

SKRIPSI

**ANALISIS EFISIENSI KOMPRESOR SENTRIFUGAL
DENGAN VARIASI DIAMETER PIPA SALURAN MASUK**

OLEH:

NICOLAUS BAYU SANJAYA

D211 16 511



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

MAKASSAR

2020

SKRIPSI

**ANALISIS EFISIENSI KOMPRESOR SENTRIFUGAL
DENGAN VARIASI DIAMETER PIPA SALURAN MASUK**

OLEH:

NICOLAUS BAYU SANJAYA

D211 16 511

**Merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS HASANUDDIN
MAKASSAR**

2020

LEMBAR PENGESAHAN

Tugas akhir ini diajukan untuk memenuhi salah satu persyaratan mengikuti ujian akhir guna memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin

JUDUL:

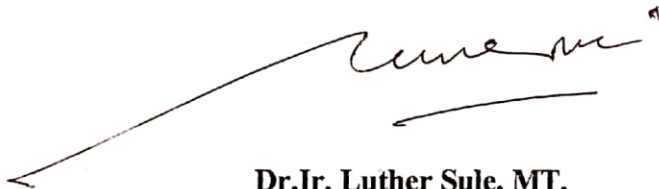
ANALISIS EFISIENSI KOMPRESOR SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI DIAMETER PIPA SALURAN MASUK

NICOLAUS BAYU SANJAYA
D211 16 511

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Hari / tanggal: Selasa / 01 Desember 2020

Dosen Pembimbing I



Dr. Ir. Luther Sule, MT.
NIP. 19560827 198503 1 001

Dosen Pembimbing II



Dr. Rustan Tarakka, ST., MT.
NIP. 19750827 200501 1 002

Mengetahui,

Ketua Departemen Teknik Mesin,

Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin



Dr. Eng. Jalaluddin, ST., MT.
NIP. 19720825 200003 1 001

LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI

Saya yang bertanda – tangan dibawah ini:

NAMA : Nicolaus Bayu Sanjaya
NIM : D211 16 511
JUDUL SKRIPSI : Analisis Efisiensi Kompresor Sentrifugal dengan Variasi Diameter Pipa Saluran Masuk

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Skripsi ini merupakan hasil penelitian, pemikiran dan pemaparan asli saya sendiri. Saya tidak mencantumkan tanpa pengakuan bahan - bahan yang telah dipublikasikan sebelumnya atau ditulis oleh orang lain, atau sebagai bahan yang pernah diajukan untuk gelar atau ijasah pada Universitas Hasanuddin atau perguruan tinggi lainnya.

Apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi akademik sesuai dengan peraturan yang berlaku di Universitas Hasanuddin.

Demikian pernyataan ini saya buat.

Gowa, 26 / 11 / 2020

Yang membuat pernyataan,



Nicolaus Bayu Sanjaya

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yesus Kristus, yang senantiasa menjadi penopang dan teman terbaik penulis sepanjang hidupnya. Hanya karena kebaikan kasih dan berkat-Nya lah yang menuntun penulis dalam mengerjakan skripsi ini yang berjudul “Analisis Efisiensi Kompresor Sentrifugal dengan Variasi Diameter Pipa Saluran Masuk”. Penelitian ini dimaksudkan untuk memenuhi sebagian syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (S.T) bagi mahasiswa program S-1 di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.

Penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang terdalam untuk kedua orangtua penulis atas cinta, doa dan dukungan moril maupun materil yang diberikan kepada penulis. Penghargaan dan terima kasih yang setulus-tulusnya kepada papa, Victor Iva Taufik dan mama yang kusayangi Bernadetha Endah Siswadi yang senantiasa memberikan kasih sayang sepanjang masa sehingga penulis bisa sampai ke titik ini. Semoga Tuhan Yesus selalu melimpahkan rahmat, kesehatan, karunia dan cinta kasih atas budi baik yang telah diberikan kepada penulis.

Penghargaan dan terima kasih penulis sampaikan kepada Bapak Dr. Ir. Luther Sule, MT. selaku Dosen Pembimbing I dan Bapak Dr. Rustan Tarakka, ST., MT. selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak membantu baik dalam penulisan maupun pemikiran pada skripsi ini.

Pada kesempatan ini penulis juga mengucapkan terima kasih kepada:

1. Yth. Ibu Prof. Dr. Dwia Aries Tina Pulubuhu M.A selaku Rektor Universitas Hasanuddin.
2. Yth Bapak Dr. Ir. Muhammad Arsyad Thaha, M.T selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.
3. Yth. Bapak Dr. Eng. Jalaluddin, ST., MT. selaku Ketua Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin yang telah menyetujui dan menerima tugas akhir penulis.
4. Seluruh dosen Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin yang telah memberikan ilmu dan pengetahuan yang sudah dibagikan terhadap penulis. Ilmu dan pengetahuan yang membuat penulis semakin mengerti fenomena-fenomena dalam bidang teknik terutama bidang teknik mesin.
5. Staf Departemen Teknik Mesin, terkhusus Pak Hafrison Salamba, S.T, Ibu Sury, Pak Iwan dan juga Pak Mansur yang telah banyak membantu.
6. Saudara-saudara seperjuangan mahasiswa Departemen Teknik Mesin angkatan 2016 COMPREZZOR yang telah memberi bantuan, dukungan, kerjasama yang sudah dijalani selama ini dan kiranya kesuksesan selalu menyertai teman-teman sekalian.
7. Kelompok kecil “Karyawan Tencent” dan “Bull Esport”, terima kasih untuk canda, tawa, suka, dan duka bersama kalian, penulis sangat bersyukur mengenal pribadi-pribadi unik seperti kalian. Salah satu cara menghilangkan suntuk selama proses penyusunan skripsi adalah berperang bersama kalian.

8. Kakak ku, Theresia Nila Chandra Sakti yang telah memberi saran selama proses perkuliahan dan masukan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
9. Nishrina Nurul Amirah yang mendukung dan banyak membantu selama proses perkuliahan, terima kasih atas motivasinya dan kiranya kesuksesan selalu menyertai.
10. Kanda-kanda angkatan 2014 dan 2015 yang telah memberi bantuan selama proses perkuliahan dan masukan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
11. Terakhir, penulis hendak menyapa setiap nama yang tidak dapat penulis cantumkan satu per satu, terima kasih atas doa yang senantiasa mengalir tanpa sepengetahuan penulis. Terima kasih sebanyak-banyaknya kepada orang-orang yang turut bersukacita atas keberhasilan penulis menyelesaikan skripsi ini. Tuhan memberkati kita semua.

Sebagai manusia biasa, tentunya penulis masih memiliki banyak kekurangan pengetahuan dan pengalaman pada topik yang diangkat dalam Skripsi ini, begitu pula dalam penulisannya yang masih banyak terdapat kekurangan. Oleh karena itu, penulis akan sangat senang jika menerima berbagai masukan dari para pembaca baik berupa kritik maupun saran yang sifatnya membangun demi penyempurnaan penulisan-penulisan skripsi di masa yang akan datang.

Gowa, 28 November 2020

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman judul	i
Lembar pengesahan.....	ii
Pernyataan keaslian.....	iii
Kata pengantar	iv
Daftar isi.....	vii
Daftar tabel.....	x
Daftar gambar.....	xi
Daftar lampiran	xiii
Daftarnotasi.....	xvii
Abstrak	xviii
BAB I Pendahuluan	1
1.1 Latar belakang.....	1
1.2 Rumusan masalah.....	3
1.3 Tujuan penelitian.....	3
1.4 Batasan masalah.....	4
1.5 Manfaat penelitian.....	5
BAB II Tinjauan pustaka	6
2.1 Definisi fluida.....	6
2.2 Kompresor sentrifugal.....	7
2.3 Kompresor sentrifugal <i>unit HCCC</i>	10
2.3.1 Deskripsi	10

2.3.2 Prinsip kerja	11
2.3.3 Spesifikasi	12
2.4 Komponen kompresor sentrifugal.....	12
2.5 Teori kompresi pada kompresor.....	15
2.5.1 Hubungan antara tekanan dan volume	15
2.5.2 Hubungan antara temperatur dan volume	16
2.6 Proses kompresi gas pada kompresor	17
2.6.1 Kompresi isothermal	17
2.6.2 Kompresi adiabatik	18
2.6.3 Kompresi politropik	19
2.7 Perubahan temperatur pada kompresor.....	20
2.8 Rumus yang digunakan.....	22
2.8.1 Kecepatan udara dalam pipa	22
2.8.2 Daya yang disuplai.....	23
2.8.3 Efisiensi kompresor.....	24
BAB III Metodologi penelitian	25
3.1 Tempat dan waktu penelitian	25
3.2 Alat dan bahan penelitian.....	24
3.3 Instalasi pengujian.....	28
3.4 Metode pengambilan data	31
3.5 Diagram alir penelitian.....	32

BAB IV Hasil dan pembahasan.....	33
4.1 Hasil	33
4.1.1 Contoh perhitungan	33
4.1.2 Hubungan daya yang disuplai terhadap daya yang dikonsumsi	37
4.1.3 Hubungan efisiensi terhadap debit aliran	40
4.2 Pembahasan	43
4.2.1 Hubungan daya yang disuplai terhadap daya yang dikonsumsi	43
4.2.2 Hubungan efisiensi terhadap debit aliran	44
BAB V Penutup.....	46
5.1 Kesimpulan	46
5.2 Saran	47
Daftar pustaka	48
Lampiran.....	50

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbandingan proses kompresi.....	19
Tabel 3.1	Parameter yang diukur	29
Tabel 4.1	Data hubungan daya yang disuplai terhadap daya yang	
	dikonsumsi	38
Tabel 4.2	Data hubungan efisiensi terhadap debit aliran	41

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Kompresor sentrifugal satu tingkat	8
Gambar 2.2	Gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh <i>impeller</i>	8
Gambar 2.3	Arah aliran fluida pada kompresor sentrifugal.....	10
Gambar 2.4	Bagian alat dan pergerakan fluida pada kompresor <i>unit HCCC</i>	11
Gambar 2.5	Komponen kompresor sentrifugal.....	13
Gambar 2.6	Perbandingan proses kompresi.....	20
Gambar 3.1	Variasi diameter pipa	25
Gambar 3.2	Sambungan pipa	26
Gambar 3.3	Spidol	26
Gambar 3.4	Penggaris	26
Gambar 3.5	Gergaji besi	27
Gambar 3.6	Amplas	27
Gambar 3.7	Instalasi kompresor sentrifugal	28
Gambar 3.8	<i>HCCC Computer Controlled Centrifugal Compressor.....</i>	
	<i>Demonstration.....</i>	30
Gambar 3.9	<i>Interface instrument dan computer</i>	30
Gambar 3.10	Diagram alir penelitian.....	32
Gambar 4.1	Hubungan daya yang disuplai terhadap daya yang dikonsumsi pada setiap pembukaan katup saluran masuk dan setiap	
	perubahan besar diameter pipa saluran masuk.....	39

Gambar 4.2	Hubungan efisiensi terhadap debit aliran pada setiap	
	pembukaan katup saluran masuk dan setiap perubahan.....	
	besar diameter pipa saluran masuk	42

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran A

Tabel A1.	Data hasil perhitungan pada pengujian pertama dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1''	51
Tabel A2.	Data hasil perhitungan pada pengujian kedua dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1''	51
Tabel A3.	Data hasil perhitungan pada pengujian ketiga dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1''	52
Tabel A4.	Data rata – rata hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1''	52
Tabel A5.	Data hasil perhitungan pada pengujian pertama dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1.5''	53
Tabel A6.	Data hasil perhitungan pada pengujian kedua dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1.5''	53
Tabel A7.	Data hasil perhitungan pada pengujian ketiga dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1.5''	54

Tabel A8.	Data rata – rata hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1.5’’	54
Tabel A9.	Data hasil perhitungan pada pengujian pertama dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2’’	55
Tabel A10.	Data hasil perhitungan pada pengujian kedua dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2’’	55
Tabel A11.	Data hasil perhitungan pada pengujian ketiga dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2’’	56
Tabel A12.	Data hasil perhitungan pada pengujian ketiga dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1.5’’	56
Tabel A13.	Data hasil perhitungan pada pengujian pertama dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2.5’’	57
Tabel A14.	Data hasil perhitungan pada pengujian pertama dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2.5’’	57
Tabel A15.	Data hasil perhitungan pada pengujian ketiga dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter	

	pipa saluran masuk 2.5''	58
Tabel A16.	Data rata – rata hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2.5''	58
Tabel A17.	Data hasil perhitungan pada pengujian pertama dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 3''	59
Tabel A18.	Data hasil perhitungan pada pengujian kedua dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 3''	59
Tabel A19.	Data hasil perhitungan pada pengujian ketiga dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 3''	60
Tabel A20.	Data rata – rata hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 3''	60
Tabel A21.	Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 1''	61
Tabel A22.	Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2''	62

Tabel A23.	Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2''	63
Tabel A24.	Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 2.5''	64
Tabel A25.	Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi diameter pipa saluran masuk pada kompresor dengan diameter pipa saluran masuk 3''	65
Lampiran B		
Gambar B.1	Pengambilan data pada diameter pipa saluran masuk 1''	66
Gambar B.2	Pengambilan data pada diameter pipa saluran masuk 1.5''	66
Gambar B.3	Pengambilan data pada diameter pipa saluran masuk 2''	66
Gambar B.4	Pengambilan data pada diameter pipa saluran masuk 2.5''	67
Gambar B.5	Pengambilan data pada diameter pipa saluran masuk 3''	67
Gambar B.6	Pembukaan katup saluran masuk 10% dan 25%.....	67
Gambar B.7	Pembukaan katup saluran masuk 50% dan 75%.....	68
Gambar B.8	Pembukaan katup saluran masuk 100%.....	68
Gambar B.9	Dokumentasi pengambilan data (1)	69
Gambar B.10	Dokumentasi pengambilan data (2)	70

DAFTAR NOTASI

No	Simbol	Keterangan	Satuan
1	P	Daya yang disuplai	W
2	Q	Debit aliran	m ³ /s
3	P_1	Tekanan dalam pipa saluran masuk	Pa
4	P_2	Tekanan dalam pipa saluran keluar	Pa
5	A_1	Luas penampang dalam pipa saluran masuk	m ²
6	A_2	Luas penampang dalam pipa saluran keluar	m ²
7	d	Diameter	m
8	v_1	Kecepatan udara dalam pipa saluran masuk	m/s
9	v_2	Kecepatan udara dalam pipa saluran keluar	m/s
10	ρ	Kepadatan udara	kg/m ³
11	g	Gaya gravitasi	m/s ²
12	z_1	Ketinggian pipa saluran masuk	m
13	z_2	Ketinggian pipa saluran keluar	m
14	P_e	Daya yang dikonsumsi	W
15	η	Efisiensi	%

ABSTRACT

Compressor is a tool that is needed and used in industry as a machine that functions to increase the pressure of compressed fluids such as air and gas. A centrifugal compressor is a compressor that requires centrifugal force generated by the impeller to accelerate fluid flow.

This research was conducted experimentally. This research uses 5 variations of the inlet pipe diameter of 1.0 ", 1.5", 2.0 ", 2.5" and 3.0 "and 5 variations of the inlet valve opening 10%, 25%, 50%, 75% and 100%.

The result of this research is that if the diameter of the inlet pipe is enlarged, there is an increase in flow rate, power supplied and power consumed and efficiency in the centrifugal compressor. The optimum efficiency produced is 21.888% in the diameter of the inlet pipe of 3 " with a valve opening of 25%.

Keywords: *Centrifugal compressor, efficiency, inlet pipe diameter*

ABSTRAK

Kompresor adalah salah satu alat yang banyak dibutuhkan dan digunakan pada industri sebagai alat atau mesin yang berfungsi untuk meningkatkan tekanan fluida yang dimampatkan seperti udara dan gas. Kompresor sentrifugal merupakan kompresor yang memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh *impeller* untuk mempercepat aliran fluida.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental. Pengujian dilakukan dengan 5 variasi diameter pipa saluran masuk yaitu 1.0", 1.5", 2.0", 2.5" dan 3.0" serta 5 variasi pembukaan katup saluran masuk yaitu 10%, 25%, 50%, 75% dan 100%.

Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa jika ukuran diameter pipa saluran masuk diperbesar mengakibatkan peningkatan debit, daya yang disuplai dan daya yang dikonsumsi serta efisiensi pada kompresor sentrifugal. Efisiensi optimum yang dihasilkan sebesar 21.888% yang terjadi pada diameter pipa saluran masuk yaitu 3" dengan pembukaan katup 25%.

Kata Kunci: Diameter pipa saluran masuk, efisiensi, kompresor sentrifugal

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Setiap hari kita semua selalu berhubungan dengan fluida hampir tanpa sadar. Semua fluida mempunyai atau menunjukkan sifat atau karakteristik yang penting dalam dunia rekayasa. Penerapan prinsip-prinsip mekanika fluida dapat dijumpai pada bidang industri, transportasi maupun bidang keteknikan lainnya.

Kompresor adalah salah satu alat yang banyak dibutuhkan dan digunakan pada industri sebagai alat atau mesin yang berfungsi untuk meningkatkan tekanan fluida yang dimampatkan seperti udara dan gas.

Untuk instalasi yang membutuhkan tekanan yang tinggi, dipergunakanlah kompresor, seperti penyedia udara tekan untuk peralatan pneumatik pada pertambangan, peleburan logam, dan pada industri otomotif. Kompresor juga digunakan sebagai pemadat gas dan mengalirkannya pada sistem distribusi gas yang dialirkan melalui pipa dan pada instalasi pencairan gas alam untuk transport kapal laut, dan sebagai kompresor dari turbin gas. [1]

Dalam kaitannya, jenis kompresor yang digunakan haruslah sesuai dengan keperluan dan penempatannya dalam suatu proses. Salah satu yang digunakan dalam hal ini adalah kompresor sentrifugal. Dimana kompresor sentrifugal termasuk dalam klasifikasi kompresor dinamik.

Kompresor sentrifugal memanfaatkan gaya sentrifugal pada prinsip kerjanya. Mula – mula *impeller* meningkatkan kecepatan fluida, kemudian fluida

dengan kecepatan tinggi akan masuk ke *diffuser* dimana terjadi perubahan energi kinetik menjadi energi potensial. Dalam proses kompresi pada kompresor terdapat dua macam efisiensi yang penting, yaitu efisiensi volumetrik dan efisiensi adiabatik keseluruhan. [2]

Efisiensi volumetrik hanya berlaku pada kompresor torak karena kompresor torak menggunakan silinder untuk memampatkan volume gas. Sedangkan efisiensi yang bekerja pada kompresor sentrifugal adalah efisiensi adiabatik keseluruhan.

Efisiensi kompresor ditentukan oleh berbagai faktor seperti tahanan aerodinamik di dalam katup – katup, saluran – saluran, pipa – pipa, kerugian mekanis, efektivitas pendinginan, dll. [2]

Salah satu faktor yang mempengaruhi efisiensi kompresor adalah ukuran diameter luar *impeller*, dalam hal ini yaitu diameter pipa saluran masuk. Menurut Teuku Firmansyah, bila ukuran diameter luar impeler diperbesar dimana kompresor beroperasi pada putaran tetap, maka menyebabkan kenaikan kapasitas sebanding dengan perbandingan kenaikan diameter. Bila ukuran diameter luar impeler diperbesar dimana kompresor beroperasi pada putaran tetap, maka menyebabkan kenaikan kapasitas sebanding dengan perbandingan kenaikan diameter. [3]

Berdasarkan uraian di atas, mendorong penulis untuk meneliti tentang efisiensi dari kompresor sentrifugal dengan variasi diameter pipa saluran masuk sebagai salah satu faktor yang mempengaruhi efisiensi kompresor. Sehingga nantinya dapat dianalisis antara daya yang disuplai terhadap daya yang di

konsumsi kompresor sentrifugal juga menganalisis antara efisiensi terhadap debit aliran dari kompresor sentrifugal.

1.2 Rumusan masalah

Berdasarkan latar belakang maka rumusan masalah yang diperoleh adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana hubungan daya yang disuplai terhadap daya yang dikonsumsi pada kompresor sentrifugal dengan memvariasikan besar diameter pipa saluran masuk?
2. Bagaimana hubungan efisiensi kompresor terhadap debit aliran dalam pipa saluran masuk pada kompresor sentrifugal dengan memvariasikan besar diameter pipa saluran masuk?
3. Bagaimana efisiensi optimum pada kompresor sentrifugal dengan variasi diameter pipa saluran masuk?

1.3 Tujuan penelitian

Tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisis hubungan daya yang disuplai terhadap daya yang dikonsumsi pada kompresor sentrifugal dengan memvariasikan besar diameter pipa saluran masuk.
2. Menganalisis hubungan efisiensi kompresor terhadap debit aliran dalam pipa saluran masuk pada kompresor sentrifugal dengan memvariasikan besar diameter pipa saluran masuk.

3. Menentukan efisiensi optimum pada kompresor sentrifugal dengan variasi diameter pipa saluran masuk.

1.4 Batasan masalah

Batasan – batasan masalah dalam ruang lingkup penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *unit HCCC Computer Controlled Centrifugal Compressor Demonstration (PC)* yang ada di Laboratorium Mesin Fluida, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin, Gowa.
2. Penelitian ini menggunakan variasi besar diameter pipa saluran masuk yang divariasikan dengan ukuran 1'', 1.5'', 2'', 2.5'', dan 3''.
3. Penelitian ini menggunakan variasi pembukaan katup saluran masuk yang divariasikan dengan ukuran 10%, 25%, 50%, 75%, dan 100%. Dimana besar sudut pembukaan katup saluran masuk sebagai berikut:
 - sudut 9° mewakili pembukaan katup 10%
 - sudut 22.5 ° mewakili pembukaan katup 25%,
 - sudut 45 ° mewakili pembukaan katup 50%,
 - sudut 67.5 ° mewakili pembukaan katup 75%,
 - sudut 90 ° mewakili pembukaan katup 100%.
4. Kompresor sentrifugal yang digunakan adalah kompresor satu tingkat dengan *impeller radial*.

1.5 Manfaat penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah:

1. Bagi Penulis.
 - a. Mengetahui karakteristik fluida dan kompresor sentrifugal.
 - b. Mengetahui faktor yang mempengaruhi efisiensi dari kompresor sentrifugal berdasarkan variasi diameter pipa saluran masuk.
 - c. Sebagai sarana untuk memperoleh sumber informasi dan pengetahuan.
2. Data yang diperoleh dalam penelitian ini dapat menjadi referensi mahasiswa dalam penelitian selanjutnya dan juga dijadikan sebagai bahan ajar pada Laboratorium Mesin Fluida.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Definisi fluida

Fluida dapat didefinisikan sebagai suatu zat mampu alir dan dapat menyesuaikan bentuk dengan bentuk wadah yang ditempatinya, serta apabila diberikan tegangan geser, betapapun kecilnya akan menyebabkan fluida tersebut bergerak dan berubah bentuk secara terus-menerus selama tegangan tersebut bekerja. [4]

Definisi yang lebih tepat untuk membedakan zat padat dengan fluida adalah dari karakteristik deformasi bahan-bahan tersebut. Zat padat dianggap sebagai bahan yang menunjukkan reaksi deformasi yang terbatas ketika menerima atau mengalami suatu gaya geser. Sedangkan fluida memperlihatkan fenomena sebagai zat yang terus menerus berubah bentuk apabila mengalami tegangan geser, dengan kata lain yang dikategorikan sebagai fluida adalah suatu zat yang tidak mampu menahan tekanan geser tanpa berubah bentuk. Jadi dapat disimpulkan fluida itu merupakan suatu zat yang dapat dengan mudah berubah bentuk, tergantung dari tempat fluida itu berada.

Fluida dapat dikatakan statis bila fluida tersebut dalam keadaan tidak bergerak atau diam pada suatu wadah dan dapat dikatakan kinematis bila fluida tersebut bergerak secara terus-menerus (*continue*) akibat adanya suatu gaya gesek atau tekan sebarangpun kecilnya. Fluida secara umum bila dibedakan dari sudut kemampatannya (*compresibility*), maka bentuk fluida terbagi dua jenis, yaitu

compressible fluid dan *incompressible fluid*. Yang dimaksud dengan *compressible fluid* adalah fluida yang tingkat kerapatannya dapat berubah-ubah, contohnya zat berbentuk gas. Sedangkan *incompressible fluid* adalah fluida yang tingkat kerapatannya tidak berubah atau perubahannya kecil sekali dan dianggap tidak ada, contohnya zat berbentuk cair.

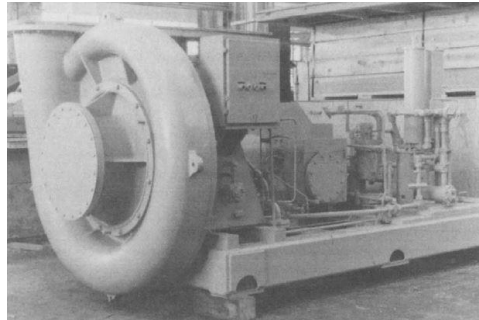
2.2 Kompresor sentrifugal

Kompresor adalah mesin untuk memampatkan udara atau gas. Kompresor udara biasanya mengisap udara dari atmosfer. Namun ada pula yang mengisap udara atau gas yang bertekanan lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dalam hal ini kompresor bekerja sebagai penguat (*booster*). Sebaliknya ada pula kompresor yang mengisap gas yang bertekanan lebih rendah dari pada tekanan atmosfer. Dalam hal ini kompresor disebut pompa vakum. [2]

Dalam klasifikasi kompresor, kompresor sentrifugal di kelompokkan dalam kelompok kompresor dinamik karena kompresor sentrifugal mengkonversikan energi kecepatan fluida yang dibangkitkan oleh gerakan *impeller* yang berputar.

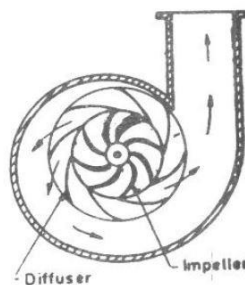
Kompresor mempunyai pengaplikasian dalam bidang yang luas mulai dari industri kecil sampai ke industri perminyakan dan gas bumi. Beberapa jenis penggerak yang sering digunakan sebagai penggerak kompresor yaitu, elektro motor, *internal combustion engine* (motor mesin diesel dan turbin gas), *eksternal combustion engine* (turbin uap). Kompresor sentrifugal biasanya digerakkan oleh turbin uap atau turbin gas yang mempunyai karakteristik yang

hampir sama. Kompresor sentrifugal biasanya digunakan untuk *supercharger* motor berdaya besar, terutama diesel. Seperti yang terlihat pada gambar 2.1, merupakan contoh kompresor sentrifugal satu tingkat yang digunakan dalam bidang industri.



Gambar 2.1 Kompresor sentrifugal satu tingkat [5]

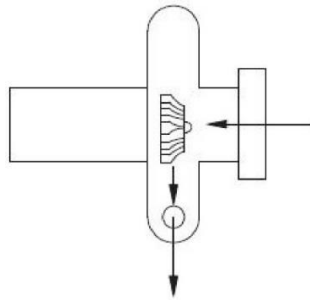
Kompresor sentrifugal merupakan kompresor yang memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh *impeller* untuk mempercepat aliran fluida, yang kemudian diubah dengan peningkatan tekanan dengan cara memperlambat aliran fluida melalui *diffuser*. Seperti yang terlihat pada gambar 2.2, merupakan gambaran gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh *impeller*.



Gambar 2.2 Gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh *impeller* [5]

Proses kerja kompresor sentrifugal yaitu dengan memberikan tambahan energi pada fluida melalui gaya sentrifugal yang diberikan oleh *impeller*. Gas atau udara dihisap kedalam kompresor melalui saluran masuk (*inlet*) kemudian diteruskan kedalam diafragma yang berfungsi sebagai pengarah aliran dan selanjutnya masuk kedalam *impeller*, kemudian *impeller* memberikan putaran dengan kecepatan yang sangat tinggi. Akibat dari putaran yang tinggi tersebut maka gas atau udara akan terlempar keluar dari *impeller* karena adanya gaya sentrifugal yang terjadi, kemudian tekanan dan kecepatan dari gas atau udara akan naik setelah terlepas dari ujung *impeller*. Gas atau udara diperlambat dalam suatu saluran yang disebut *diffuser*. Karena dengan diperlambat, aliran fluida cenderung tersebar dengan tidak terarah. Akibat dari aliran tidak terarah akan menyebabkan adanya kecendrungan timbulnya aliran turbulen dan aliran stedi, yaitu merubah energi kinetik menjadi energi panas dari tekanan. Oleh karena itu perlu di jaga aliran tersebut tetap searah dengan memasang penyearah (*guide vane*).

Kesimpulan dari prinsip kerja kompresor sentrifugal yaitu, mula – mula *impeller* meningkatkan kecepatan fluida, kemudian fluida dengan kecepatan tinggi akan masuk ke *diffuser* dimana terjadi perubahan energi kinetik menjadi energi potensial. Seperti yang terlihat pada gambar 2.3, merupakan gambaran arah aliran fluida pada kompresor sentrifugal.



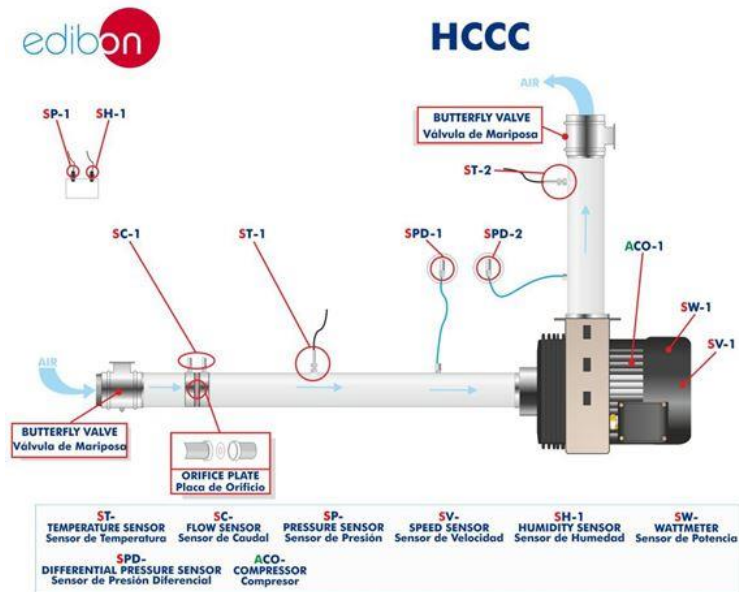
Gambar 2.3 Arah aliran fluida pada kompresor sentrifugal [5]

2.3 Kompresor sentrifugal unit HCCC

2.3.1 Deskripsi

Mengenai desain kompresor dan kinerja kompresor, masih merupakan hal yang perlu dikembangkan dan diteliti karena pada kompresor terdapat beberapa parameter penting yang mempengaruhi kinerja kompresor itu sendiri. Atas beberapa pertimbangan tersebut maka beberapa desainer mengembangkan penelitian secara simulasi menggunakan *HCCC Computer Controlled Centrifugal Compressor Demonstration (PC)*.

Pada *HCCC Computer Controlled Centrifugal Compressor Demonstration (PC)* dapat menghasilkan informasi yang akurat pada kondisi fluida yang berada di dalam mesin, dan juga dapat membantu penggunaanya mendapatkan evaluasi kinerja mesin dan mengukur karakteristik operasi kompresor sentrifugal secara detail pada objek. Seperti yang terlihat pada gambar 2.4, merupakan skema bagian alat dan pergerakan fluida pada kompresor *unit HCCC*.



Gambar 2.4 Bagian alat dan pergerakan fluida pada kompresor *unit HCCC* [6]

2.3.2 Prinsip kerja

HCCC Computer Controlled Centrifugal Compressor Demonstration (PC) memungkinkan penggunaannya untuk mengukur karakteristik operasi kompresor sentrifugal. Untuk tujuan itu, kompresor ini melakukan pengukuran aktual dari aliran masuk kompresor, kecepatan dan daya kompresor, perbedaan tekanan untuk mengetahui kenaikan tekanan di kompresor, dan suhu di saluran masuk dan keluar udara.

Kompresor ini menggunakan satu pipa transparan untuk *inlet* dan satu untuk *outlet*, variasi kecepatan untuk memodifikasi kecepatan kompresor, dan katup kupu-kupu untuk mengatur aliran *inlet* dan *outlet* kompresor.

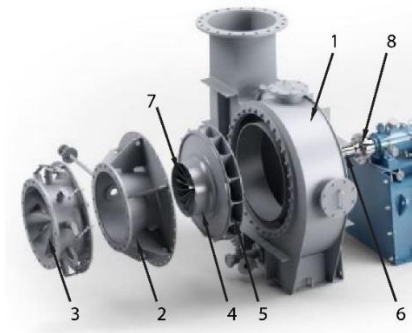
2.3.3 Spesifikasi

Kompresor sentrifugal *unit HCCC* ini memiliki spesifikasi sebagai berikut [5]:

- | | |
|---------------------------------|-------------------------|
| 1. Tingkat kompresor maksimum | : 7 tingkat |
| 2. Konsumsi daya maksimum | : 250 W |
| 3. Kecepatan maksimum | : 3000 rpm |
| 4. Aliran volumetrik maksimum | : 72 m ³ /hr |
| 5. Sensor aliran udara | : 0-1 PSI |
| 6. Sensor suhu udara | : tipe J |
| 7. Sensor tekanan | : 0-1 PSI |
| 8. Sensor kelembaban lingkungan | : 0-100% |
| 9. Dimensi | : 1×0.58×0.7 m |
| 10. Volume | : 0.600 m ³ |
| 11. Berat | : 60 kg |
| 12. Tegangan listrik | : 220V/50Hz |

2.4 Komponen kompresor sentrifugal

Kompresor sentrifugal terdiri dari komponen statis dan dinamis. Komponen – komponen tersebut terdiri dari beberapa bagian yang fungsinya saling berhubungan. Komponen statis disebut stator dan komponen dinamis disebut juga rotor. Seperti yang terlihat pada gambar 2.5, merupakan komponen-komponen pada kompresor sentrifugal.



Gambar 2.5 Komponen kompresor sentrifugal [7]

1. *Casing*

Casing merupakan bagian paling luar kompresor yang berfungsi sebagai:

- Pelindung terhadap pengaruh mekanik dari luar
- Pelindung dan penumpu/pendukung dari bagian-bagian yang bergerak.
- Tempat kedudukan *suction port* dan *discharge port* serta bagian diam lainnya.

2. *Inlet Wall*

Inlet wall merupakan diafragma atau dinding penyekat yang dipasang pada sisi masukan sebagai *inlet channel* dan berhubungan dengan *suction port*. Karena berfungsi sebagai saluran masuk gas pada *stage* pertama, maka material *inlet wall* harus tahan terhadap abrasi dan erosi.

3. *Guide Vane*

Guide vane ditempatkan pada bagian depan *eye impeller* pertama pada bagian *inlet channel*. Fungsi utamanya adalah mengarahkan aliran agar gas dapat masuk *impeller* dengan distribusi merata.

4. *Eye Seal*

Eye Seal ditempatkan di sekeliling bagian luar *eye impeller* dan ditumpu oleh *inlet wall*. *Eye Seal* memiliki fungsi mencegah aliran balik dari gas yang keluar dari *discharger impeller* (tekanan tinggi) kembali ke sisi *suction* (tekanan rendah).

5. *Diffuser*

Diffuser berfungsi untuk mengubah energi kecepatan yang keluar dari *discharge impeller* menjadi energi potensial. Untuk *multi stage* dipasang diantara *inter stage impeller*.

6. *Shaft*

Shaft atau poros transmisi digunakan untuk mendukung *impeller* dan meneruskan daya dari penggerak ke *impeller*. Untuk penempatan *impeller* pada *shaft* digunakan pasak. Pada kompresor *multistage*, posisi pasak dibuat selang – seling agar seimbang.

7. *Impeller*

Impeller berfungsi untuk menaikkan kecepatan gas sebelum memasuki *diffuser* pada *stator* dengan cara berputar sehingga menimbulkan gaya sentrifugal. Hal ini menyebabkan gas masuk/mengalir dari *inlet tip (eye impeller)* ke *discharge tip*. Karena

adanya perubahan jari – jari dari sumbu putar antara *tip* sudu masuk dengan *tip* sudu keluar maka terjadi kenaikan energi kecepatan.

8. *Bearing*

Bearing merupakan bagian internal kompresor yang berfungsi untuk mendukung beban radial dan aksial yang berputar dengan tujuan memperkecil gesekan dan mencegah kerusakan pada komponen lainnya.

2.5 Teori kompresi pada kompresor

2.5.1 Hubungan antara tekanan dan volume

Jika sebuah alat penyuntik tanpa jarum dan berisi udara atau gas ditutup ujungnya dengan jari telunjuk dan tangkainya didorong dengan ibu jari, maka pada jari telunjuk akan terasa adanya tekanan yang bertambah besar. Bertambahnya tekanan tersebut adalah merupakan akibat dari mengecilnya volume udara di dalam silinder karena dimampatkan oleh torak. Jika volume semakin dikecilkan, tekanan akan semakin besar.

Jika selama kompresi, temperatur gas dijaga tetap (tidak bertambah panas) maka pengecilan volume menjadi $\frac{1}{2}$ kali akan menaikkan tekanan menjadi 2 kali lipat. Jadi secara umum dapat dikatakan sebagai berikut: “Jika gas dikompresikan (atau diekspansikan) pada temperatur tetap, maka tekanannya akan berbanding terbalik dengan volumenya”. Pernyataan ini disebut hukum Boyle dan dapat dirumuskan pula sebagai berikut: Jika suatu gas mempunyai volume V_1 dan tekanan P_1 dimampatkan (atau diekspansikan) pada temperatur tetap hingga volumenya menjadi V_2 , maka tekanannya akan menjadi P_2 . [2]

Jika demikian, hubungan antara tekanan dan volume berbanding terbalik, atau:

$$P = \frac{k}{V} \quad (2.1)$$

Dimana P = Tekanan

k = Konstanta

V = Volume

Persamaan ini dapat dituliskan:

$$PV = k \quad (2.2)$$

Jika demikian halnya, maka

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_n V_n = \text{tetap} \quad (2.3)$$

Persamaan ini berlaku dengan asumsi tidak ada perubahan temperatur.

Tekanan yang dimaksud adalah tekanan mutlak. [8]

2.5.2 Hubungan antara temperatur dan volume

Gas akan mengembang jika dipanaskan pada tekanan tetap. Gas mempunyai koefisien muai yang besar. “Semua macam gas apabila dinaikkan temperaturnya sebesar 1°C pada tekanan tetap, akan mengalami pertambahan volume sebesar 1/273 dari volumenya pada 0°C. Sebaliknya apabila diturunkan temperaturnya sebesar 1°C, akan mengalami pengurangan volume dengan proporsi yang sama”. Pernyataan tersebut dikenal dengan hukum Charles. [2]

Jadi, jika gas memiliki volume pada 0°C sebesar V_0 maka pada temperatur t_1 pada tekanan yang sama gas tersebut akan memiliki volume sebesar V_1 dan berlaku:

$$V_1 = V_0 + \frac{1}{273} t_1 V_0 = V_0 \left(1 + \frac{t_1}{273} \right) \quad (2.4)$$

Demikian pula temperaturnya dinaikkan menjadi t_2 pada tekanan konstan, didapat:

$$V_2 = V_0 \left(1 + \frac{t_2}{273} \right) \quad (2.5)$$

Jika kedua persamaan tadi diperbandingkan diperoleh:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{1 + \frac{t_1}{273}}{1 + \frac{t_2}{273}} \right) = \frac{273 + t_1}{273 + t_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.6)$$

Persamaan terakhir ini menyatakan bahwa pada tekanan tetap, volume gas berbanding lurus dengan temperatur mutlaknya dan dapat pula dituliskan:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_n}{T_n} = \text{tetap} \quad (2.7)$$

Temperatur dalam T ini disebut temperatur mutlak dan dinyatakan dengan satuan Kelvin (K). [8]

2.6 Proses kompresi gas pada kompresor

Kompresi gas idealnya dapat diwujudkan dalam tiga cara yaitu isothermal, adiabatik dan politropik. Ketiga proses ini dapat diterangkan sebagai berikut.

2.6.1 Kompresi Isothermal

Bila suatu gas dikompresikan, maka ini berarti ada energi mekanik yang diberikan dari luar kepada gas. Energi ini diubah menjadi energi panas sehingga temperatur gas akan naik jika tekanan semakin tinggi. Namun, jika proses kompresi ini dibarengi dengan pendinginan untuk mengeluarkan panas yang terjadi, temperatur dapat dijaga tetap. Kompresi secara ini disebut kompresi isothermal (temperatur tetap) [8], atau:

$$PV = \text{tetap} \quad (2.8)$$

Sehingga:

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad (2.9)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (2.10)$$

2.6.2 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. Agar tidak ada panas yang terbuang, sistem harus diisolasi. Karena tidak mungkin dapat mengisolasi sistem secara sempurna, maka tidak mungkin pula proses adiabatik terjadi secara sempurna. [8]

Panas yang tertahan pada proses adiabatik menyebabkan tekanan gas naik lebih tinggi (pada volume yang sama) dibandingkan dengan proses isothermal. Tekanan pun lebih tinggi karena ada kenaikan temperatur. Kenaikan temperatur ini sebanding dengan kerja yang diberikan pada sistem. Untuk pengecilan volume yang sama, kompresi adiabatik akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi dari pada proses isothermal.

$$PV^k = \text{tetap} \quad (2.11)$$

Dimana k adalah perbandingan antara kapasitas panas pada tekanan tetap dengan kapasitas panas pada volume tetap, $k = C_p/C_v$. Jika $k = 1$, persamaan diatas menjadi persamaan untuk proses isothermal. Didapati:

$$P_1V_1^k = P_2V_2^k \quad (2.12)$$

$$P_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right) P_1 \quad (2.13)$$

2.6.3 Kompresi Politropik

Kita sulit mencapai isothermal karena ada kenaikan temperatur dan juga kita sulit mencapai adiabatik karena ada panas yang berpindah. Jadi proses kompresi pada kompresor yang sesungguhnya bukan merupakan proses isothermal, karena ada kenaikan temperatur, namun bukan juga proses adiabatik karena ada panas yang dipancarkan keluar. Jadi proses kompresi yang sesungguhnya, ada di antara keduanya dan disebut kompresi politropik. Proses ini menggunakan persamaan seperti proses adiabatic hanya saja harga k diganti dengan n yang nilainya berada di antara 1 dan k atau $1 < n < k$. [8]

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad (2.14)$$

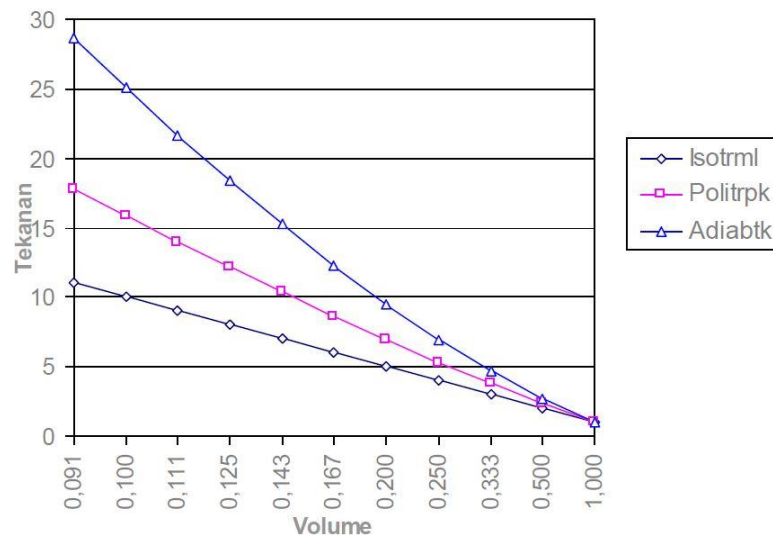
Jika diperbandingkan, ketiga proses kompresi tampak seperti pada tabel

2.1. Digunakan udara dengan $k = 1,4$ dan untuk politropik digunakan $n = 1,2$.

Tabel 2.1 Perbandingan proses kompresi [8]

No	V	P(Isothermal)	P(Politropik)	P(Adiabatik)
1	1,000	1,000	1,000	1,000
2	0,500	2,000	2,297	2,639
3	0,333	3,000	3,737	4,656
4	0,250	4,000	5,278	6,964
5	0,200	5,000	6,899	9,518
6	0,167	6,000	8,586	12,286
7	0,143	7,000	10,330	15,245
8	0,125	8,000	12,126	18,379
9	0,111	9,000	13,967	21,674
10	0,100	10,000	15,849	25,119
11	0,091	11,000	17,769	28,704

Jika perbandingan tersebut digambarkan secara grafik, ketiga proses kompresi itu ditampilkan seperti pada gambar 2.6, sebagai berikut:



Gambar 2.6 Perbandingan proses kompresi [8]

2.7 Perubahan temperatur pada kompresor

Pada saat kompresi, temperatur gas dapat berubah tergantung pada jenis proses yang dialami. Untuk masing – masing proses, hubungan antara temperatur dan tekanan adalah sebagai berikut:

1. Proses Isotermal

Dalam proses ini temperatur dijaga konstan sehingga tidak berubah.

2. Proses Adiabatik

Dalam kompresi adiabatik tidak ada panas yang dibuang keluar (atau dimasukkan) sehingga seluruh kerja mekanis yang diberikan dalam proses ini akan dipakai untuk menaikkan temperatur gas. Dalam proses

adiabatik, temperature dapat diperoleh secara teoritis dari persamaan berikut:

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/k} \quad (2.15)$$

dimana T_d = Temperatur mutlak gas keluar kompresor ($^{\circ}\text{K}$)

T_s = Temperatur isap gas masuk kompresor ($^{\circ}\text{K}$)

P_s = Tekanan masuk (kgf/m^2 abs)

P_d = Tekanan keluar (kgf/m^2 abs)

k = Perbandingan panas jenis gas (c_p/c_v)

C_p = Panas jenis p konstan

C_v = Panas jenis v konstan

m = Jumlah tingkat kompresi; $m = 1, 2, 3$, dst.

3. Proses Politropik

Jika selama proses kompresi udara didinginkan, maka sebagian panas yang timbul akan dikeluarkan. Untuk menghitung temperatur kompresi dapat digunakan persamaan (2.15) dimana sebagai ganti nilai k dipakai indeks politropik yang harganya lebih rendah.

2.8 Rumus yang digunakan

Untuk menghitung efisiensi dari kompresor, rumus yang digunakan sebagai berikut [6]:

2.8.1 Kecepatan udara dalam pipa

Kecepatan udara dalam pipa adalah kecepatan udara yang mengalir di dalam pipa saluran masuk dan pipa saluran keluar. Untuk menghitung kecepatan udara dalam pipa, menggunakan persamaan berikut.

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (2.16)$$

dimana v_1 = Kecepatan udara dalam pipa saluran masuk (m/s)

Q = Debit aliran (m³/s)

A_1 = Luas penampang dalam pipa saluran masuk (m²)

$$A_1 = \frac{1}{4}\pi d_1^2$$

d_1 = Diameter penampang dalam pipa saluran masuk (m)

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (2.17)$$

dimana v_2 = Kecepatan udara dalam pipa saluran keluar (m/s)

Q = Debit aliran (m³/s)

A_2 = Luas penampang dalam pipa saluran keluar (m²)

$$= 0,000707 \text{ m}^2$$

Dalam hal ini, A_1 berubah – ubah berdasarkan besar diameter pipa saluran masuk yang divariasikan dan A_2 konstan.

2.8.2 Daya yang disuplai

Daya yang disuplai adalah daya yang akan dikonsumsi oleh kompresor. Untuk menghitung daya yang disuplai dari kipas ke udara, menggunakan persamaan (2.18).

$$P = Q \left[P_2 - P_1 + \rho \frac{(v_2)^2}{2} - \rho \frac{(v_1)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) \right] \quad (2.18)$$

dimana P = Daya yang disuplai (W)

Q = Debit aliran (m^3/s)

P_1 = Tekanan dalam pipa saluran masuk (Pa)

P_2 = Tekanan dalam pipa saluran keluar (Pa)

v_1 = Kecepatan udara dalam pipa saluran masuk (m/s)

v_2 = Kecepatan udara dalam pipa saluran keluar (m/s)

ρ = Kepadatan udara (kg/m^3)

$= 1,29 \text{ kg/m}^3$

g = Gaya gravitasi (m/s^2)

$= 9,8 \text{ m/s}^2$

$z_2 - z_1$ = Perbedaan ketinggian pipa saluran masuk dan keluar (m)

$= 0,35 \text{ m}$

2.8.3 Efisiensi kompresor

Untuk menghitung efisiensi kompresor yaitu dengan membandingkan antara daya yang disuplai dengan daya yang dikonsumsi oleh kompresor, menggunakan persamaan (2.19).

$$\eta = \frac{P}{P_e} 100\% \quad (2.19)$$

dimana η = Efisiensi (%)

P = Daya yang disuplai (W)

P_e = Daya yang dikonsumsi (W)