e</i>, <i>u</i>)</b>	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm = 2.98907 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg
	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm

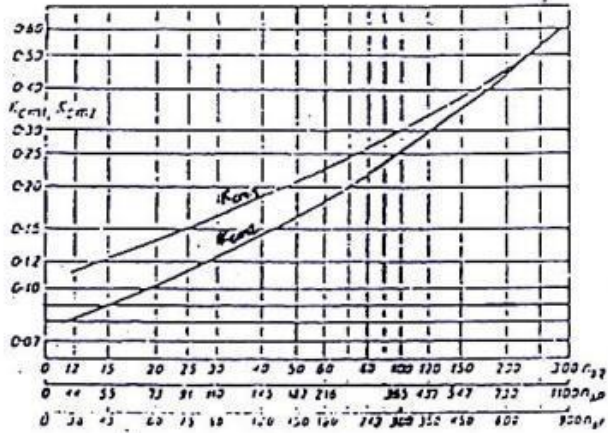
## LAMPIRAN 3

TABLE A.1 (continued)  
Conversion Factors

<b>Specific kinetic energy (<math>\frac{1}{2} V^2</math>)</b>	
1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 0.001 kJ/kg	1 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 3.9941 × 10 <sup>-5</sup> Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	1 Btu/lbm = 25037 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
1 m-g <sub>av</sub> = 9.80665 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg	1 ft-g <sub>av</sub> = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.21607 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
<b>Specific volume (<math>v</math>)</b>	
1 cm <sup>3</sup> /g = 0.001 m <sup>3</sup> /kg	
1 cm <sup>3</sup> /g = 1 L/kg	
1 m <sup>3</sup> /kg = 16.018 46 ft <sup>3</sup> /lbm	1 ft <sup>3</sup> /lbm = 0.062 428 m <sup>3</sup> /kg
<b>Temperature (<math>T</math>)</b>	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
$\bar{R} = N_A k = 8.31451$ kJ/kmol-K	$\bar{R} = 1.98589$ Btu/lbmol-R
= 1.98589 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.73024 atm-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
<b>Velocity (<math>V</math>)</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
<b>Volume (<math>V</math>)</b>	
1 m <sup>3</sup> = 35.3147 ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 × 10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen  
(Fundamental of Thermodynamic Sixth Edition)

# LAMPIRAN 4 Koefisien Kecepatan $Kcr_1$ dan $Kcr_2$



# LAMPIRAN 5

TABLE 8.1 Specific Speed Ranges and Other Features of Various Types of Fans

Type of fan	Specific speed range (rpm)	Air volume (cfm)	Static pressure	Fan efficiency	Manufacturing cost	Size and weight
Propeller	500,000-100,000	Large	Low	Low	Low	Small
Tubaxial	300,000-40,000	Large	Low	Medium	Low	Small
VAF, one stage	150,000-50,000	Large	Medium	High	Medium	Small
VAF, two stages	90,000-35,000	Large	Medium	High	Medium	Medium
Mixed flow	80,000-10,000	Large	High	Low	High	Large
Wide FC	70,000-25,000	Large	High	Medium	Medium	Large
AF, BC, BI	40,000-20,000	Medium	High	High	Medium	Medium
Narrow FC	40,000-10,000	Medium	High	Medium	Medium	Medium
Radial tip	65,000-25,000	Medium	Medium	Medium	Medium	Medium
Radial blades	25,000-10,000	Low	Medium	Low	Medium	Medium
Turbo blower	30,000-5,000	Small	High	Medium	Medium	Medium
Multistage turbo blower	8,000-1,000	Small	High	Low	High	Large



## **BIODATA PENULIS**



Mohammad Yazidal Busthomi, lahir di Tulungagung pada tanggal 27 Maret 1996, merupakan anak ketiga dari empat bersaudara pasangan Zainuddin dan Siti Masrucha. Penulis telah menempuh pendidikan formal, yaitu SDN Kampungdalem VI (2002-2008), SMPN 3 Tulungagung (2008-2011), SMKN 3 Boyolangu Jurusan Teknik Pemesinan (2011-2014). Pada tahun 2014 penulis diterima di

Program Studi D3 Teknik Mesin, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi-Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 1021140000082 dengan bidang studi Konversi Energi.

Selama di bangku kuliah penulis aktif mengikuti organisasi dan kegiatan di bidang non akademik baik intra kampus maupun luar kampus, yaitu Staf Departemen Ristek Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS (2015-2016), Staf Kementerian Kesejahteraan Mahasiswa Badan Eksekutif Mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember (2015-2016) serta menjadi aktivis HMI (Himpunan Mahasiswa Islam).

Selain itu, penulis aktif mengikuti pelatihan keprofesian dan pengembangan diri. Pelatihan intra kampus yang pernah diikuti penulis, yaitu Pelatihan Spritual Mahasiswa Baru ITS Tahun Akademik 2014/2015 PKTI HMDM FTI-ITS 2014, LKMM Pra-TD XII FTI-ITS 2014, Pesantren Kilat Keislaman BSO Jundullah HMDM FTI-ITS 2014, Pemater Seminar Perguruan Tinggi Forum Alumni SMK Se-Tulungagung 2015, Organizing Comitte in Event Gerigi ITS 2015, LKMM TD HMDM FTI-ITS 2015, PJTD HMDM FTI-ITS 2015, KDDO LBMM FTI-ITS 2016, Organizing Comitte of Kesma EXPO

BEM-ITS 2016, Organizing Comitte of Symposium “Be a Qualified Graduates” KESMA BEM-ITS 2016, Committee ITS Sehat KESMA BEM-ITS 2016, Peserta Kelas Menulis Bersama Candra Malik Pimpinan Cabang IPNU-IPPNU Kabupaten BLITAR 2018, Peserta Entrepeneur Workshop “ Urban Agriculture” Lembaga Teknologi Mahasiswa Islam Cabang Surabaya 2018, Basic Islamic Leadership Training BKLDK-MLG 2018, Peserta Seminar Kewirausahaan UKM Kewirausahaan STIKIP PGRI Tulungagung 2018, Peserta Sosialisasi Empat Pilar MPR-RI 2018.

**E-mail:** yazidalbusthomi46@gmail.com