



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PEMILIHAN KOMPRESOR PADA INSTALASI
UDARA BERTEKANAN SISTEM PNEUMATIK
HIDROLIK DI PRESSURE TANK LINE INDOOR
PT. PJB UNIT PEMBANGKIT BRANTAS**

**FAISAL YANUAR ADIBA
NRP. 2112 030 083**

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

**Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 145502

**SELECTION OF COMPRESSOR AIR PRESSURE
INSTALLATION PNEUMATIC HYDRAULIC
SYSTEM IN PRESSURE TANK LINE INDOOR
PT. PJB UNIT BRANTAS POWER PLANT**

**FAISAL YANUAR ADIBA
NRP. 2112 030 083**

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

**Study Program Diploma III
Mechanical Engineering Department
Faculty Of Industrial Technology
Institut Of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PEMILIHAN KOMPRESOR PADA INSTALASI UDARA BERTEKANAN SISTEM PNEUMATIK HIDROLIK DI PRESSURE TANK LINE INDOOR PT. PJB UNIT PEMBANGKIT BRANTAS

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Ahli Madya
pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FAJSAI YANUAR ADIBA
NRP 2112 030 083

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001

SURABAYA, JANUARI 2016

PEMILIHAN KOMPRESOR PADA INSTALASI UDARA BERTEKANAN SISTEM PNEUMATIK HIDROLIK DI PRESSURE TANK LINE INDOOR PT.PJB UNIT PEMBANGKIT BRANTAS

Nama Mahasiswa : Faisal Yanuar Adiba
NRP : 2112 030 083
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstrak

Kompresor adalah suatu alat yang menerima energi atau kerja dari luar (daya poros) dengan tujuan untuk menaikkan suatu tekanan fluida (udara/gas). Pada industri pembangkit listrik, kompresor merupakan suatu komponen penting yang berperan besar dalam sistem pneumatik hidraulik pada pressure tank guna membuka atau menutup inlet valve dan juga digunakan untuk pengereman pada turbin francis.

Kebutuhan tekanan dan kapasitas yang diperlukan untuk dapat menekan oil pada sistem pneumatik hidraulik di pressure tank, serta instalasi perpipaan yang memiliki panjang total 16,46 m. Oleh karena itu, sistem pendistribusian udara bertekanan perlu dilakukan perhitungan, sehingga dapat diketahui pemilihan kompresor yang tepat untuk memenuhi kebutuhan pada sistem pneumatik hidraulik pressure tank secara tepat.

Hasil perhitungan didapatkan kebutuhan yang harus dipenuhi adalah $Q = 1000$ L/min, $P = 28,603$ Bar, dan $W = 21,706$ kW. Dengan hasil perhitungan yang telah diperoleh maka dapat dipilih kompresor torak Tokyo Shibaura tipe CDW 2-220 H dengan spesifikasi $P = 33,5$ kgf/cm², $Q = 1030$ L/min, $W = 22$ kW, $\omega = 950$ Rpm yang dapat memenuhi kebutuhan yang diperlukan pada instalasi udara bertekanan sistem pneumatik hidraulik pressure tank line indoor PT. PJB Unit Pembangkit Brantas.

Kata kunci : Tekanan, kompresor, instalasi, daya, pemilihan kompresor

**SELECTION OF COMPRESSOR AIR PRESSURE
INSTALLATION SYSTEM PNEUMATIC HYDRAULIC IN
PRESSURE TANK LINE INDOOR
PT. PJB UNIT BRANTAS POWER PLANT**

Name : Faisal Yanuar Adiba
NRP : 2112 030 083
Department : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Counselor Lecturer : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstract

The compressor is a device that receives energy or work from the outside (shaft power) with the aim to increase a pressure fluid (air / gas). In the power generation industry, the compressor is an important component for in hydraulic pneumatic system on the tank pressure to open or close the inlet valve and is also used for braking the francis turbine.

Needs pressure and capacity necessary to be able to suppress the oil in hydraulic pneumatic system in a pressure tank and piping installation which has a total length of 16.46 m . Therefore, the compressed air distribution system needs to be calculated, so that it can be seen that the right electoral compressor to meet the needs of the pneumatic system hydraulic pressure tank properly.

The calculation results obtained needs to be met is $Q = 1000 \text{ L / min}$, $P = 28,603 \text{ bar}$, and $W = 21.706 \text{ kW}$. With the calculation results have been obtained, it can be chosen compressor piston Tokyo Shibaura type of CDW 2-220 H with specifications $P = 33.5 \text{ kgf / cm}^2$, $Q = 1030 \text{ L / min}$, $W = 22 \text{ kW}$, $\omega = 950 \text{ rpm}$ that can meet the needs which required the installation of air-pressure pneumatic hydraulic system in pressure tank line indoor PT. PJB Unit Brantas Power Plant.

Keywords : Pressure, compressors, installation, power, compressor election

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur atas kehadiran Allah SWT, yang telah melimpahkan segala berkah dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi sebelum menyelesaikan pendidikan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang merupakan integrasi dari semua materi yang telah diberikan selama perkuliahan.

Adapun keberhasilan penulisan dalam penyusunan laporan ini tidak lepas berbagi pihak yang telah banyak memberikan bantuan, motivasi, dan dukungan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku dosen pembimbing dan dosen wali yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran guna memberikan saran serta bimbinganya sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhir.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku Koordinator Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator Tugas Akhir Progam Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas Akhir ini.
5. Ayahanda Ir. Syahrial dan Ibu Dra. Puryanti yang selalu memberikan motivasi lebih, dukungan maupun doa dan selalu memberikan nasehat yang positif kepada penulis. Serta kakak sepupu Aditya Hendra Pramulya dan adik Annisa Yuniar Ridanti yang selalu memberikan kasih sayang, doa dan dukungannya kepada penulis.
6. Teman – Teman Angkatan 2012 karena telah menjalani semua perjuangan dan pembelajaran di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Teman – Teman Kontrakan “Bhaskara 1/51 dan Sutorejo 9/20” Edi, Odi, Eko, Dicky, Vian, Arifin, Argha, Wildan,

Faza, Nabil, Suhar, Septyan, Krisna, Rahman karena telah menyediakan banyak waktu bersama-sama dengan penulis.

8. Suci Ramadhani Putri yang selalu memberikan bantuan, dukungan moral dan doa selama ini.
9. Rekan Tugas Akhir Fauziah Meutiarani yang telah membantu selama proses pengerjaan Tugas Akhir
10. Anggota Tim Steering Committe 2011 dan 2013 Nurhadi, Ilham, Herviando, Diana, Pandu, Faisal Adi, Tahta, Galang, Angga, Raka, dan Zidqi Oddie karena telah memberikan banyak pembelajaran dan wawasan berorganisasi selama kepengurusan di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
11. Teman – Teman Angkatan 2009,2010,2011,2013 dan 2014 karena telah memberikan bantuan, dukungan, motivasi, doa dan kebersamaannya selama pengerjaan Tugas Akhir di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
12. Semua dosen dan karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
13. Semua pihak yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu, kami ucapkan terima kasih.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih belum sempurna, untuk itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan. Akhir kata penulis berdoa agar segala bantuan yang diberikan akan mendapat balasan dan rahmat dari Allah SWT. Dan semoga hasil dari laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagaimana yang diharapkan.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	1
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 Konstruksi Kompresor Reciprocating.....	10
2.3.1 Silinder dan Kepala Silinder	11
2.3.2 Katup	12
2.3.3 Kotak Engkol.....	15
2.3.4 Alat dan Pengatur Kapasitas.....	15
2.3.5 Pelumasan.....	17
2.3.6 Peralatan Pembantu	18
2.4 Karakteristik Kompresor Resiprocating	19
2.4.1 Tekanan Udara	19
2.4.2 Proses Kompresi	20
2.4.3 Perubahan Temperatur	25
2.4.4 Efisiensi Volumetrik dan Adiabatik	28
2.5 Jenis penggerak dan Transmisi Daya Poros.....	35
2.6 Pipa35	

2.6.1	Material Pipa	36
2.6.2	Kode dan Standar Pipa	36
2.6.3	Fitting	36
2.6.4	Katup (valve).....	38
2.7	Hukum kontinuitas	38
2.8	Hea Fluida.....	40
2.9	Kergian Tekanan.....	42
2.9.1	Kerugian Mayor	42
2.9.2	Kerugian Minor	43
2.10	Penggerak Mula Kompresor	45
2.10.1	Daya Kompresor Politropik.....	45
2.10.2	Kerugian Katup	45
2.10.3	Daya Motor dan Transmisi.....	46
2.11	Pemilihan Kompresor	47
2.11.1	Jenis dan Pemilihan Kompresor	47
2.11.2	Penentuan Spesifikasi Kompresor	48
2.11.3	Persyaratan dalam Pembelian Kompresor	48
2.11.4	Kapasitas Kompresor.....	49
2.11.5	Tekanan Kompresor.....	49
2.11.6	Perfrmansi Kompresor.....	50
2.12	Pemasangan dan Operasional Kompresor	50
2.12.1	Penempatan.....	50
2.12.2	Pemasangan	52
2.12.2.1	Kabel Listrik.....	52
2.12.2.2	Pengujian Lapangan	53
2.12.2.3	Pemeriksaan Sebelum Uji Coba	53
2.12.2.4	Uji Coba.....	53
BAB III METODOLOGI		
3.1	Metode Penyusunan Tugas Akhir	55
3.2	Data-data Hasil Survey	55
3.2.1	Data Spesifikasi Kompresor.....	55
3.2.2	Data Spesifikasi Motor.....	56
3.2.3	Data spesifikasi Air Tank.....	56
3.2.4	Data Pipa	56
3.3	Studi Literatur	56
3.4	Pengambilan Data.....	57

3.5 Perhitungan	57
3.6 Diagram Alir	58
3.6.1 Diagram Alir Secara Umum	58
3.6.2 Diagram Alir Unjuk Kerja Kompresor	60
3.7 Kesimpulan	63

BAB IV HASIL DAN ANALISA

4.1 Perhitungan Sistem Distribusi Udara	65
4.1.1 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaian	65
4.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada instalasi perpipaian	65
4.3 Perhitungan Pressure Drop Instalasi	67
4.3.1 Perhitungan Pressure Drop Mayor	67
4.3.2 Perhitungan Pressure Drop Minor	73
4.4 Pemilihan Kompresor Berdasarkan Tekanan dan kapasitas pada Instalasi Perpipaian	80
4.4 Perhitungan Daya yang Dibutuhkan	82
4.4.1 Perhitungan Kapasitas Suction	82
4.4.2 Perhitungan Polytropic Exponent	82
4.4.3 Perhitungan Daya Kompresor	84
4.4.4 Perhitungan Daya Fluida	85
4.4.5 Perhitungan Daya Poros	85
4.4.6 Perhitungan Daya Motor	86
4.5 Penyesuaian Pemilihan Kompresor	87
4.7 Perawatan Kompresor	88
4.6.1 Perawatan Umum	88
4.6.2 Perawatan Berkala Selama Pengoperasian	89

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	91
5.2 Saran	92

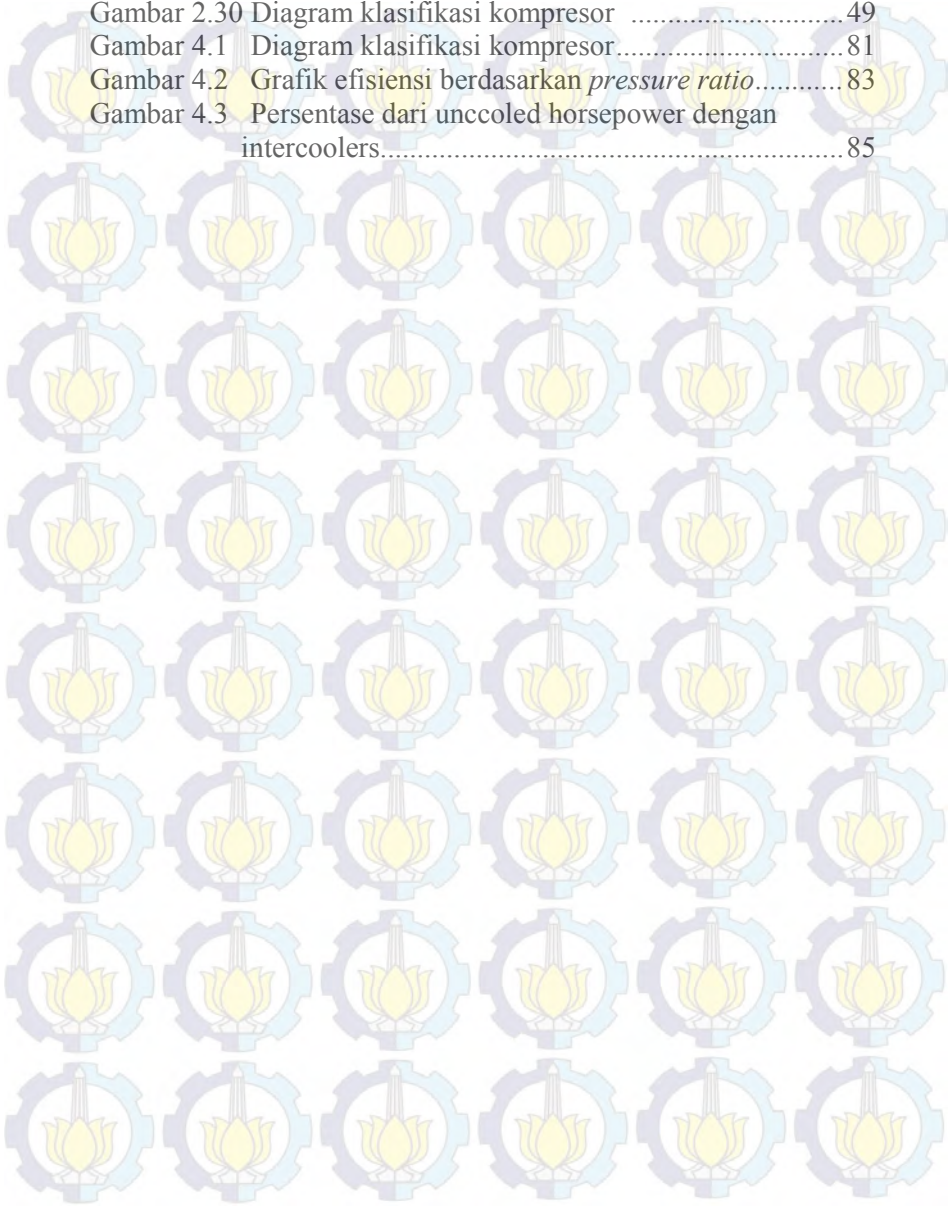
DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Klasifikasi kompresor	6
Gambar 2.2	Kompresor vane	7
Gambar 2.3	Kompresor jenis root	7
Gambar 2.4	Kompresor skrup atau ulir	7
Gambar 2.5	Kompresor torak kerja tunggal	8
Gambar 2.6	Kompresor torak kerja ganda	8
Gambar 2.7	Kompresor Sentrifugal satu tingkat	9
Gambar 2.8	Kompresor sentrifugal banyak tingkat	9
Gambar 2.9	Kompresor torak dengan pendingin udara	10
Gambar 2.10	Kompresor torak dengan pendingin air	11
Gambar 2.11	Konstruksi kompresor torak silinder (berpendingin air)	11
Gambar 2.12	Konstruksi kompresor Torak silinder (berpendingin udara)	12
Gambar 2.13	Konstruksi katup kompresor jenis pita	13
Gambar 2.14	Konstruksi katup kompresor jenis cincin	13
Gambar 2.15	Konstruksi katup kompresor jenis kanal	14
Gambar 2.16	Konstruksi katup kompresor jenis kepak	14
Gambar 2.17 (a) dan (b)	pelumasan paksa pada kompresor	17
Gambar 2.18	Pelumasan luar kompresor torak	18
Gambar 2.19	Grafik proses kompresi isothermal	21
Gambar 2.20	Grafik proses kompresi adiabatik	22
Gambar 2.21 (a) dan (b)	volume gas konstan yang mengalami kenaikan tekanan akibat dipanasi	23
Gambar 2.22	Perbandingan tekanan dan temperatur dalam kompresi adiabatik (untuk $m = 1$ dalam kompresi satu tingkat)	26
Gambar 2.23	Persentase dari uncooled horsepower dengan intercoolers	27
Gambar 2.24	Langkah torak untuk kerja tunggal dan ganda	28
Gambar 2.25	Diagram P-V dari kompresor torak	29
Gambar 2.26	Grafik efisiensi volumetris dan perbandingan tekanan	31
Gambar 2.27	Kompresor dua stage dengan intercooler	33
Gambar 2.28	Volume atur dan koordinat analisa energi	40

Gambar 2.29 Grafik efisiensi berdasarkan pressure ratio.....	45
Gambar 2.30 Diagram klasifikasi kompresor	49
Gambar 4.1 Diagram klasifikasi kompresor.....	81
Gambar 4.2 Grafik efisiensi berdasarkan <i>pressure ratio</i>	83
Gambar 4.3 Persentase dari uncooled horsepower dengan intercoolers.....	85



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Panas jenis beberapa gas	24
Tabel 2.2 Hubungan antara volume dan tekanan pada berbagai proses kompresi	24
Tabel 2.3 Perhitungan Daya Adiabatik Teoritis	34
Tabel 2.4 Spesifikasi carbon steel pipe – schedule 40.....	36
Tabel 2.5 Nilai koefisien kekasaran pada setiap material pipa..	37
Tabel 2.6 Tabel Equivalent Length pada katup dan fitting	44
Tabel 2.7 Perbandingan cadangan transmisi	46
Tabel 2.8 Perbandingan cadangan	48
Tabel 4.1 Iterasi f pada pipa A - B dengan diameter pipa 1,905 cm	70
Tabel 4.2 Iterasi f pada pipa C - D dengan diameter pipa 2,54 cm	72
Tabel 4.3 Pressure Drop Mayor pada instalasi pipa	73
Tabel 4.4 Minor losses pada pipa diameter $\frac{3}{4}$ “	74
Tabel 4.5 Minor losses pada pipa diameter 1”	75
Tabel 4.6 <i>Pressure Drop Minor</i> pada <i>section A-B</i> dengan diameter pipa 1,905 cm	79
Tabel 4.7 <i>Pressure Drop Minor</i> pada <i>section C-D</i> dengan diameter pipa 2,54 cm	79
Tabel 4.8 Pemilihan Kriteria Untuk Kompresor.....	81
Tabel 4.9 Perbandingan cadangan.....	86
Tabel 4.10 Perbandingan transmisi	86
Tabel 4.11 Spesifikasi kompresor tipe CDW 2-220 H.....	88

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PLTA Sutami merupakan pembangkit listrik dibawah pengelola PT. Pembangkitan Jawa Bali (PT. PJB), unit Pembangkitan Brantas Distrik A. PLTA ini merupakan salah satu pembangkit yang memanfaatkan potensi sungai Brantas yang terletak sekitar 32 km di sebelah selatan kota Malang kearah kota Blitar, dengan ketinggian 272,7 m diatas permukaan air laut, tepatnya berada di daerah Karangates. Dengan kapasitas 3 x 36000 KW, yang ditransmisikan ke SUTT 154 K V. Pembangunannya dilaksanakan oleh proyek induk pengembangan wilayah sungai Brantas dengan nama proyek Serbaguna Karangates. Pada PT. PJB Unit Pembangkitan Brantas, digunakan kompresor untuk mengalirkan udara berguna untuk memberikan tekanan pada *Pressure Tank*. *Pressure tank* disini berguna untuk membuka atau menutup Inlet Guide Valve (IGV) dengan menggugurkan oli atau sistem hidrolik yang terdapat pada pressure tank. *Kompresor* yang digunakan adalah *kompresor reciprocating* dengan kapasitas 1030 Liter/menit.

Sebelumnya telah dilakukan analisa mengenai kompresor reciprocating multistage dan sistem instalasi perpipaan oleh [1,2]. Maka penulis melakukan analisa tugas akhir berdasarkan pentingnya pengaruh tekanan dan kapasitas yang dibutuhkan untuk mentransfer udara dari *kompresor* sampai *pressure tank* agar sesuai dengan sistem instalasi pipa dan waktu yang diinginkan, maka penulis bermaksud melakukan analisa unjuk kerja pada kompresor reciprocating untuk menghitung ulang instalasi sistem udara tekan pada *Kompresor CDW2-220H* dengan jalur instalasi dari *Kompresor* hingga menuju *Pressure tank*.

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam melakukan penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana memahami karakteristik kompresor reciprocating.

2. Bagaimana cara melakukan perhitungan kecepatan aliran fluida mulai dari pressure tank sampai menuju ke kompresor.
3. Bagaimana cara menghitung kerugian tekanan yang di alami pada instalasi pipa
4. Bagaimana cara menganalisa unjuk kerja kompresor reciprocating yang digunakan
5. Bagaimana cara menentukan daya yang digunakan untuk kompresor melakukan start.
6. Bagaimana pemilihan kompresor yang tepat sesuai kebutuhan yang harus dipenuhi berdasarkan perhitungan manual
7. Bagaimana cara maintenance yang sesuai untuk kondisi kompresor reciprocating

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Menghitung *Pressure Drop* pada instalasi perpipaan udara bertekanan
- b. Menghitung unjuk kerja kompresor reciprocating multistage
- c. Pemilihan tipe kompresor yang sesuai dengan instalasi perpipaan

1.4 Batasan Masalah

Permasalahan ini dibatasi pada perhitungan unjuk kerja kompresor reciprocating dan pemilihan kompresor pada instalasi sistem perpipaan yang digunakan untuk proses pengolahan udara dan juga dibatasi dalam beberapa hal seperti :

1. Tidak memperhitungkan perpindahan panas pada kompresor dan instalasi sistem pipa.
2. Selama proses, aliran fluida dianggap *uniform*, *steady state* dan *steady flow*.
3. Properties fluida udara yang masuk kompresor di asumsikan memenuhi persamaan gas ideal.
4. Temperatur udara yang masuk kompresor disesuaikan dengan temperatur ruangan yaitu sebesar 31 °C

5. Tekanan maksimal yang mampu diterima pressure tank telah diketahui sebesar 28 bar.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari penyusunan tugas akhir ini adalah

1. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca makalah ini tentang kompresor reciprocating
2. Didapatkan jenis kompresor yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi perpipaan di PT. PJB UP Brantas.
3. Menambah perbendaharaan makalah mengenai pemilihan kompresor reciprocating.

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 berbagai literatur yang diambil untuk selanjutnya digunakan sebagai referensi penunjang dalam melakukan analisa unjuk kerja kompresor reciprocating dan perhitungan ulang instalasi sistem udara tekan pada pipa-pipa.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini menggambarkan dengan jelas data-data yang dipakai dalam menganalisa perhitungan dan memberikan gambaran langkah dalam menganalisa data berupa diagram alir.

BAB IV PERHITUNGAN

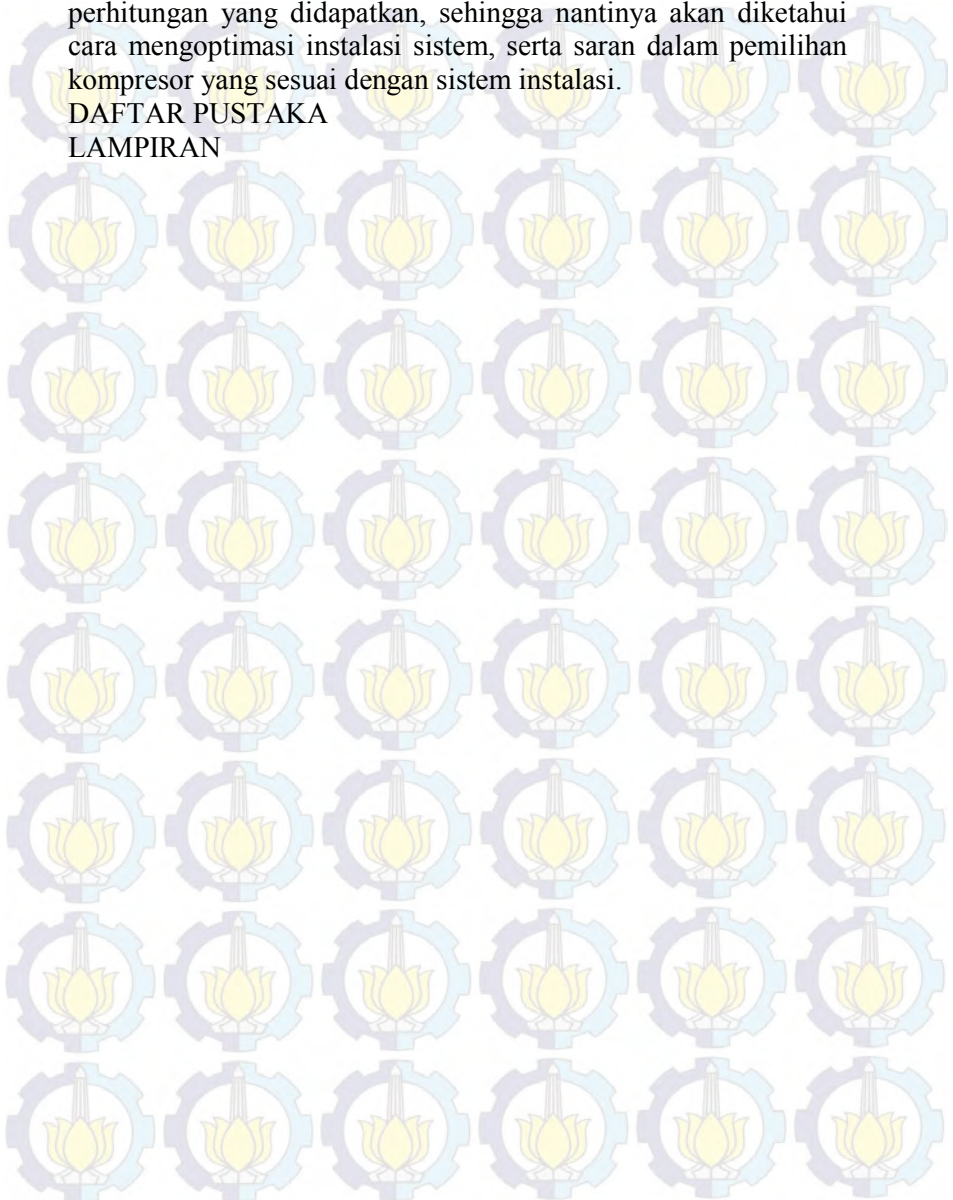
Bab ini terdiri dari perhitungan tentang masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini dan pembahasan singkat mengenai hasil yang diperoleh, seperti perhitungan daya kompresi kompresor, perhitungan kecepatan aliran pada pipa, dan perhitungan *pressure drop* pada instalasi pipa. Kemudian dilakukan pemilihan kompresor yang sesuai dengan kebutuhan.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini berisi mengenai kesimpulan dari hasil perhitungan-perhitungan yang didapatkan, sehingga nantinya akan diketahui cara mengoptimasi instalasi sistem, serta saran dalam pemilihan kompresor yang sesuai dengan sistem instalasi.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian kompresor

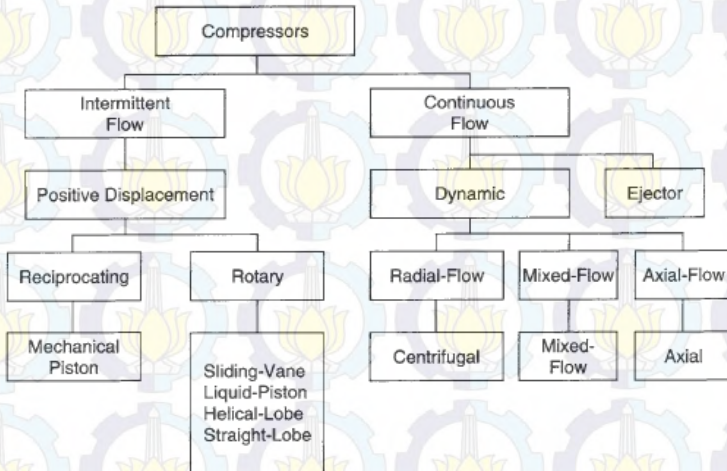
Kompresor adalah suatu peralatan atau alat yang menerima energi atau kerja dari luar (berupa daya poros), dengan tujuan digunakan untuk menaikkan suatu tekanan fluida (udara/gas). Inlet pressure dapat berbagai harga, mulai tekanan vakum hingga tekanan positif yang tinggi. Sedangkan tekanan discharge dapat bervariasi mulai tekanan atmosfer hingga ribuan psi di atas atmosfer. Variasi tekanan inlet dan discharge ini tentunya sesuai dengan type atau konfigurasi kompresor. Fluida dapat berupa berbagai fluida kompresibel, gas atau uap.

2.2 Klasifikasi Kompresor

Prinsip kerja kompresor dan pompa adalah sama, kedua mesin tersebut menggunakan energi luar kemudian diubah menjadi energi fluida. Pada pompa, di nosel keluarannya energi kecepatan diubah menjadi energi tekanan, begitu juga kompresor pada katup keluar udara mampat mempunyai energi tekanan yang besar. Hukum-hukum yang berlaku pada pompa dapat diaplikasikan pada kompresor.

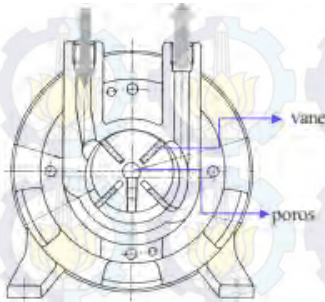
Berbeda dengan pompa yang klasifikasinya berdasarkan pola aliran, klasifikasi kompresor biasanya berdasarkan tekanannya atau cara pemampatannya. Pada (gambar 2.1) adalah klasifikasi dari kompresor. Secara umum penjelasannya sebagai berikut. Kompresor berdasarkan cara pemampatannya dibedakan menjadi dua, yaitu jenis turbo dan jenis perpindahan. Jenis turbo menggunakan gaya sentrifugal yang diakibatkan oleh putaran impeller sehingga udara mengalami kenaikan energi yang akan diubah menjadi energi tekanan. Sedangkan jenis perpindahan, dengan memperkecil volume udara yang dihisap ke dalam silinder atau stator dengan torak atau sudu. Kompresor yang diklasifikasikan berdasarkan tekanannya adalah kompresor untuk pemampat (tekanan tinggi), blower untuk peniup (tekanan sedang) dan fan untuk kipas (tekanan rendah).

Pada gambar di bawah terlihat, kompresor jenis turbo (*dynamic*) berdasarkan pola alirannya dibagi menjadi tiga, yaitu ejector, radial, dan aksial. Kompresor jenis ini hampir semuanya dapat beroperasi pada tekanan dari yang rendah sampai tinggi. Kompresor turbo dapat dibuat banyak tingkat untuk menaikkan tekanan dengan kapasitas yang besar.

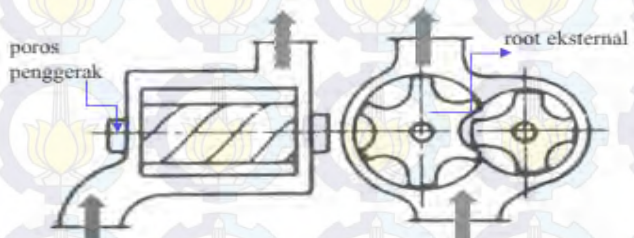


Gambar 2.1 Klasifikasi kompresor [3]

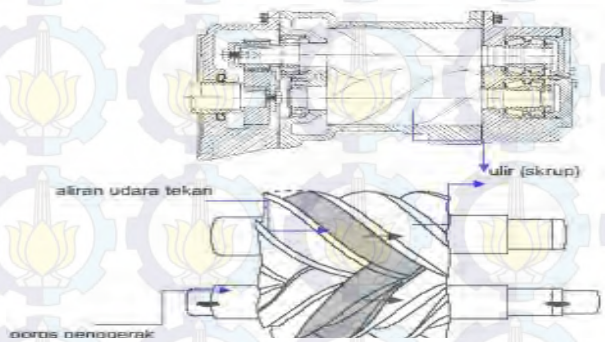
Berbeda dengan jenis turbo, kompresor jenis perpindahan (*displacement*) beroperasi pada tekanan sedang sampai tinggi. Kompresor jenis perpindahan, dibedakan berdasarkan bentuk konstruksinya, sekrup (gambar 2.4), sudu lurus (gambar 2.2), dan roots jenis torak bolak-balik atau reciprocating (gambar 2.3). Untuk kompresor jenis torak dapat menghasilkan udara mampat bertekanan tinggi. Pada (gambar 2.19) Adalah grafik tekanan – kapasitas untuk kompresor, terlihat jelas bahwa kompresor torak mempunyai daerah operasi dengan tekanan yang paling tinggi, sedangkan untuk kompresor aksial mempunyai daerah operasi dengan kapasitas paling besar. Kompresor untuk tekanan rendah adalah fan. Kompresor bertekanan sedang adalah blower dan bertekanan tinggi adalah kompresor.



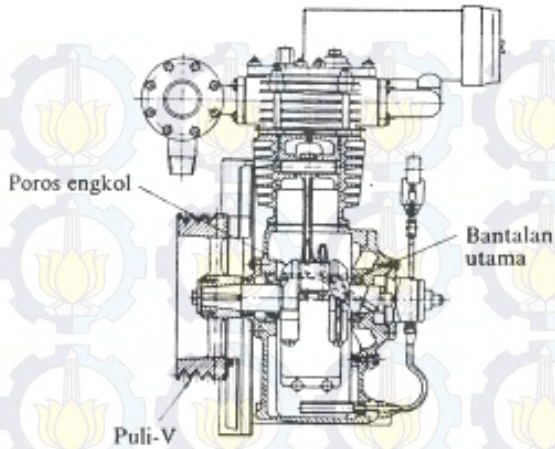
Gambar 2.2 Kompresor Sudu lurus [5]



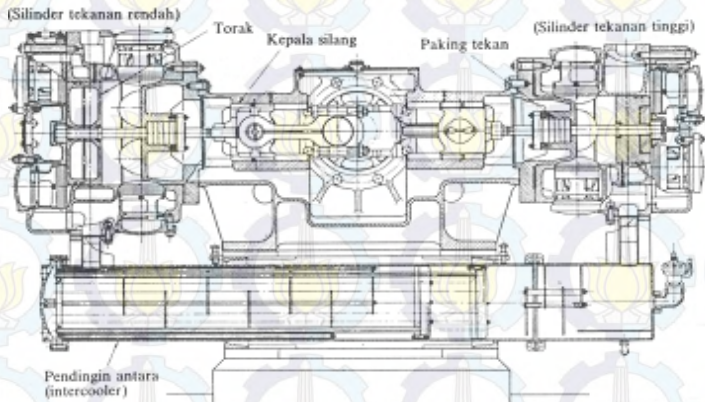
Gambar 2.3 Kompresor jenis Root [5]



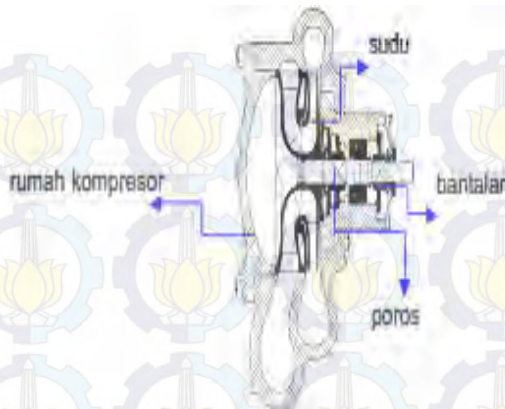
Gambar 2.4 Kompresor skrup atau Ulir [5]



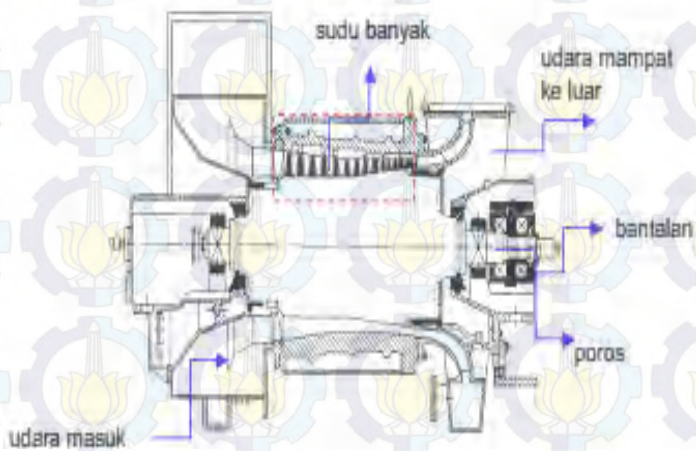
Gambar 2.5 Kompresor Torak kerja tunggal [5]



Gambar 2.6 Kompresor Torak kerja ganda [5]

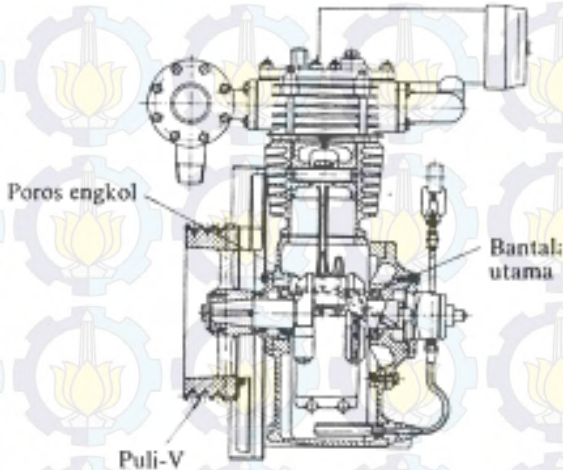


Gambar 2.7 Kompresor Sentrifugal satu tingkat [5]



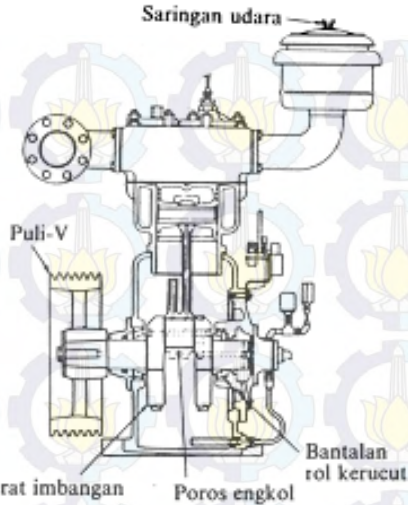
Gambar 2.8 Kompresor Sentrifugal banyak tingkat [5]

2.3 Konstruksi Kompresor Reciprocating



Gambar 2.9 Kompresor Torak dengan pendingin udara [5]

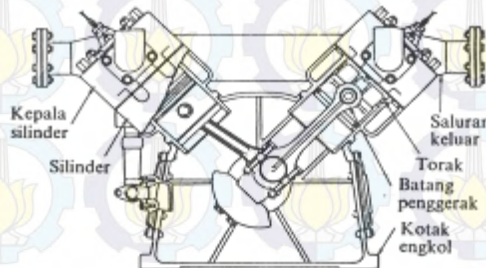
Karena proses kompresi menaikkan suhu udara mampat, pada silinder kompresor torak dipasang sistem pendinginan, yaitu sirip-sirip untuk pendinginan dengan udara (gambar 2.9) untuk pendinginan yang menggunakan air, prinsipnya sama dengan media yang berbeda. Pada gambar tidak terdapat sirip-sirip pada silinder tetapi menggunakan selubung air di dalam bloknya. Pada kepala silinder juga terdapat dua katup yaitu katup hisap dan katup pengeluaran. Untuk yang bekerja ganda terdapat tutup atas dan tutup bawah.



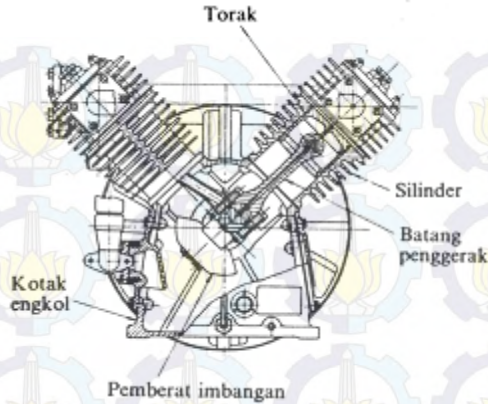
Gambar 2.10 Kompresor Torak dengan pendingin air [5]

2.3.1 Silinder dan Kepala Silinder

Karena proses pemampatan tekanan di dalam silinder naik, sehingga silinder harus dibuat cukup kuat untuk menahan tekanan yang tinggi. Biasanya dipakai besi cor dengan kombinasi pendinginan, dengan maksud silinder tidak menerima dua pembebanan sekaligus yaitu tekanan tinggi dan temperatur tinggi.



Gambar 2.11 Konstruksi Kompresor Torak silinder (berpendingin air) [5]



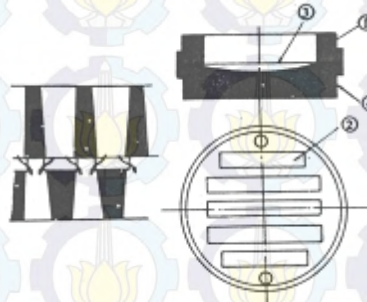
Gambar 2.12 Konstruksi kompresor Torak silinder (berpendingin udara) [5]

Di dalam silinder terdapat torak dan cincin-cincinnya. Fungsi torak sudah jelas yaitu sebagai alat pemampat sehingga dengan pergerakan torak volume silinder dapat berubah-ubah. Mengingat pentingnya fungsi tersebut, torak harus mempunyai persyaratan khusus yaitu harus kuat, tahan panas dan ringan. Pada torak terdapat cincin-cincin torak yang bertugas sebagai perapat antara torak dan dinding silinder bagian dalam.

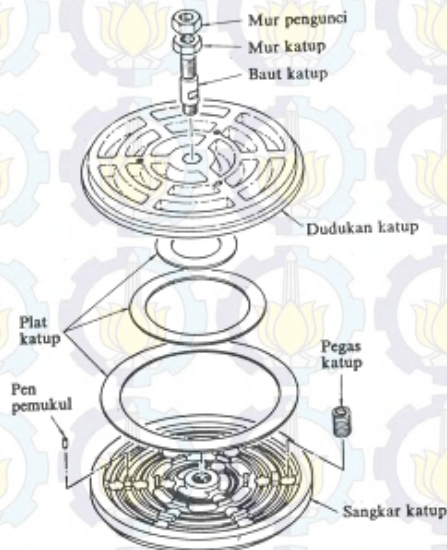
2.3.2 Katup

Pengaturan udara masuk dan keluar, dari dan kedalam silinder diatur dengan mekanisme katup. Katup pada kompresor bekerja karena perbedaan tekanan. Untuk katup hisap terbuka karena dalam silinder vakum sehingga dengan desakan tekanan udara luar katup terbuka. Sedangkan katup keluar terbuka karena tekanan silinder sudah cukup kuat untuk membuka katup keluar. Permasalahan katup tidak berbeda dengan silinder karena katup juga harus bekerja pada tekanan dan panas yang tinggi, khususnya bagian katup keluar yang menerima beban tekanan dan panas tinggi. Pada saluran katup hisap dipasang penyaring udara, sehingga udara yang dihisap lebih bersih terbebas dari kotoran-kotoran yang dapat menyebabkan sumbatan pada katup atau saluran lainnya.

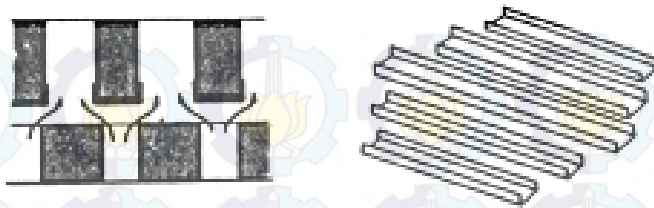
Konstruksi dari katup model pita (gambar 2.13), model cincin (gambar 2.14), model katup kanal (gambar 2.15), dan katup kepak (gambar 2.16). model berbeda-beda tetapi prinsip kerjanya sama.



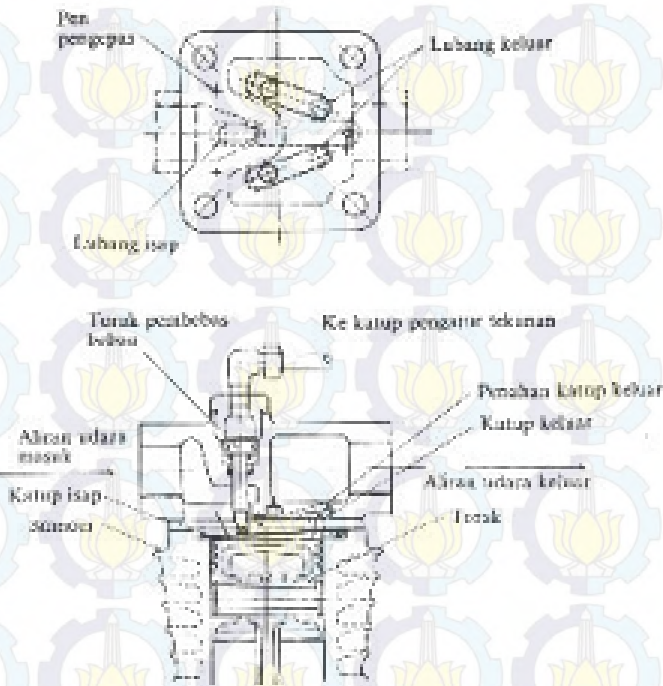
Gambar 2.13 Konstruksi katup kompresor jenis pita [5]



Gambar 2.14 Konstruksi katup kompresor jenis cincin [5]



Gambar 2.15 Konstruksi katup kompresor jenis kanal [5]



Gambar 2.16 Konstruksi katup kompresor jenis kepak [5]

2.3.3 Kotak Engkol

Komponen penting yang lain pada kompresor torak adalah poros engkol dan batang penggerak (gambar 2.11 dan gambar 2.12). kedua komponen ini bertugas mengubah gerakan putar poros menjadi gerak bolak-balik torak. Gerakan putar diperoleh poros engkol dari motor penggerak yaitu motor bakar atau motor listrik. Poros motor penggerak dan poros engkol dapat dikopel langsung, atau dengan transmisi (roda gigi, sabuk, atau puli). Untuk menyeimbangkan gerakan dan juga memperhalus getaran pada poros engkol dipasang pemberat imbalanced. Poros engkol dan peralatan tambahan lainnya ditopang dengan kotak engkol. Kotak engkol harus kuat dan mampu menahan getaran dari pergerakan torak pada silinder. Poros engkol ditopang dengan bantalan pada bak engkol. Pemilihan bantalan bergantung dari ukuran kompresornya. Bantalan luncur dengan terbelah dua atau empat banyak dipakai, untuk bantalan gelinding dipakai terutama yang berjenis bola.

2.3.4 Alat Pengatur Kapasitas

Kompresor adalah alat untuk melayani udara mampat dari tekanan rendah sampai tekanan tinggi. Untuk peralatan pemampat udara dengan tendon penyimpanan udara bertekanan (tangki udara), apabila suplai udara bertekanan melebihi kapasitas dari yang dibutuhkan, tekanan akan naik tidak terkontrol pada tangki udara, hal ini sangat membahayakan karena tangki dapat pecah. Untuk mengatasi hal tersebut, diperlukan suatu katup pembebas beban (*unloader*). Dengan alat ini, dapat mengatur laju udara yang dihisap sesuai dengan laju aliran keluar yang dibutuhkan. Pembebas beban dapat digolongkan menurut azas kerjanya yaitu :

1. Pembebas beban katup hisap
2. Pembebas celah katup
3. Pembebas beban trotel hisap
4. Pembebas dengan pemutus otomatis

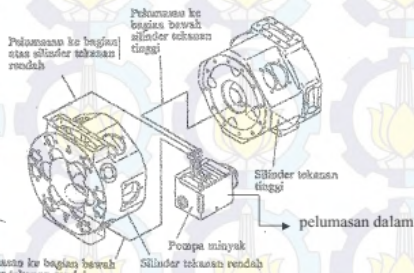
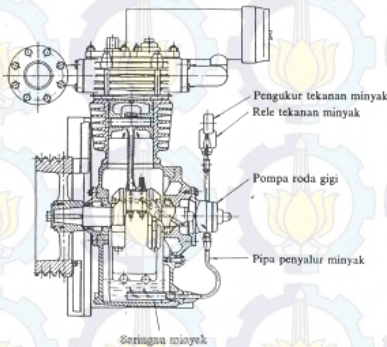
Untuk kompresor torak dengan tangki udara banyak menggunakan pembebas katup hisap dan pembebas dengan pemutus otomatis. Sedangkan untuk mengurangi beban pada waktu starter digunakan pembebas beban awal.

Metode pembebas katup hisap banyak dipakai pada kompresor kecil atau sedang. Cara ini menggunakan katup hisap dimana plat katupnya dapat dibuka terus pada langkah hisap atau kompresi sehingga udara dapat bergerak bebas keluar masuk silinder tanpa terjadi kompresi.

Pada (gambar 2.19) menunjukkan proses kerja dari kompresor torak dengan katup pilot pembebas beban. Fungsi katup itu adalah sebagai pembuang udara mampat dari tangki apabila tekanan di dalam tangki melebihi batas yang diijinkan. Kompresor akan bekerja pertama kali untuk pengisian tangki udara, setiap langkahnya masih normal. Katup hisap akan terbuka karena tekanan vakum dalam silinder dan langkah kompresi dimulai. Udara mampat kemudian keluar lewat katup buang dan masuk saluran masuk tangki udara. Apabila tekanan di dalam tangki sudah melewati batas kekuatan pegas katup pilot, maka katup pilot akan terbuka dan mengalirkan udara bertekanan menuju torak pembebas beban pada katup hisap. Karena terdorong udara bertekanan dari katup pilot, torak pembebas beban akan terbuka, dan mendorong katup hisap. Karena katup hisap terdorong maka menjadi terbuka, baik pada langkah hisap atau kompresi.

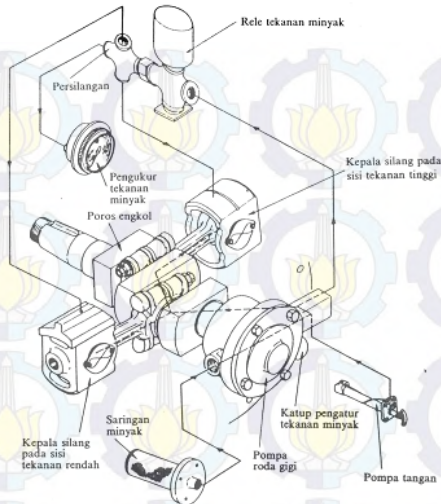
Selama katup hisap terbuka udara mampat dari tangki bebas keluar sehingga tekanan terus menurun sampai tekanan di dalam tangki udara tidak dapat lagi menekan pegas pilot sehingga katup pilot pembebas tekan tertutup. Hal ini juga menyebabkan torak pembebas beban pada katup hisap tertutup. Katup hisap kemudian akan bekerja normal.

2.3.5 Pelumasan



Gambar 2.17 (a) dan (b) pelumasan paksa pada kompresor [5]

Komponen-komponen kompresor torak yang bekerja dengan pembebanan tinggi berakibat cepat panas karena gesekan atau menerima panas dari proses pemampatan. Untuk mengurangi gesekan dan mendinginkan komponen-komponen seperti torak, dinding silinder, poros engkol, batang torak dan komponen-komponen terutama yang bergerak, diperlukan pelumasan. Dengan pelumasan komponen-komponen akan bekerja lebih halus, karena antar permukaan terlindungi minyak pelumas. Panas yang berlebihan pada komponen-komponen juga dapat dihindari, keausan komponen berkurang, dan kebocoran udara dari ruang silinder keluar lewat cincin torak dapat dihindari.



Gambar 2.18 Pelumasan luar kompresor torak [5]

Pada (gambar 2.18) menunjukkan system pelumasan luar kompresor torak. Dengan metode ini minyak pelumas didistribusikan ke semua bagian komponen yang akan dilumasi dengan pompa minyak. Tekanan pompa minyak diatur oleh sebuah alat pengatur tekanan. Minyak sebelum disalurkan terlebih dahulu ke penyaring minyak pelumas. Metode pelumasan lain adalah dengan pelumasan minyak dalam dimana metode ini banyak dipakai untuk kompresor kapasitas sedang dan besar. Jenis pompa minyak yang dipakai adalah pompa plunyer bertekanan tinggi. Untuk pelumasan luar digunakan pompa roda gigi.

2.3.6 Peralatan Pembantu

Peralatan tambahan yang dipasang pada kompresor torak adalah sebagai berikut :

1. Saringan udara, digunakan untuk menyaring udara yang dihisap kompresor sehingga lebih bersih dan bebas dari kandungan debu dan pengotor lainnya, terutama yang bersifat korosi

2. Katup pengaman, katup ini haruslah ada pada instalasi kompresor. Katup pengaman dipasang pada pipa keluar dan bekerja apabila tekanan mencapai 1,2 kali tekanan normal maksimum dari kompresor
3. Tangki udara, fungsi tangki udara ialah sebagai penampung udara sekaligus pengatur kapasitas udara mampat.

2.4 Karakteristik Kompresor Reciprocating

2.4.1 Tekanan Udara

1. Tekanan Atmosfir

Tekanan atmosfer yang bekerja di permukaan bumi dapat dipandang sebagai berat kolom udara mulai dari permukaan bumi sampai batas atmosfer yang paling atas. Untuk kondisi standar, gaya berat kolom udara ini pada setiap 1 cm² luas permukaan bumi adalah 1,033 kgf. Dengan perkataan lain dapat dinyatakan bahwa tekanan 1 atmosfer (1 atm) = 1,033 kgf/cm² = 0,1013 Mpa. Tekanan atmosfer juga biasa dinyatakan dalam tinggi kolom air raksa (mmHg), di mana 1 atm = 760 mmHg.

2. Tekanan Gauge (psig)

Tekanan Gauge (psig) adalah tekanan di atas tekanan atmosfer.

3. Tekanan Absolut

Tekanan Absolut adalah penjumlahan antara tekanan gauge dengan tekanan atmosfer atau tekanan barometrik. Pada permukaan laut (sea level), tekanan absolut adalah tekanan gauge ditambah dengan 14,7 psi. Pada ketinggian di atas permukaan laut (sea level), tekanan atmosfer atau tekanan barometrik menjadi lebih rendah, misal pada ketinggian 5000 feet (1600 meter), tekanan atmosfer adalah 12,2 psi (84,116 kPa).

$$P_{absolute} = P_{atmosfer} + P_{gauge} \quad (2.1)$$

$$P_{absolute} = 14,7 \text{ psi} + P_{gauge} \text{ (pada sea level)} \quad (2.2)$$

2.4.2 Proses Kompresi

Kompresi gas dapat dilakukan menurut tiga cara yaitu dengan proses isothermal, adiabatik, dan politropik. Adapun perilaku masing-masing proses ini dapat diuraikan sebagai berikut.

1. Proses Kompresi Isothermal

Bila suatu gas dikompresikan, maka 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). Hubungan antara P dan v dapat diperoleh dari Pers. (2.3).

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.3) \quad [3]$$

Dimana :

P = tekanan mutlak Pascal (N/m^2)

V = volume (m^3)

m = Massa udara/Gas (kg)

T = temperatur mutlak ($^{\circ}\text{K}$) = $273 + T$ ($^{\circ}\text{C}$)

R = konstanta udara ($\text{KJ/kg}^{\circ}\text{K}$)

Apabila $v = V/m$ adalah volume spesifik (m^3/kg), maka persamaan diatas menjadi :

$$P \cdot v = R \cdot T \quad (2.4) \quad [3]$$

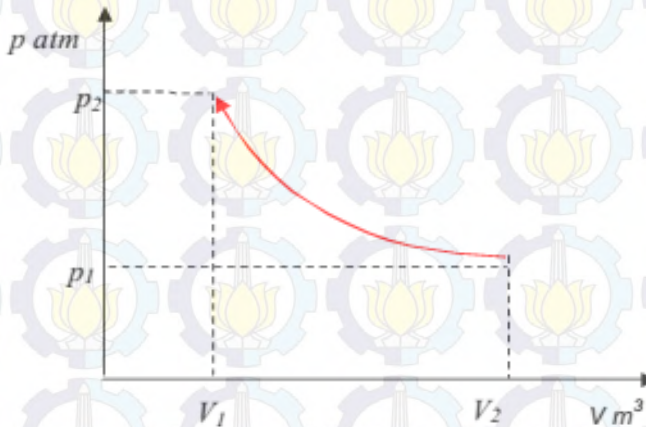
Untuk $T = \text{konstan}$ persamaan tersebut menjadi

$$P \cdot v = \text{tetap} \quad (2.5) \quad [3]$$

Persamaan ini dapat ditulis sebagai

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 = \text{tetap} \quad (2.6) \quad [3]$$

Kompresi isothermal merupakan suatu proses yang sangat berguna dalam analisa teoritis, namun untuk perhitungan kompresor tidak banyak kegunaannya. Pada kompresor yang sesungguhnya, meskipun silinder didinginkan sepenuhnya, maka tidak mungkin menjaga temperatur udara yang tetap di dalam silinder. Hal ini disebabkan oleh cepatnya proses kompresi (beberapa ratus sampai seribu kali per menit) di dalam silinder.



Gambar 2.19 Grafik proses kompresi isothermal [3]

2. 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

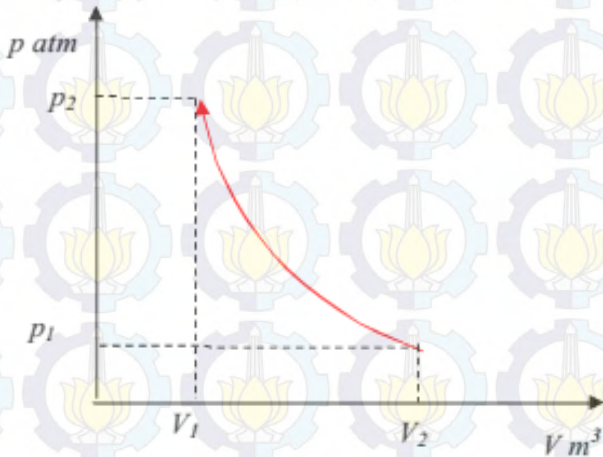
tekanan dan volume dalam proses adiabatik dapat dinyatakan dalam persamaan

$$P \cdot V^K = \text{tetap} \quad (2.7) \quad [5]$$

$$P_1 \cdot V_1^K = P_2 \cdot V_2^K = \text{tetap} \quad (2.8) \quad [5]$$

Dimana :

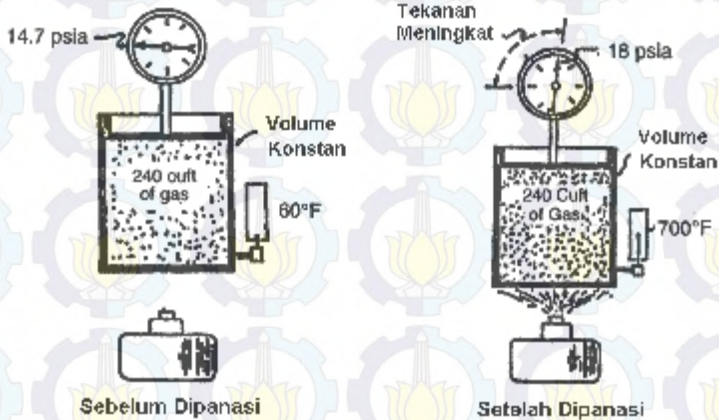
$$K = C_p / C_v \quad (2.9) \quad [3]$$



Gambar 2.20 Grafik proses kompresi adiabatik [3]

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.



Gambar 2.21 (a) dan (b) volume gas konstan yang mengalami kenaikan tekanan akibat dipanasi

3. Proses Kompresi Politropik

Kompresi pada kompresor 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:

$$P \cdot v^n = \text{tetap} \text{ atau } P_1 \cdot v_1^n = P_2 \cdot v_2^n = \text{tetap} \quad (2.10) \quad [5]$$

Di sini n disebut indeks politropik dan harganya terletak antara 1 (proses isothermal) dan k (proses adiabatik). Jadi: $1 < n < k$. Untuk kompresor biasa, n berkisar antara 1,25 ~ 2,5. 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).

Tabel 2.1 Panas jenis beberapa gas [5]

Rumus molekul	Nama gas	Jumlah atom	^A Panas jenis pada tekanan tetap	^B Panas jenis pada volume tetap	Perbandingan panas jenis (^A / ^B)
Ar	Argon	1	0,1233	0,0746	1,667
He	Helium	1	1,2425	0,746	1,666
—	Udara	2	0,24	0,17	1,401
H ₂	Hidrogen	2	3,402	2,402	1,408
N ₂	Nitrogen	2	0,2350	0,175	1,41
O ₂	Oksigen	2	0,2419	0,173	1,40
H ₂ O	Uap air	3	0,4765	0,340	1,305
CO ₂	Karbon dioksida	3	0,211	0,163	1,30
C ₂ H ₂	Asetilin	4	0,402	0,323	1,24
C ₂ H ₅ OH	Alkohol	9	0,435	0,400	1,13

Tabel 2.2 Hubungan antara volume dan tekanan pada berbagai proses kompresi [5]

Tekanan / Volume	Kompresi isotermik	$n = 1,25$ Kompresi politropik	Kompresi adiabatik	
1	1	1	1	
1/2	2	2,38	2,64	
1/3	3	3,95	4,66	
1/4	4	5,96	6,97	
1/5	5	7,5	9,09	
1/6	6	9,4	12,3	
1/7	7	11,4	15,1	
1/8	8	13,5	18,4	
1/9	9	15,6	21,7	
1/10	10	17,8	25,1	
1/11	11	20,0	28,8	

2.4.3 Perubahan Temperatur

Pada waktu proses 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 Isothermal

Seperti telah disinggung di muka, dalam proses ini temperatur dijaga tetap sehingga tidak berubah.

2. Proses Adiabatik

Dalam kompresi adiabatik tidak ada panas yang dibuang keluar atau dimasukkan silinder, sehingga seluruh kerja mekanis yang diberikan dalam proses ini akan dipakai untuk menaikkan temperatur gas. Temperatur yang dicapai oleh gas yang keluar dari kompresor dalam proses adiabatik dapat diperoleh secara teoritis dari rumus berikut:

$$T_D = T_S \left(\frac{P_D}{P_S} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (2.11)$$

[5]

Dimana :

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

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

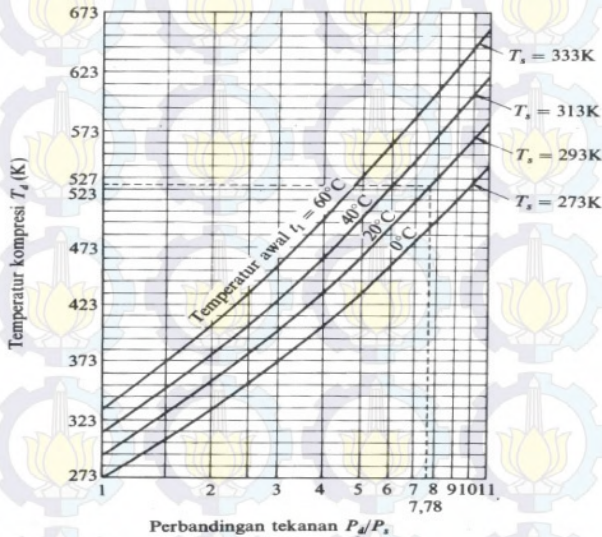
k = eksponen adiabatik

m = Jumlah tingkat kompresi; $m = 1, 2, 3, \dots$ (untuk $m > 1$, rumus tersebut mencakup proses pendinginan pada pendingin antara (intercooler), sehingga proses kompresi keseluruhan dari P_S menjadi P_D bukan proses adiabatik murni). $r_p = \frac{P_D}{P_S}$ = rasio pressure.

Dengan kompresor, tekanan keluar P_D dapat dicapai dengan satu tingkat kompresi (pada kompresor satu tingkat) atau dengan beberapa tingkat kompresi (pada kompresor bertingkat banyak). Pada kompresor bolak-balik, untuk kompresi satu tingkat digunakan satu silinder, dan untuk kompresi bertingkat banyak digunakan beberapa silinder. Untuk kompresor 2 tingkat

misalnya, gas yang telah dikompresikan dan dikeluarkan dari silinder pertama, disalurkan lebih lanjut ke sisi isap silinder kedua, dikompresikan untuk kedua kalinya, lalu dikeluarkan. Pada kompresor 3-tingkat, gas yang keluar dari silinder kedua dimasukkan ke silinder ketiga lalu dikompresikan dan dikeluarkan. Cara kerja yang sama juga berlaku pada kompresor-kompresor dengan jumlah tingkat yang lebih banyak.

Kompresor bertingkat digunakan untuk memperoleh perbandingan tekanan P_d/P_s yang tinggi. Kompresi dengan perbandingan kompresi yang besar, jika dilakukan hanya dengan satu tingkat akan kurang efektif karena efisiensi volumetriknya menjadi rendah. Namun jika jumlah tingkat terlalu banyak, kerugian gesek menjadi terlalu besar dan harga kompresor menjadi mahal. Karena itu untuk tekanan sampai 7 atau 10 kgf/cm^2 kompresi dilakukan dalam 1 atau 2 tingkat, dan untuk tekanan sampai 60 kgf/cm^2 dilakukan dalam 3 tingkat.



Gambar 2.22 Perbandingan tekanan dan temperatur dalam kompresi adiabatik (untuk $m = 1$ dalam kompresi satu tingkat) [5]

3. Proses Politropik

Jika selama proses kompresi udara didinginkan, misalnya dengan memakai air pendingin untuk silinder, maka sebagian panas yang timbul akan dikeluarkan. Untuk menghitung temperatur kompresi dapat digunakan persamaan (2.11) di mana sebagai ganti k dipakai indeks politropik (n) yang harganya lebih rendah. Temperatur pada kompresor yang sesungguhnya, tergantung pada ukuran dan jenisnya, dan biasanya diusahakan serendah-rendahnya. Eksponen politropik dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{n-1}{n} \times \frac{1}{\eta_p} \quad (2.12)$$

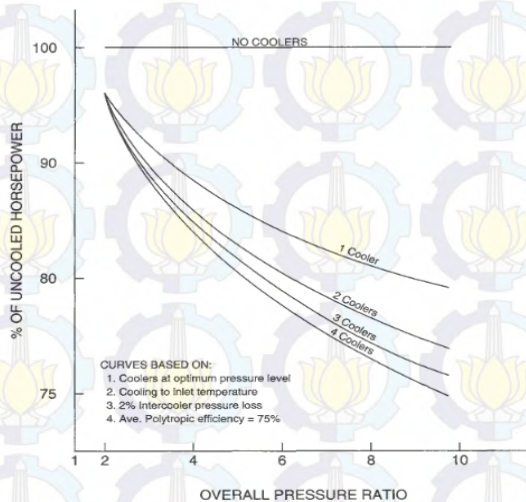
[3]

Dimana :

k = eksponen adiabatik

n = eksponen politropik

η_p = efisiensi politropik



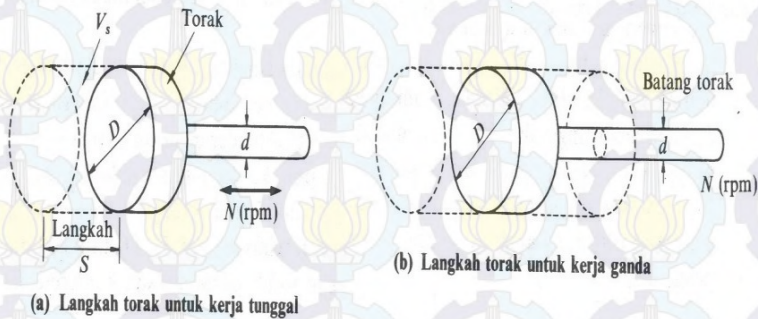
Gambar 2.23 Persentase dari uncooled horsepower dengan intercoolers [3]

2.4.4 Efisiensi Volumetrik dan Adiabatik

Dalam proses kompresi pada kompresor terdapat dua macam efisiensi yang penting, yaitu efisiensi volumetrik dan efisiensi adiabatik keseluruhan. Arti kedua macam efisiensi tersebut dapat diterangkan seperti di bawah ini.

1. Efisiensi Volumetrik

Perhatikan sebuah kompresor torak dengan diameter silinder D (m), langkah torak S (m), dan putaran N (rpm) seperti diperlihatkan dalam (gambar 2.24) (a). Dengan ukuran seperti ini kompresor akan memampatkan volume gas sebesar $V = \pi D^2/4$ (m^3) untuk setiap langkah kompresi yang dikerjakan dalam setiap putaran poros engkol. Jumlah volume gas yang dimampatkan per menit disebut perpindahan torak. Jadi jika poros kompresor mempunyai putaran N (rpm) maka :



Gambar 2.24 Langkah torak untuk kerja tunggal dan kerja ganda [5]

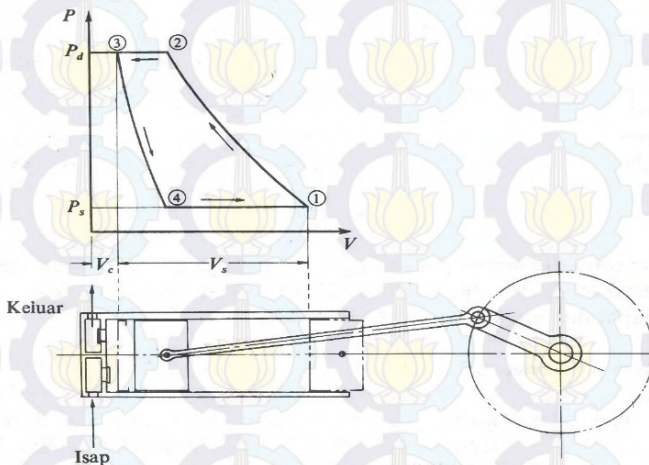
Dimana d (m) adalah diameter batang torak. Dengan demikian untuk kompresor yang bekerja ganda berlaku persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Perpindahan torak} &= \frac{\pi^2}{4} D^2 SN + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) SN \\ &= \frac{\pi^2}{4} (2D^2 - d^2) SN, \left(\frac{m^3}{min} \right) \end{aligned} \quad (2.13)$$

[5]

Perpindahan torak menyatakan kemampuan teoritis torak menghasilkan volume gas tiap menit. Namun dalam kompresor yang sesungguhnya volume gas yang dikeluarkan adalah lebih kecil dari pada perpindahan torak. Hal ini dapat diterangkan sebagai berikut.

Seperti diperlihatkan pada diagram P-V (gambar 2.25), torak memulai langkah kompresinya pada titik (1). Torak bergerak ke kiri dan gas dimampatkan hingga tekanannya naik ke titik (2). Pada titik ini tekanan di dalam silinder mencapai harga tekanan P_d yang lebih tinggi dari pada tekanan di dalam pipa keluar (atau tangki tekan), sehingga katup keluar pada kepala silinder akan terbuka. Jika torak bergerak terus ke kiri, gas akan didorong keluar silinder pada tekanan tetap sebesar P_d . Di titik (3) torak mencapai titik mati atas, yaitu titik akhir gerakan torak pada langkah kompresi dan pengeluaran.



Gambar 2.25 Diagram P-V dari kompresor torak [5]

Pada waktu torak mencapai titik mati atas ini, antara sisi atas torak dan kepala silinder masih ada volume sisa yang besarnya V_c . Volume ini idealnya harus sama dengan nol agar gas dapat didorong seluruhnya keluar silinder tanpa sisa. Namun dalam praktek harus ada jarak (*clearance*) di atas torak agar torak

tidak membentur kepala silinder. Selain itu juga harus ada lubang-lubang laluan pada katup-katup.

Karena adanya volume sisa ini ketika torak mengakhiri langkah kompresinya di atas torak masih ada sejumlah gas dengan volume sebesar V_c dan tekanan sebesar P_d . Jika kemudian torak memulai langkah isapnya (bergerak ke kanan), katup isap tidak dapat terbuka sebelum sisa gas di atas torak berekspansi sampai tekanan turun dari P_d menjadi P_s . Dalam (gambar 2.25) katup isap baru mulai terbuka di titik (4) ketika tekanan sudah mencapai tekanan isap P_s . Di sini pemasukan gas baru mulai terjadi dan proses pengisapan ini berlangsung sampai titik mati bawah (1).

Dari uraian di atas dapat dilihat bahwa volume gas yang diisap tidak sebesar volume langkah torak sebesar V_s melainkan lebih kecil, yaitu hanya sebesar volume isap antara titik mati bawah (1) dan titik (4).

Adapun efisiensi volumetris didefinisikan sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_{th}} \quad (2.14)$$

[5]

Dimana :

Q_s = Volume gas yang dihasilkan, pada kondisi tekanan dan temperatur isap (m^3/min)

Q_{th} = Perpindahan torak (m^3/min)

Besarnya efisiensi volumetris ini dapat dihitung secara teoritis berdasarkan volume gas yang dapat diisap secara efektif oleh kompresor pada langkah isapnya, seperti telah diuraikan di atas. Dari perhitungan tersebut diperoleh rumus yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\eta_v \approx 1 - \varepsilon \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\} \quad (2.15)$$

[5]

Dimana :

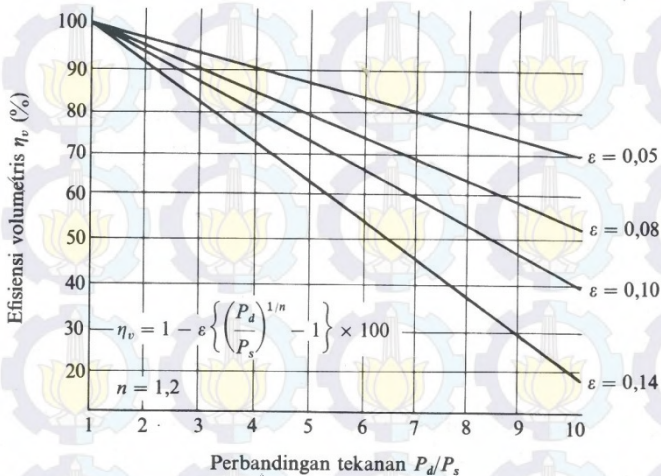
$\mathcal{E} = \frac{V_c}{V_s}$, volume sisa (clearance) relatif

P_d = Tekanan keluar dari silinder tingkat pertama (N/cm²)

P_s = Tekanan isap dari silinder tingkat pertama (N/cm²)

n = Koefisien ekspansi gas yang tertinggal di dalam volume sisa; untuk udara, $n = 1,2$.

Tanda, berarti "kira-kira sama dengan", karena persamaan (2.15) diperoleh dari perhitungan teoritis. Adapun harga η_v yang sesungguhnya adalah sedikit lebih kecil dari harga yang diperoleh dari rumus di atas karena adanya kebocoran melalui cincin torak dan katup-katup, serta tahanan pada katup-katup. Dalam (gambar 2.26) diperlihatkan pengaruh dan P_d/P_s pada efisiensi volumetris (η_v). Sehubungan dengan hal-hal di atas dapat dimengerti jika efisiensi volumetris juga tergantung pada faktor-faktor rancangan kompresor seperti bentuk dan ukuran silinder, serta bentuk, ukuran, dan susunan katup-katup.



Gambar 2.26 Grafik efisiensi volumetris dan perbandingan tekanan [3]

2. 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. Namun, menentukan secara tepat pengaruh masing-masing faktor tersebut adalah sangat sulit. Karena itu faktor-faktor ini digabungkan dalam efisiensi adiabatik keseluruhan.

Efisiensi adiabatik keseluruhan didefinisikan sebagai daya yang diperlukan untuk memampatkan gas dengan siklus adiabatik (menurut perhitungan teoritis), dibagi dengan daya yang sesungguhnya diperlukan oleh kompresor pada porosnya. Dalam rumus, efisiensi ini dapat ditulis sebagai berikut :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_s} \quad (2.16)$$

[5]

Dimana :

η_{ad} = Efisiensi adiabatik keseluruhan (%)

W_{ad} = Daya adiabatik teoritis (kWatt)

W_s = Daya yang masuk pada poros kompresor (kWatt)

Besarnya daya adiabatik teoritis dapat dihitung dengan rumus

$$W_{ad} = \frac{m \cdot k}{(k-1)} \frac{P_s Q_s}{60.000} \left\{ \left(r_p \right)^{\frac{(k-1)}{m \cdot k}} - 1 \right\} \quad (2.17)$$

[5]

Dimana :

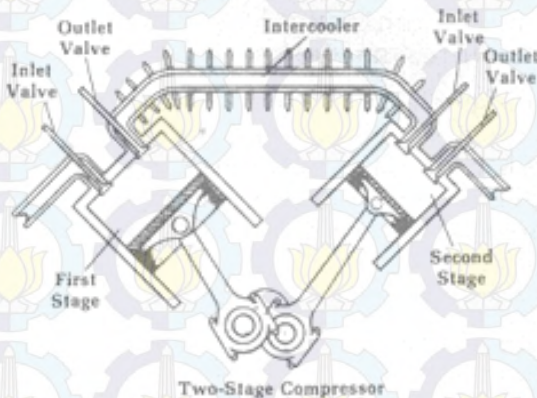
P_s = Tekanan isap tingkat pertama (N/m²)

P_d = Tekanan keluar dari tingkat terakhir (N/m²)

Q_s = Jumlah volume gas yang keluar dari tingkat terakhir (m³/min) dinyatakan pada kondisi tekan dan temperatur isap

m = Jumlah tingkat kompresi

Dalam (tabel 2.3) diberikan harga-harga daya adiabatik teoritis yang diperlukan untuk mengkompresikan $1 \text{ m}^3/\text{min}$ udara dengan kondisi standar sebagai hasil perhitungan berdasarkan rumus (2.17) di atas. Dari tabel terlihat bahwa daya yang diperlukan untuk kompresi 2 tingkat harganya lebih kecil dari pada kompresi satu tingkat. Harga yang lebih rendah ini diperoleh pada kompresor 2 tingkat yang menggunakan pendingin antara (*inter-cooler*) di antara tingkat pertama dan tingkat ke dua. Penggunaan pendingin antara akan memperkecil kerja kompresi. Jika tidak digunakan pendingin antara, maka daya yang diperlukan untuk kompresi 2 t tingkat adalah sama besarnya dengan daya untuk 1 t tingkat, pada perbandingan tekanan yang sama.



Gambar 2.27 Kompresor dua *stage* dengan *intercooler* [3]

Semakin tinggi efisiensi adiabatik keseluruhan sebuah kompresor, berarti semakin kecil daya poros yang diperlukan untuk perbandingan kompresi dan kapasitas yang sama. Namun setinggi-tinggi efisiensi ini, harganya tidak akan mencapai 100%.

Selanjutnya, karena harga daya adiabatik teoritis untuk kompresor satu tingkat berbeda dengan harga untuk kompresor dua tingkat, maka membandingkan efisiensi kompresor harus dilakukan di antara yang sama jumlah tingkatnya. Sebagai

kesimpulan dapat dikemukakan bahwa efisiensi adiabatik keseluruhan merupakan petunjuk bagi baik buruknya performansi dan ekonomi sebuah kompresor. Adapun efisiensi volumetris hanya merupakan suatu koefisien yang diperlukan oleh perencana kompresor dan tidak penting artinya bagi pemakai.

Efisiensi volumetris dan efisiensi adiabatik keseluruhan sebenarnya tidak tetap harganya dan berubah-ubah menurut konstruksi dan tekanan keluar kompresor. Karena itu perhitungan daya tidak dapat dilakukan semudah cara di atas. Namun untuk perhitungan kasar, efisiensi volumetris dapat ditentukan dari (gambar 2.27), efisiensi adiabatik keseluruhan dapat diambil kira-kira 80 s ampai 85 % untuk kompresor besar, 75 s ampai 80% untuk kompresor sedang, dan 65 sampai 70% untuk kompresor kecil.

Tabel 2.3 Perhitungan Daya Adiabatik Teoritis [3]

Tekanan (kg/cm ² (G))	Kompresi 1-tingkat (kW)	Kompresi 2-tingkat (kW)	Tekanan (kgf/cm ² (G))	Kompresi 2-tingkat (kW)
0,5	0,7053		11	4,9639
1	1,2608		12	5,1563
1,5	1,7256		13	5,3365
2	2,1288		14	5,5060
2,5	2,4869		15	5,6661
3	2,8105		16	5,8178
3,5	3,1065		17	5,9621
4	3,3801	2,9994	18	6,0997
4,5	3,6348	3,2012	19	6,2313
5	3,8736	3,3879	20	6,3573
5,5	4,0987	3,5618	21	6,4783
6	4,3118	3,7247	22	6,5947
6,5	4,5143	3,8779	23	6,7068
7	4,7074	4,0227	24	6,8150
7,5	4,8922	4,1599	25	6,9195
8	5,0693	4,2904	26	7,0215
8,5	5,2396	4,4148	27	7,1195
9	5,4036	4,5338	28	7,1246
9,5	5,5619	4,6477	29	7,3069
10	5,7149	4,7572	30	7,3965

Catatan: Daya yang dinyatakan di atas adalah daya kompresi adiabatik teoritis untuk setiap m³/menit udara bebas. 1 kgf/cm² = 0,0980665 MPa. G berarti tekanan lebih (gauge)

2.5 Jenis Penggerak dan Transmisi Daya Poros

Sebagai penggerak kompresor umumnya dipakai motor listrik dan motor sinkron. Adapun macam, sifat-sifat, dan penggunaan masing-masing jenis penggerak tersebut dapat diuraikan seperti di bawah ini.

1. Motor Listrik

Motor listrik dapat diklasifikasikan secara kasar atas motor induksi dan motor sinkron. Motor induksi mempunyai faktor daya dan efisiensi yang lebih rendah dari pada motor sinkron. Arus awal motor induksi juga sangat besar. Namun motor induksi sampai 600 kW banyak dipakai karena harganya relatif murah dan pemeliharaannya mudah.

2. Cara Start Motor

Motor listrik dapat distart dengan berbagai cara. Dalam memilih gabungan yang sesuai, perlu diperhatikan momen awal, kapasitas sumber daya di tempat pemasangan kompresor, dan pengaruh arus awal pada sistem distribusi daya yang ada.

3. Motor Bakar Torak

Motor bakar torak dipergunakan sebagai penggerak kompresor bila tidak tersedia sumber listrik di tempat pemasangannya, atau bila kompresor tersebut merupakan kompresor portable. Untuk daya kecil sampai 5,5 kW dapat dipakai motor bensin, dan untuk daya yang lebih besar dipakai motor diesel.

4. Transmisi Daya Poros

Untuk mentransmisikan daya dari poros motor penggerak ke poros kompresor, ada beberapa cara yang sekarang banyak dipakai. Bila dipakai motor listrik sebagai penggerak maka transmisisnya dapat menggunakan sabuk-V, kopling tetap, dan rotor terpadu. Bila dipakai motor torak dapat digunakan sabuk-V, kopling tetap, atau kopling gesek.

2.6 Pipa (*Pipe*)

Panjang pipa dinyatakan dalam *Single Random* (panjang ± 6 meter) dan *Double Random* (panjang ± 12 meter). Diameter pipa dinyatakan dengan *Nominal Pipe Size* (NPS). NPS tidak mencerminkan diameter luar maupun diameter dalam suatu pipa.

Khusus pipa dengan NPS 14 inch dan lebih besar, NPS sama dengan diameter luar pipa. Ketebalan dinding pipa dinyatakan dalam *Schedule Number*, dimana semakin tinggi angka *Schedule Number* menunjukkan ketebalan dinding yang semakin besar.

Tabel 2.4 Spesifikasi carbon steel pipe – schedule 40 [3]

Size	OD (mm)	ID (mm)	Thick (mm)	Length (m)	Weight (kg)
1/2"	21.70	16.10	2.80	6.00	7.86
1/4"	27.20	21.40	2.90	6.00	10.44
1"	34.00	27.20	3.40	6.00	15.42
1 1/4"	42.70	35.50	3.60	6.00	20.82
1 1/2"	48.60	41.20	3.70	6.00	24.60
2"	60.50	52.70	3.90	6.00	32.64
2 1/2"	76.30	65.90	5.20	6.00	54.72
3"	89.10	78.10	5.50	6.00	67.80
4"	114.30	102.30	6.00	6.00	96.00
5"	139.80	126.60	6.60	6.00	130.20
6"	165.20	151.00	7.10	6.00	166.20
8"	216.30	199.90	8.20	6.00	252.60

Ditinjau dari proses pembuatannya pipa dibedakan menjadi dua macam yaitu *Steamless Pipe* dan *Welded Seam Pipe*. Pipa *Seamless* tidak memiliki sambungan pada dinding pipa, pipa jenis ini biasanya memiliki panjang yang terbatas karena keterbatasan panjang peralatan di pabrik pembuatnya. Pipa *Welded seam* memiliki sambungan pada pipa dengan cara pengelasan. Bentuk sambungan pada dinding pipa ada yang searah dengan sumbu pipa (*longitudinal seam*) dan ada pula sambungan yang berbentuk melingkar (*spiral welded*).

2.6.1 Material Pipa

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Pemilihan material pipa sangat ditentukan oleh :

- a. Sifat fluida (korosif atau tidak)
- b. Temperatur dan tekanan operasi
- c. Kondisi lingkungan dimana pipa akan ditempatkan

Contoh material pipa antara lain adalah : *cast iron, cast steel, alloy steel, stainless steel* dan lain-lain. Masing-masing material memiliki sifat fisik dan mekanik yang berbeda-beda sedangkan penggunaannya didasarkan atas jenis fluida, tekanan dan temperatur operasi. Untuk kondisi operasi tertentu dan juga atas pertimbangan ekonomis dan perencanaan ada pipa yang terbuat dari gabungan bahan yang berbeda dalam bentuk campuran yang homogen maupun berupa lapisan khusus atau *lining*.

Tabel 2.5 Nilai koefisien kekasaran pada setiap material pipa [4]
Roughness for Pipes of Common Engineering Materials

Pipe	Roughness, e	
	Feet	Millimeters
Riveted steel	0.003–0.03	0.9–9
Concrete	0.001–0.01	0.3–3
Wood stave	0.0006–0.003	0.2–0.9
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Asphalted cast iron	0.0004	0.12
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.046
Drawn tubing	0.000005	0.0015

Source: Data from Moody [8].

2.6.2 Kode dan Standar Pipa

Kode dan Standar yaitu merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh institusi/lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula. Untuk perusahaan-perusahaan yang sudah maju, kode dan standar tersebut dikembangkan lagi dalam bentuk *Company Standard*, *Code of Practice* maupun *Rule of Thumb* yang biasanya berlaku *intern* perusahaan yang menyusunnya. Untuk sistem perpipaan, kode dan standar yang digunakan antara lain :

- a. ANSI (*American National Standard Institution*)
- b. API (*American Protroleum Institute*)
- c. ASME (*American Society of Mechanical Engineers*)
- d. ASTM (*American Society of Testing and Material*)
- e. JIS (*Japanese Industrial Standard*)
- f. MSS (*Manufacturers Standardization Society*)

2.6.3 Fitting

Fitting digunakan untuk menghubungkan suatu sistem perpipaan itu sendiri maupun dengan peralatan lain dalam suatu unit atau plant. Ukuran fitting biasanya mengikuti ukuran diameter pipa dimana fitting tersebut akan dipasang.

Contoh fitting antara lain:

- a. Elbow 90 atau 45 derajat : untuk belokan pipa 90° atau 45°
- b. Return bend /"U" bend : untuk belokan pipa 180°
- c. Tee /"Y" : untuk percabangan pipa, bisa bercabang sama besar atau lebih kecil
- d. Reducer / diffuser : untuk perubahan ukuran pipa menjadi lebih kecil/lebih besar
- e. Flange : untuk menghubungkan pipa dengan peralatan agar mudah dilepas/dipasang, antara flange harus dipasang gasket untuk mencegah kebocoran.

2.6.4. Katup (Valve)

Katup atau valve digunakan untuk mengatur laju aliran fluida yang ada didalam pipa. Jenis katup bermacam-macam dan disesuaikan dengan kebutuhannya. Ukuran suatu katup biasanya mengikuti ukuran diameter pipa dimana katup tersebut akan dipasang. Contoh katup antara lain :

- a. Gate/ball/plug valve : untuk membuka atau menutup penuh saluran suatu aliran
- b. Globe valve : untuk mengatur besar kecilnya suatu aliran di dalam pipa
- c. Check valve : untuk menahan aliran balik
- d. Diaphragm valve : untuk fluida yang beracun (tidak boleh ada bocoran)

2.7 Hukum Kontinuitas

Setelah tercapai kondisi yang steady berat fluida persatuan waktu adalah sama dengan γAV dimana V adalah kecepatan rata-rata pada penampang tersebut, A luas penampang, dan γ adalah berat per satuan volume. Untuk sembarang penampang a dan b, $\gamma_a V_a A_a = \gamma_b V_b A_b$ untuk setiap penampang, sehingga $\gamma AV = konstan$, persamaan ini dikenal sebagai

persamaan kontinuitas dan sangat penting dalam perhitungan-perhitungan aliran fluida. Untuk cairan-cairan seperti ini, γ secara praktis adalah konstan, dan persamaan diatas menjadi, $Q = AV$ dimana Q adalah jumlah fluida yang mengalir per satuan waktu (misalnya feet kubik per detik). Jadi, begitu luasan penampang mengecil, secara perlahan-lahan kecepatan akan bertambah besar, dan sebaliknya seperti pada (gambar 2.28).

Selama interval waktu tertentu aliran yang melalui volume atur memiliki sejumlah massa yang masuk dan keluar dari volume atur tidak sama, dengan demikian akan terjadi perubahan massa dan volume atur tersebut.

Berkaitan dengan hal tersebut dapat diformulasikan volume atur untuk kekekalan massa yaitu :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dA + \int_{CS} \rho V dA \quad (2.18)$$

[4]

Asumsi bahwa :

- a. Aliran fluida adalah compressible
- b. Aliran fluida kerjanya adalah steady state

Maka persamaan (2.12) dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \int_{CS} \rho V dA \quad (2.19)$$

Dengan mengintegalkan persamaan (2.19) maka didapat persamaan sebagai berikut :

$$0 = -|\rho V_1 A_1| + |\rho V_2 A_2| \quad (2.20)$$

(Sumber : Fox & McDonnald Fluida Fluid Mechanics)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.21)$$

$$\rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 \quad (2.22)$$

$$\frac{P_1}{R_1 T_1} V_1 \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{P_2}{R_2 T_2} V_2 \frac{\pi}{4} D^2 \quad (2.23)$$

Asumsi :

$$T_1 = T_2$$

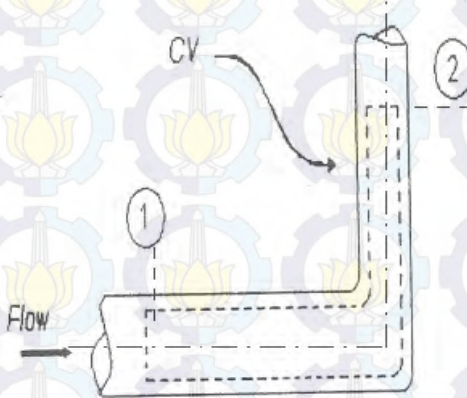
$$R_1 = R_2$$

Sehingga :

$$V_1 = \frac{4Q_2}{\pi D^2} \quad (2.24)$$

2.8 Head Fluida

Untuk analisa kerugian melalui pipa dapat digunakan persamaan energi, dimana sistem terlihat pada gambar berikut ini.



Gambar 2.28 Volume atur dan koordinat analisa energy

Dimana diasumsikan bahwa :

- Wother, $W_{shear} = 0$
- Steady Flow*
- Incompressible*
- Energy dalam dan tekanan pada tiap penampang bersifat *uniform*

Dengan asumsi-asumsi diatas, maka persamaan (2.22) dapat diolah menjadi,

$$Q - W_s = m(u_2 - u_1) + m \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + m g(Z_2 - Z_1) + \int_{A_2}^1 \frac{V_2^2}{2} \rho V_2 dA_2 - \int_{A_1}^1 \frac{V_1^2}{2} \rho V_1 dA_2 \quad (2.25)$$

Karena aliran fluida bersifat viscous, kecepatan aliran pada suatu penampang tidak akan uniform. Dengan demikian untuk menyelesaikan persoalan ini digunakan kecepatan rata-rata kedalam persamaan energy tersebut, sehingga tanda integral pada persamaan tersebut dapat dihilangkan. Untuk melakukannya harus digunakan koefisien energi kinetik (α) kedalam persamaan tersebut.

$$\int_A \frac{1}{2} V^2 \rho V_d A = \alpha \int_A \frac{1}{2} V^2 \rho V_d A = \alpha m \frac{V^2}{2} \quad (2.26)$$

[3]

Sehingga persamaan 2.22 dapat ditulis menjadi,

$$Q - W_s = m(u_2 - u_1) + m \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + m g(Z_2 - Z_1) + m \left(\frac{\alpha \vec{v}_2^2}{2} - \frac{\alpha \vec{v}_1^2}{2} \right) \quad (2.27)$$

[4]

Dimana :

$$-W_s + \left[\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\vec{v}_1^2}{2} \right] + gZ_1 - \left[P_2 \rho + \alpha_2 \frac{\vec{v}_2^2}{2} + gZ_2 \right] = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.28)$$

Dimana :

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.29)$$

Kerugian energi dalam karena timbulnya energi panas yang disebabkan oleh gesekan fluida cair dengan dinding saluran. Bila persamaan (2.26) dikalikan dengan $1/g$, maka persamaan menjadi :

$$\frac{W_s}{g} = HP = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + \Sigma H_{loss} \quad (2.30)$$

2.9 Kerugian Tekanan

Kerugian tekanan menyebabkan penurunan tekanan, oleh sebab itu harus diusahakan agar kerugian tekanan tetap serendah mungkin.

Kerugian tekanan di bedakan menjadi 2, yaitu :

- Kerugian tekanan mayor

Meliputi : kerugian tekanan pada pipa

- Kerugian tekanan minor

Meliputi : kerugian tekanan karena aksesoris

2.9.1 Kerugian Mayor (*Mayor Losses*)

Merupakan kehilangan tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap yang terjadi dalam pipa yang bergantung pada panjang saluran (L), saluran dalam pipa (diameter dalam saluran), tekanan kerja (P) Sehingga kerugian tekanan pada saluran pipa dapat dihitung dengan rumus :

$$\Delta P_{mayor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \times \gamma \quad (2.31)$$

[5]

Dimana :

f = faktor gesekan

L = panjang pipa (m)

D = diameter dalam pipa (m)

v = Kecepatan rata-rata fluida (m/s)

γ = density

Untuk menentukan besar koefisien gesek (f), maka perlu diketahui dahulu bentuk alirannya dengan cara menentukan besarnya bilangan Reynold, besarnya *Reynold Number* dapat dicari dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\mu} \quad (2.32)$$

[5]

Dimana :

Re = Reynold number

v = kecepatan fluida (m/s)

μ = viskositas absolut fluida (Ns/m²)

D = Diameter pipa (m)

Apabila dari perhitungan diperoleh harga Re , maka jenis aliran fluida akan dapat diketahui. Adapun harga-harga Re adalah sebagai berikut :

- $Re < 2300$ aliran bersifat laminar
- $Re > 2300$ aliran bersifat turbulen
- $Re = 2300 - 2400$ aliran bersifat transisi

Untuk aliran laminar, besarnya koefisien gesek dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini.

$$f = 64/Re \quad (2.33)$$

[5]

Sedangkan untuk turbulen besarnya koefisien kerugian geseknya bergantung pada *Reynold Number* (Re) dan *Relatif Roughness* (e/D) yang dapat dihitung dan selanjutnya nilai tersebut di plotkan pada *Moody Diagram*.

2.9.2 Kerugian Minor (*Minor Losses*)

Kerugian minor merupakan gesekan yang terjadi pada katup atau fitting seperti *tee*, *elbow*, dan bengkokan (*bends*). Dan untuk menghitung kerugian tekanan akibat adanya katup perubahan penampang pada sisi aliran fluida dalam pipa, dan lain-lain. Besarnya dapat dicari dengan menggunakan persamaan dibawah ini.

$$\Delta P_{minor} = k \times \frac{v^2}{2g} \times \gamma \quad (2.34)$$

[5]

Dimana :

k = faktor k untuk berbagai macam katup dan fitting yang besarnya dapat dilihat pada (tabel 4.4 dan tabel 4.5).

v = Kecepatan rata-rata fluida (m/s)

γ = density

Selain menggunakan rumus di atas, perhitungan kerugian tekanan dapat dilakukan dengan menggunakan Rumus Harris.

Metode dengan menggunakan *equivalent Length* merupakan metode yang paling sederhana dengan perkiraan bahwa kerugian gesekan pada katup dan alat penyambung sama dengan panjang pipa dengan diameter nominal yang sama. Kerugian gesekan dalam katup alat penyambung akan menjadi fungsi dari faktor gesekan dari pipa. *Equivalent Length* dari katup dan alat penyambung dapat menimbulkan kesalahan karena asumsi dari faktor gesekan, tetapi hal ini lebih akurat untuk aliran turbulent pada perencanaan jalur pipa.

Tabel 2.6 Tabel *Equivalent Length* pada katup dan fitting [5]

Representative Dimensionless Equivalent Lengths (L_e/D) for Valves and Fittings

Fitting Type	Equivalent Length, ^a L_e/D
Valves (fully open)	
Gate valve	8
Globe valve	340
Angle valve	150
Ball valve	3
Lift check valve: globe lift	600
angle lift	55
Foot valve with strainer: poppet disk	420
hinged disk	75
Standard elbow: 90°	30
45°	16
Return bend, close pattern	50
Standard tee: flow through run	20
flow through branch	60

^aBased on $h_{L_e} = f(L_e/D)(V^2/2)$.

Source: Data from Reference [11].

2.10 Penggerak Mula Kompresor

2.10.1 Daya Kompresor Politropik

Daya motor adalah daya yang dihasilkan oleh penggerak mula (motor) yang digerakkan dengan daya listrik.

$$W_{com} = \frac{m \times n}{n-1} \times P_s \times Q_{act} \left[\left(\frac{P_D}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{m \times n}} - 1 \right] \quad (2.35)$$

[5]

Dimana :

W_{com} = Daya Politropik

P_s = Tekanan isap (N/m²)

P_D = Tekanan keluar (N/m²)

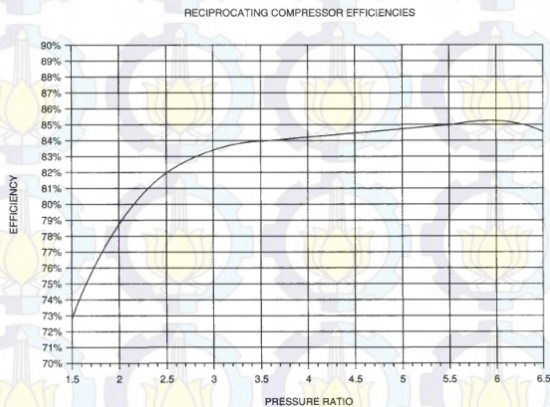
Q_{act} = Kapasitas isap pada kompresor (m³/s)

n = eksponen politropik

m = jumlah tingkat kompresi

2.10.2 Kerugian Aksesoris kompresor

Nilai efisiensi disebabkan beberapa kerugian : *ring slippage, packing leakage, dan valve losses.*



Gambar 2.29 Grafik efisiensi berdasarkan *pressure ratio* [3]

2.10.3 Daya Motor dan Transmisi

Daya yang dibutuhkan adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor (*Reff* : *Sularso, Pompa dan kompresor*). Daya yang dibutuhkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

Tabel 2.7 Perbandingan cadangan transmisi [5]

jenis transmisi		η_t
Sabuk rata		0,9 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92 – 0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95 – 0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92 – 0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95 – 0,98
Kopling hidrolis		0,95 – 0,97

Tabel 2.8 Perbandingan cadangan [5]

Jenis penggerak mula	α
Motor induksi	0,1 – 0,2
Motor bakar kecil	0,15 – 0,25
Motor bakar besar	0,1 – 0,2

$$W_{shaft} = \frac{W_{fluida}}{eff_{mekanik}} \quad (2.36) \quad [5]$$

$$W_{motor} = \frac{W_{shaft}}{\eta_{transmisi}} \times (1 + \alpha) \quad (2.37) \quad [5]$$

Dimana :

α = faktor cadangan, didapat dari (tabel 2.8) perbandingan cadangan

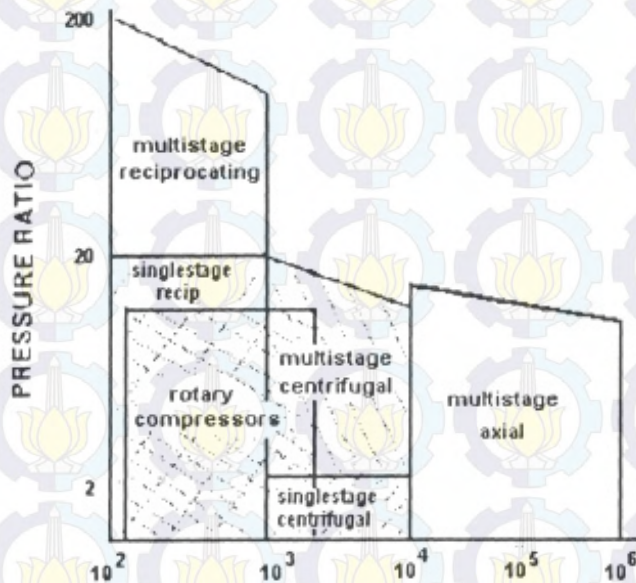
η_t = karena transmisi secara langsung maka bernilai 1

2.11 Pemilihan Kompresor

Dalam pemilihan kompresor parameter yang dibutuhkan untuk memenuhi spesifikasi kompresor yang diharapkan adalah sebagai berikut :

2.11.1 Jenis dan Pemilihan Kompresor

Menentukan suatu jenis kompresor berdasarkan kapasitas dan tekanan yang telah diketahui dari hasil perhitungan sebagai acuan awal jenis kompresor mana yang akan dipilih setelah diketahui besarnya tekanan yang didapat dan kapasitas yang dibutuhkan dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.30 Diagram klasifikasi kompresor [3/]

2.11.2 Penentuan Spesifikasi Kompresor

Dalam spesifikasi kompresor, angka yang terpenting adalah laju volume gas yang dikeluarkan serta tekanan kerjanya. Jika kedua hal ini sudah ditetapkan, daya kompresor dapat dihitung menurut cara yang diuraikan dalam butir 2.4.5. Karena itu, untuk memilih sebuah kompresor udara bagi suatu keperluan misalnya harus terlebih dahulu diketahui jumlah udara dan tekanan yang diperlukan oleh peralatan yang akan dilayaninya. Jika kebutuhan tersebut tidak ditentukan dengan benar, maka kompresor yang dibeli dapat terlalu kecil sehingga tidak berguna, atau terlalu besar sehingga menimbulkan pemborosan.

2.11.3 Persyaratan dalam Pembelian Kompresor

Dalam pembelian kompresor, perlu dikemukakan dengan jelas persyaratan berikut ini kepada pabrik pembuatnya.

1. Maksud penggunaan kompresor
2. Tekanan isap
3. Tekana keluar
4. Jenis dan sifat-sifat gas yang ditangani
5. Temperatur dan kelembaban gas
6. Kapasitas aliran gas yang diperlukan
7. Peralatan untuk mengatur kapasitas (jenis, otomasi atau manual, bertingkat banyak)
8. Cara pendinginan (dengan udara atau air). Temperatur dan tekanan air pendingin bila memakai pendingin air
9. Sumber tenaga (frekuensi, tegangan, kapasitas daya dari sumber)
10. Kondisi lingkungan tempat instalasi
11. Jenis penggerak mula (motor listrik atau motor bakar)
12. Putaran penggerak mula
13. Jenis kompresor (berdasarkan klasifikasi kompresor)

2.11.4 Kapasitas Kompresor

Pada kompresor torak, angka kapasitas atau volume yang tertulis di dalam katalog menyatakan perpindahan torak dan bukan laju volume yang dihasilkan. Hal ini sering menimbulkan salah pengertian, sehingga perlu kejelasan. Seperti telah diuraikan dalam butir 2.4.4, laju volume gas merupakan hasil perkalian antara perpindahan torak dan efisiensi volumetris.

Pada kapasitas normal kompresor mempunyai efisiensi adiabatik keseluruhan yang maksimum. Apabila kompresor dioperasikan pada kapasitas atau beban yang lebih rendah, maka efisiensi akan menurun. Karena itu, pemilihan kapasitas kompresor harus dilakukan sedemikian rupa hingga dalam pemakaiannya nanti kompresor akan dapat dioperasikan pada atau di sekitar titik normalnya. Selain itu, apabila kebutuhan udara atau gas sangat berfluktuasi, sebaiknya dipilih kompresor dengan kapasitas normal sebesar puncak kebutuhan.

2.11.5 Tekanan Kompresor

Dalam menentukan tekanan kompresor yang diperlukan harus diingat bahwa gas atau udara harus disalurkan ke tangki tekan dan peralatan yang memerlukannya. Karena itu besarnya tekanan kompresor harus diambil sama dengan tekanan yang diperlukan oleh peralatan yang bersangkutan ditambah dengan kerugian tekanan di pendingin akhir dan pipa-pipa penyalur. Sebagai contoh, sebuah instalasi atau peralatan memerlukan tekanan $5,5 \text{ kgf/cm}^2$. Kerugian tekanan di pendingin akhir $0,2 \text{ kgf/cm}^2$ dan di dalam pipa $0,5 \text{ kgf/cm}^2$. Maka kompresor yang dipilih harus dapat memberikan tekanan yang lebih besar dari : $5,5 + 0,2 + 0,5 = 6,2 \text{ kgf/cm}^2$. Dari perhitungan tersebut dapat dicari kompresor (dari dalam katalog) yang mempunyai tekanan normal sedikit lebih tinggi dari $6,2 \text{ kgf/cm}^2$. Tekanan normal kompresor yang diambil tidak boleh jauh melebihi kerja sistem, sebab apabila kompresor dengan tekanan melebihi jauh dibawah tekanan normalnya maka efisiensi keseluruhannya akan menjadi rendah. Variasi tekanan yang masih dapat dianggap tidak merugikan adalah tidak lebih dari 20% di bawah tekanan spesifikasi kompresor. Dengan variasi sebesar ini efisiensi

kompresor tidak terlalu banyak berkurang dari harga maksimalnya.

2.11.6 Performansi Kompresor

Apabila kapasitas dan tekanan udara yang diperlukan sudah ditetapkan, maka kompresor yang sesuai harus dipilih. Apabila terdapat beberapa kompresor yang dapat memenuhi persyaratan yang ditetapkan, maka untuk menentukan mana yang akan dipilih perlu dilakukan pertimbangan ekonomis. Kompresor yang mempunyai efisiensi tinggi akan memberikan ongkos operasional yang rendah. Namun kompresor yang effisiensinya tinggi harganya mahal.

Seperti telah diuraikan dalam butir 2.4.2, kompresor 2 tingkat memiliki daya yang lebih rendah dibandingkan 1 tingkat dalam kondisi kapasitas dan tekanan yang sama. Namun, kompresor 2 tingkat mempunyai konstruksi yang lebih rumit sehingga membuat harga menjadi mahal.

Performansi kompresor dapat digambarkan dalam bentuk kurva kapasitas (volume), daya poros, efisiensi volumetris, dan efisiensi adiabatik keseluruhan terhadap tekanan keluar, seperti pada kurva 2.3.1, kurva ini sangat berguna dalam membandingkan performansi kompresor.

2.12 Pemasangan dan Operasional

2.12.1 Penempatan

Dalam memilih tempat yang sesuai untuk instalasi kompresor yang akan dipasang perlu diperhatikan hal-hal sebagai berikut:

1. Instalasi kompresor harus dipasang sedekat mungkin dengan tempat yang memerlukan udara. Jika tempat-tempat ini terpecah letaknya maka kompresor sedapat mungkin dipasang di tengah-tengah. Dengan maksud agar mengurangi tahanan gesek dan kebocoran pada pipa penyalur disamping untuk menghemat ongkos-ongkos.
2. Di daerah sekitar kompresor tidak boleh ada gas yang mudah terbakar/ meledak. Pengamanan harus dilakukan

sebab gas- gas yang berbahaya yang terisap oleh kompresor dapat menimbulkan reaksi kimia akan meledak dan kebakaran. Selain itu bahan yang mudah terbakar harus diajuhkan dari kompresor.

3. Pemeliharaan dan pemeriksaan harus dapat dilakukan dengan mudah. Meskipun kompresor merupakan salah satu dari sumber tenaga yang besar tetapi sering ditempatkan di sudut ruangan/ tempat yang menyulitkan untuk pemeriksaan. Karena itu pelumasan harian/ pengurasan air sering terlupakan sehingga kompresor rusak. Berhubungan dengan hal tersebut harus disediakan ruangan yang cukup untuk memudahkan pengawasan pemeliharaan dan perbaikan.
4. Ruangan kompresor harus terang, cukup luas dan berventilasi baik. Bila sebuah kompresor besar dipasang disebuah ruang kompresor, maka kondisi lingkungan yang menyangkut cahaya, luar dan ventilasi harus memenuhi persyaratan. Dengan cahaya yang cukup apabila terjadi kelainan (kebocoran) akan segera diketahui. Luas ruangan yang cukup akan memudahkan pemeriksaan, pemeliharaan dan mempertinggi keamanan kerja. Ventilasi yang baik berguna untuk menghindari akibat buruk dari kebocoran gas apabila kompresor bekerja dengan jenis gas khusus. Untuk kompresor udarapun ventilasi sangat penting untuk mencegah kenaikan temperature yang tinggi di dalam ruangan.
5. Temperature ruangan harus lebih rendah 40°C . Kompresor mengeluarkan panas pada waktu bekerja. Jika temperature ruangan naik. Hal ini mengakibatkan kompresor bekerja pada temperature diatas normal yang dapat memperpendek umur kompresor. Sebaliknya jika temperature ruangan sangat rendah sampai dibawah 40°C , seperti keadaan pada musim dingin, maka sebelum dijalankan kompresor perlu dipanaskan dahulu. Hal ini perlu supaya kompresor tidak mengalami

kerusakan pada saat start atau jalan karena pembekuan air pendingin atau air kurasan.

6. kompresor harus ditempatkan didalam gedung. Badan kompresor atau motor dapat cepat rusak atau kecelakaan yang disebabkan oleh listrik dapat terjadi jika kompresor dibiarkan kehujanan.

2.12.2 Pemasangan

Sebelum kompresor dipasang pondasi beton harus dipastikan sudah mengerah seluruhnya dan letak dan ukuran lubang baut diperiksa apakah sesuai dengan gambar kerja. Baut jangkar pondasi dapat ditanam pada posisi yang tepat jika penetapannya dilakukan pada waktu pemasangan kompresor. Namun jika baut- baut ini harus ditanam mendahului pemasangan kompresor, penempatan baut harus dilakukan sesuai gambar kerja pondasi dengan menggunakan plat pola bila perlu. Setiap baut harus muncul dengan panjang tertentu diatas permukaan pondasi. Dalam hal ini sepertiga bagian atas baut dibiarkan tidak dicor dengan beton untuk memungkinkan sedikit penyesuaian pada waktu pemasangan kompresor. Kompresor dan motor yang akan dihubungkan dengan sabuk V harus sejajar dan rata, dengan tegangan sabuk tepat. Kompresor dan motor yang akan dihubungkan dengan kopling secara langsung memerlukan pelurusan.

2.12.2.1 Kabel Listrik

Pemasangan kabel- kabel listrik harus menggunakan bahan kabel yang memenuhi standart yang berlaku, yaitu:

- Ukuran dan kapasitas kabel, sekering dan tombol- tombol harus ditentukan dengan hati- hati.
- Jika kabel terlalu panjang atau ukuran yang terlalu kecil dapat terjadi penurunan tegangan yang terlalu besar. Hal ini dapat menimbulkan kesulitan atau kerusakan pada waktu start dimana motor dapat terbakar. Tegangan listrik pada terminal motor tidak boleh kurang dari 90% harga normalnya.

2.12.2.2 Pengujian Lapangan

Setelah kompresor selesai dipasang, harus dilakukan uji coba. Sebelum pengujian dilaksanakan perlu dilakukan pemeriksaan lebih dahulu.

2.12.2.3 Pemeriksaan sebelum uji coba

1. Kondisi instalasi
2. Kondisi kabel- kabel listrik
3. Kondisi pemipaan

Selain itu kompresor terlebih dahulu diisi dengan minyak pelumas sebelum dijalankan. Pada kompresor kecil, minyak pelumas biasanya dikeluarkan lebih dahulu sebelum kompresor dikirim dari pabrik.

2.12.2.4 Uji Coba

1. Pemeriksaan arah putaran kompresor

Untuk ini dihidupkan kompresor selama beberapa detik untuk meyakinkan bahwa kompresor berputar dalam arah sesuai dengan arah panah yang ada. Kompresor kecil mempunyai puli sebagai kipas angin untuk mendinginkan kompresor. Jika kompresor berputar dalam arah yang salah, pendinginan tidak akan sempurna dan kompresor menjadi panas dan dapat mengalami gangguan.

2. Operasi tanpa beban

Operasi ini dilakukan dalam masa running in untuk dapat mendeteksi kelainan di dalam sedini mungkin. Operasi ini harus dilakukan selama jangka waktu yang ditentukan dimana getaran, bunyi dan temperature disetiap bantalan diamati.

3. Operasi dengan beban sebagian

Setelah operasi tanpa beban menunjukkan hasil yang memuaskan tekanan dinaikkan sampai suatu harga yang ditentukan, secara berangsur- angsur dengan mengontrol katup penutup utama disisi keluar. Temperature pada setiap bantalan dan getaran serta bunyi diamati terus.

4. Pengujian peralatan pelindung

Pada akhir operasi beban sebagian, kerja katup pengaman dan katup pembebas beban harus diuji. Disini batas- batas tekanan ditentukan harus dapat dicapai sesuai dengan buku petunjuk dari pabrik.

5. Operasi stasioner

Operasi ini dilakukan dengan menjaga tekanan keluar yang tetap pada kompresor menurut spesifikasi dari pabrik. Selama itu temperature di setiap bagian, getaran, bunyi tak normal, kebocoran pada pipa- pipa dan lain yang kendor harus diamati dengan cermat.

6. Penghentian operasi

- Turunkan beban kompresor sampai menjadi nol dan tutup katup air pendingin.
- Biarkan kompresor berjalan selama beberapa menit untuk membersihkan silinder- silinder dari uap air yang mengembun.
- Matikan motor, buka katup penguras dan katup laluan udara dan keluarkan air pendingin.
- Bila temperature air pendingin disisi keluar turun, aliran air pendingin melalui pendingin akhir dihentikan dan air dikeluarkan seluruhnya dari pendingin ini.
- Buang air embun dari pemisah di pendingin akhir.
- Udara tekan didalam pipa keluar harus dibuang. Hal ini untuk mencegah kembalinya air embun di pipa keluar ke dalam silinder.

BAB III

METODE ANALISA

3.1 Metode Penyusunan Tugas Akhir

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini dilakukan dengan metode penyusunan yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Studi literatur, bertujuan untuk mendapatkan berbagai macam informasi dan data yang berkaitan dengan obyek penelitian, misalnya cara kerja kompresor saat proses kompresi sedang berlangsung dan parameter unjuk kerja yang diinginkan.
2. Melakukan pengambilan data di PT. PJB Unit Pembangkit Brantas untuk mendapatkan spesifikasi kompresor, spesifikasi mesin penggerak kompresor, jenis dan ukuran pipa, serta proses kerja.
3. Analisa data, dalam hal ini dilakukan analisa berdasarkan data-data spesifikasi yang diperoleh, meliputi :
 - a. Spesifikasi Udara
 - b. Spesifikasi Kompresor
 - c. Ukuran pipa dan aksesorisnya
 - d. Spesifikasi Air Tank dan Pressure Tank yang dituju
4. Pembahasan dan evaluasi perbandingan, dalam tahap ini akan dilakukan pembahasan serta evaluasi perbandingan terhadap hasil-hasil yang di dapat.
5. Kesimpulan dan rekomendasi yang didapat setelah melakukan analisa dan evaluasi perhitungan.

3.2 Data-Data Hasil Survey

Setelah melakukan survey lapangan di PT. PJB Unit Pembangkit Brantas yang bergerak di bidang industri pembangkitan listrik, maka diperoleh data-data sebagai berikut :

3.2.1 Data Spesifikasi Kompresor

Kompresor yang digunakan untuk proses pengolahan sour gas pada perusahaan ini adalah produksi dari PT.Nishishiba. Dimana kompresor tersebut akan dianalisa unjuk kerjanya,

kemudian dijadikan perbandingan dengan tujuan untuk menemukan kompresor yang sesuai dengan kebutuhan sistem instalasi. Berikut adalah spesifikasi kompresor :

Tipe	: CDW2 – 220H
Jenis Kompresor	: Kompresor Reciprocating
Corrosion Allowed	: 0,125 Inch
Tekanan Keluar	: 33,5 Bar
Kapasitas	: 1030 Liter/menit
Piston Displacement	: 1570 Liter/menit
Kecepatan Max	: 950 rpm
Massa	: 57 Kg

3.2.2 Data Spesifikasi Motor

Tipe	: TIKK
Aux source	: 380 Volt/ 47,5 A
Daya	: 22 KW
Kecepatan	: 970 rpm
Pabrik	: Toshiba

3.2.3 Data Air Receiver Tank

Tipe	: PTA – 150
Volume	: 150 Liter
Tekanan Maksimal	: 30 Bar
Pabrik	: Toshiba

3.2.4 Data Pipa

Diameter pipa pada kondisi di lapangan:

- Diameter pipa *section* A-B : 1,905 cm
- Diameter pipa *section* C-D : 2,54 cm

Panjang pipa pada kondisi di lapangan:

- Panjang pipa *section* A-B : 11,32 m
- Panjang pipa *section* C-D : 5,14 m

Bahan pipa kondisi di lapangan: *Cooper Pipe schedule 40*

3.3 Study Literature

a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Pemilihan Kompresor pada Instalasi Udara Bertekanan Sistem Pneumatik

Hidrolik di Pressure Tank Line Indoor PT. PJB Unit Pembangkit Brantas”.

b. Pengajuan tema dan persetujuan dosen pembimbing.

c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

3.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data – data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

a. Studi Literatur.

Dalam studi literature ini dipelajari dari buku - buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi kompresor, baik yang ada di perusahaan ataupun literature dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

b. Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi riil instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data - data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

3.5 Perhitungan

Melakukan perhitungan kapasitas, kecepatan aliran pada pipa, *pressure drop* instalasi kompresor serta daya kompresor yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang telah diperoleh dari perusahaan. Perhitungan tersebut meliputi :

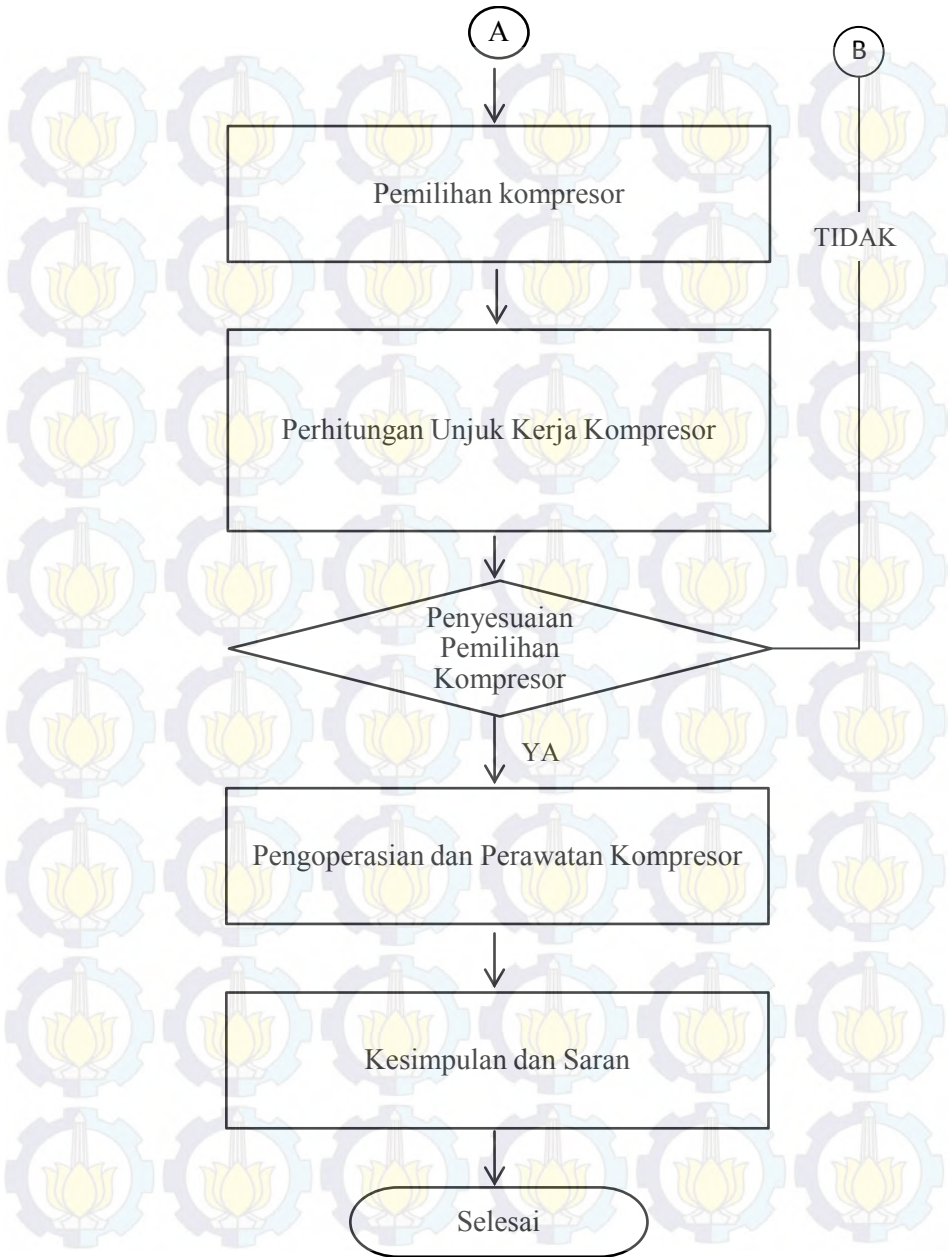
Perhitungan Manual

Dalam perhitungan manual ini digunakan persamaan dasar sesuai dengan teori yang ada untuk menghitung berbagai data yang diperlukan. Perhitungan ini dilakukan secara manual dengan bantuan alat bantu hitung.

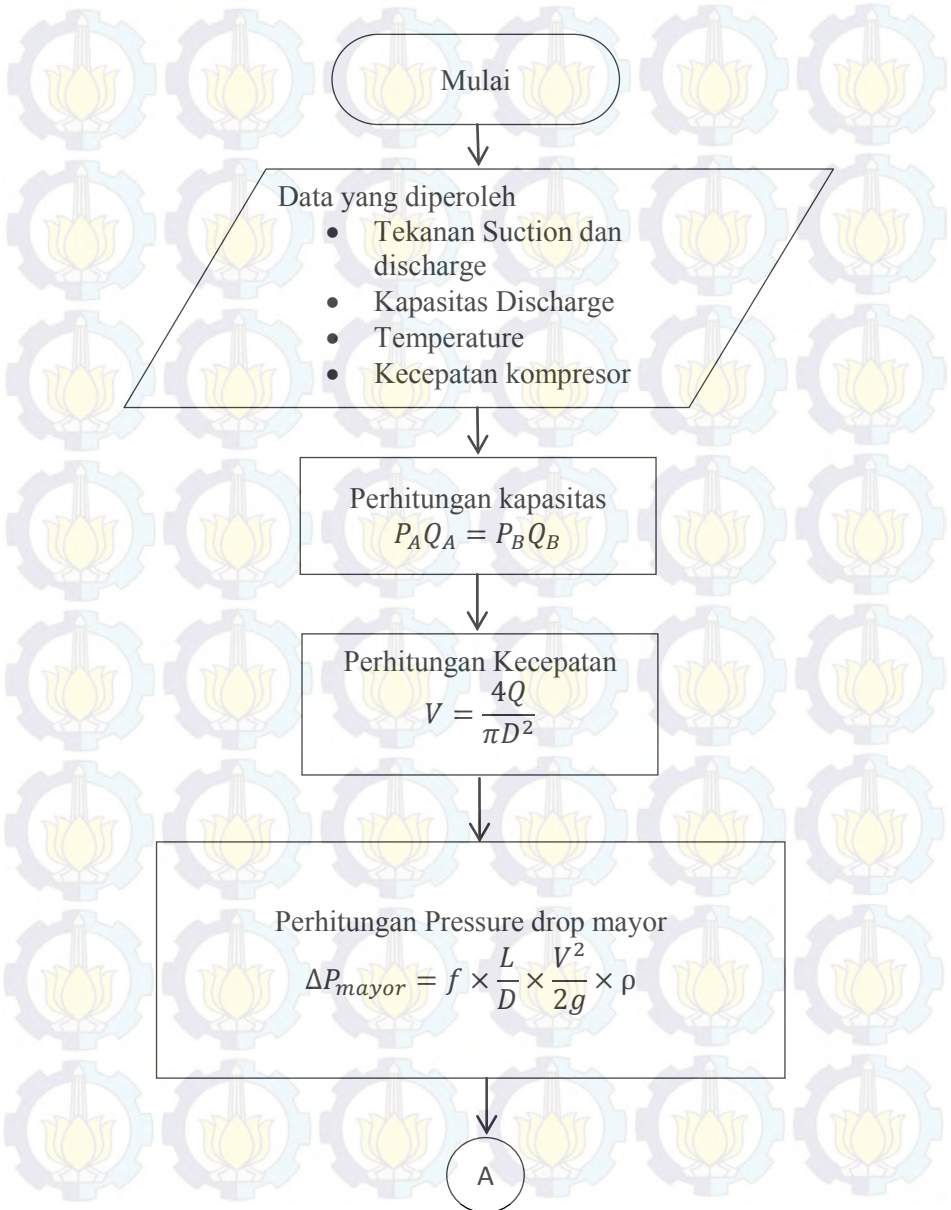
3.6 Diagram Alir

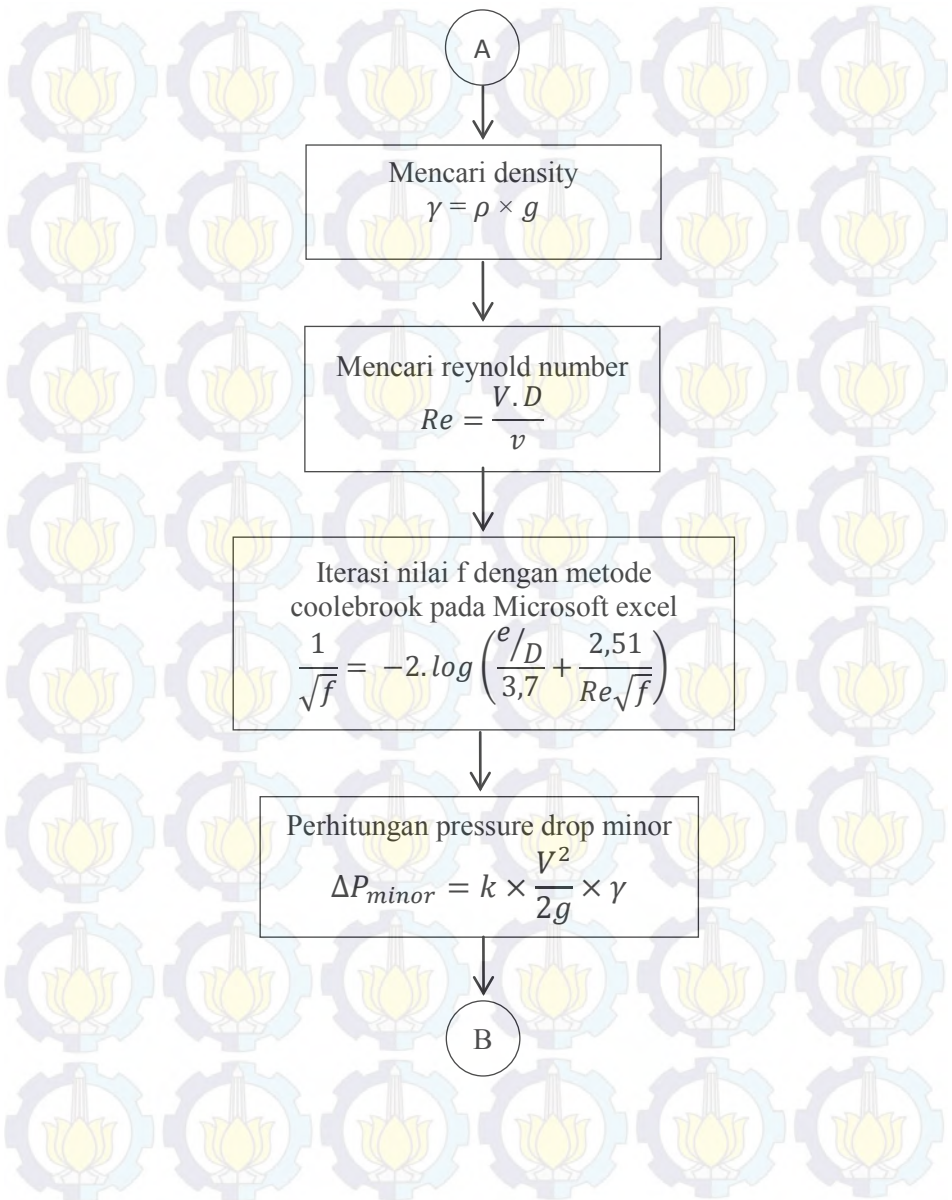
3.6.1 Diagram Alir Secara Umum





3.4.2. Diagram Alir Perhitungan Unjuk Kerja Kompresor





B

Perhitungan Daya

1. Perhitungan kapasitas suction

$$T_2 = T_1 \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{dan} \quad \frac{P_1 Q_1}{T_1} = \frac{P_2 Q_2}{T_2}$$

2. Perhitungan politropic exponent

$$\frac{k-1}{k} = \frac{n-1}{n} \times \frac{1}{\eta_p}$$

3. Perhitungan daya kompresor

$$W_{com} = \frac{m \times n}{n-1} \times P_s \times Q_{suc} \left[\left(\frac{P_D}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{m \times n}} - 1 \right]$$

4. Perhitungan daya fluida

$$W_{fluida} = \frac{W_{com}}{eff_{com}}$$

5. Perhitungan daya poros

$$W_{shaft} = \frac{W_{fluida}}{eff_{mekanik}}$$

6. Perhitungan daya motor

$$W_{shaft} = \frac{W_{shaft}}{\eta_{transmisi}} \times (1 + \alpha)$$

Selesai

3.7. Kesimpulan

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari perhitungan.

Catatan : data-data lain yang tidak diketahui dan berhubungan dengan analisa perhitungan instalasi kompresor dapat dicari pada tabel, lampiran-lampiran, dan buku referensi yang mendukung. Untuk gambar instalasi dapat dilihat pada lampiran.



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV PERHITUNGAN

Pada bab berikut ini dijelaskan perhitungan manual dalam pembahasan mengenai system perpipaan dan unjuk kerja pada *compressor line indoor* di PT. PJB Unit Pembangkit Brantas.

4.1 Perhitungan Sistem Distribusi Udara

Perhitungan ini dilakukan dengan menghitung tekanan, kapasitas, dan kecepatan fluida pada instalasi pipa dimana dari perhitungan tersebut akan diketahui seberapa besar *pressure drop* yang harus dilayani oleh kompresor.

4.1.1 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa.

Pengecekan diameter pipa meliputi :

- Pada instalasi pipa suction dari *Kompresor*
- Pada instalasi pipa discharge dari *Pressure Tank*

4.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada instalasi perpipaan

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

- **Kecepatan aliran pada pipa A-B berdiameter 1,95 cm**

Diketahui :

Dengan asumsi pembukaan Inlet Valve (IV) membutuhkan waktu 120 detik, sehingga kapasitas pada Presstank

$$1000 \frac{\text{Liter}}{\text{menit}}$$

$$Q = 1000 \frac{\text{Liter}}{\text{menit}} \times \frac{\text{menit}}{60 \text{ s}} \times \frac{10^{-3}}{\text{Liter}} = 0,0166 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$0,0126 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ merupakan kapasitas standart dari Pressure Tank. Untuk menghitung kapasitas tiap section dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_A Q_A}{T_A} = \frac{P_B Q_B}{T_B}$$

Temperature (T) diasumsikan konstan karena mengalami proses isothermis. Maka persamaan tersebut menjadi :

$$P_A Q_A = P_B Q_B$$

Maka, kapasitas pada section B adalah

$$P_A = 28 \text{ Bar}$$

$$Q_A = 0,0166 \frac{m^3}{s}$$

$$P_B = 30 \text{ Bar}$$

$$P_A Q_A = P_B Q_B$$

$$28 \text{ Bar} \times 0,0166 \frac{m^3}{s} = 30 \text{ Bar} \times Q_B$$

$$0,4665 = 30 Q_B$$

$$Q_B = \frac{0,4665}{30}$$

$$Q_B = 0,0155 \frac{m^3}{s}$$

Sekarang telah diketahui kapasitas pada *Section B* sebesar

$$0,0155 \frac{m^3}{s}$$

Maka, kecepatan pada pipa section A-B adalah

$$Q_{A-B} = 0,0155 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{interenal} = 0,75 \text{ inch} = 0,01905 \text{ m}$$

Sehingga,

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,0155 \frac{m^3}{s}}{3,14 \times (0,01905m)^2}$$

$$V = 54,409 \frac{m}{s}$$

- **Kecepatan aliran pada pipa C-D berdiameter 2,54 cm**

Diketahui :

$$Q_{C-D} = 0,0155 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{interenal} = 1inch = 0,0254 m$$

Sehingga,

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,0155 \frac{m^3}{s}}{3,14 \times (0,0254m)^2}$$

$$V = 30,605 \frac{m}{s}$$

4.3 Perhitungan *Pressure Drop* Instalasi

Pressure Drop instalasi adalah kerugian-kerugian yang didapat dari adanya komponen dan asesoris yang ada disepanjang pipa suction dan pipa discharge.

4.3.1 Perhitungan *Pressure Drop* Mayor

Besarnya *Pressure Drop Mayor* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$\Delta P_{mayor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

Dimana :

f : koefisien gesek

L : panjang pipa (m)

D : diameter pipa (m)

V : kecepatan aliran fluida(m/s)

G : percepatan gravitasi(m/s²)

γ : density

untuk mendapatkan density, maka digunakan perhitungan sebagai berikut :

$$\gamma = \rho \times g$$

$$\gamma = 1,17 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$\gamma = 11,477 \frac{kg}{m^2s^2}$$

Dimana :

a. Perhitungan *Pressure Drop Mayor* pipa section A-B

Pada pipa *suction*, besar diameter pipa adalah 8 inch, maka perhitungannya sebagai berikut :

$$\Delta P_{mayor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

Dimana :

$$L = 11,32 \text{ m}$$

$$D_{inside} = 0,01905 \text{ m}$$

$$\gamma = 11,477 \frac{kg}{m^2s^2}$$

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,0155 \frac{m^3}{s}}{3,14 \times (0,01905m)^2}$$

$$V = 54,409 \frac{m}{s}$$

Harga koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (Re)

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Dari table A.3 *Properties and Selected Gases* didapat harga viscositas kinematik = $1,2 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$

Sehingga,

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{54,409 \frac{m}{s} \times 0,01905 m}{1,2 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 86374,29 \text{ (turbulen)}$$

Material pipa dari *cooper* dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 0.046 \text{ mm} = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$

$$\text{Maka, } \frac{\varepsilon}{D_{internal}} = \frac{0,046 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}} = 0,002358974$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari Colebrook equation (Sumber :Robert W Fox, *Introduction to Fluid Mechanics*) dengan cara mengiterasi sehingga didapat $f = 0,0246$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Tabel 4.1 Iterasi f pada pipa A-B dengan diameter pipa 1,905 cm

f	Re	e/d	1/f ^{0,5}	1	2	log	hasil akhir
0,0246	86374,29	0,002358974	6,3757671	0,00063756	4,82543E-06	-3,1922	6,3844079

f	Re	ε/d		hasil akhir	Selisih
0,0246	86374,29	0,002358974	6,3757671	6,3844079	0,2063

$$\Delta P_{mayor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

$$\Delta P_{mayor} = 0,0246 \times \frac{11,32 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \times \frac{\left(54,409 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times 11,47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}$$

$$\Delta P_{mayor} = 25315,348 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{mayor} = 25,315 \text{ Kpa}$$

$$\Delta P_{mayor} = 0,253 \text{ Bar}$$

b. Perhitungan *Pressure Drop Mayor* pipa section C-D

Pada pipa discharge section C-D, besar diameter pipa adalah 1 inchi, maka perhitungannya sebagai berikut :

$$\Delta P_{mayor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

Dimana :

$$L = 5,14 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,0254 \text{ m}$$

$$\gamma = 11,47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}$$

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,0155 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3,14 \times (0,0254 \text{ m})^2}$$

$$V = 30,605 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Harga koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (Re)

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Dari (table A.3 *Properties and Selected Gases*) didapat harga

$$\text{viscositas kinematik} = 1,2 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Sehingga,

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{30,605 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,0254 \text{ m}}{1,2 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 64780,58 \text{ (turbulen)}$$

Material pipa dari *cooper* dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 0.046$
mm = 4.6×10^{-5} m

Maka, $\frac{\varepsilon}{D_{internal}} = \frac{0,046 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} = 0,0018$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari Colebrook equation (Sumber :Robert W Fox, *Introduction to Fluid Mechanics*) dengan cara mengiterasi sehingga didapat f = 0,0255

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

Tabel 4.2 iterasi f pada pipa C-D dengan diameter pipa 2,54 cm

f	Re	e/d	1/f ^{0,5}	1	2	log	hasil akhir
0.0255	64780,58	0.0018	6,6081860	0,000486	6,66845E-06	3,30702	6,6140332

f	Re	ε/d		hasil akhir	Selisih
0.0255	64780,58	0.0018	6,6081860	6,6140332	0,01215372

$$\Delta P_{mayor} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

$$\Delta P_{mayor} = 0,0255 \times \frac{5,14 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} \times \frac{\left(30,68 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times 11,477 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}$$

$$\Delta P_{mayor} = 2727,753 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{mayor} = 2,727 \text{ KPa}$$

$$\Delta P_{mayor} = 0,027 \text{ Bar}$$

Tabel 4.3 Pressure Drop Mayor pada instalasi pipa

Section	Pressure Drop Pipa (Bar)	
	A – B	C – D
Diameter (m)	0,01905	0,0254
$V \left(\frac{m}{s} \right)$	54,409	30,605
Re	86374,29	64780,58
$\frac{\varepsilon}{D}$	0,003622	0,0018
f	0,0246	0,0255
L (m)	11,32	5,14
$\gamma \left(\frac{kg}{m^2 s^2} \right)$	11,477	11,477
Pressure Drop Mayor (Bar)	0,253	0,027

Jadi, total Pressure Drop Instalasi ialah :

$$\Sigma \Delta P_{\text{Mayor}} = \Delta P_{A-B} + \Delta P_{C-D}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{Mayor}} = 0,253 \text{ Bar} + 0,027 \text{ Bar}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{Mayor}} = 0,28 \text{ Bar}$$

4.3.2 Perhitungan Pressure Drop Minor

Pressure Drop Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya asesoris di sepanjang pipa instalasi. Besarnya *Pressure Drop Minor* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$\Delta P_{\text{minor}} = k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

Dimana :

K : nilai koefisien minor losses

V : kecepatan aliran fluida(m/s)

G : percepatan gravitasi(m/s²)

γ : density

untuk mendapatkan density, maka digunakan perhitungan sebagai berikut :

$$\gamma = \rho \times g$$

$$\gamma = 1,17 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$\gamma = 11,477 \frac{kg}{m^2s^2}$$

Tabel 4.4 minor losses pada pipa diameter ¾”
(Sumber : Pipe Flow Expert v6.39)

Fittings	Disc Size	20 mm	¾"	Add Selected Item On Top Pipe	Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
SB	20 mm	¾"			Butt	Butt	20 mm	¾"	Standard Bend	0.7500
LB	20 mm	¾"			Butt	Long Bend	20 mm	¾"	Long Bend	0.4000
PB	20 mm	¾"			Butt	Pipe Bend	20 mm	¾"	Pipe Bend	0.3000
EB	20 mm	¾"			Butt	Elbow 45 deg	20 mm	¾"	Elbow 45 deg	0.4000
RB	20 mm	¾"			Butt	Return Bend	20 mm	¾"	Return Bend	1.2500
M815	20 mm	¾"			Butt	Misc Bend 45 deg	20 mm	¾"	Misc Bend 45 deg	0.2800
M930	20 mm	¾"			Butt	Misc Bend 90 deg	20 mm	¾"	Misc Bend 90 deg	1.5000
Gate	20 mm	¾"			Gate	Gate Valve	20 mm	¾"	Gate Valve	0.2000
Globe	20 mm	¾"			Globe	Globe Valve	20 mm	¾"	Globe Valve	0.5000
Angle	20 mm	¾"			Globe	Globe Valve Angled	20 mm	¾"	Globe Valve Angled	3.7500
Plug	20 mm	¾"			Plug	Plug Valve Straight	20 mm	¾"	Plug Valve Straight	0.4500
Butt	20 mm	¾"			Butt	Butterfly Valve	20 mm	¾"	Butterfly Valve	1.2000
BallF	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Full Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Full Bore	0.0000
BallRB	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Reduced Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Reduced Bore	2.5000
LiftCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve	20 mm	¾"	Lift Check Valve	15.0000
AngleCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve Angled	20 mm	¾"	Lift Check Valve Angled	1.4000
SwCh	20 mm	¾"			Swing	Swing Check Valve	20 mm	¾"	Swing Check Valve	5.1000
Butt	20 mm	¾"			Butt	Butt	20 mm	¾"	Butt	0.7500
BallF	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Full Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Full Bore	0.0000
BallRB	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Reduced Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Reduced Bore	2.5000
LiftCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve	20 mm	¾"	Lift Check Valve	15.0000
AngleCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve Angled	20 mm	¾"	Lift Check Valve Angled	1.4000
SwCh	20 mm	¾"			Swing	Swing Check Valve	20 mm	¾"	Swing Check Valve	5.1000
Butt	20 mm	¾"			Butt	Butt	20 mm	¾"	Butt	0.7500
BallF	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Full Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Full Bore	0.0000
BallRB	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Reduced Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Reduced Bore	2.5000
LiftCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve	20 mm	¾"	Lift Check Valve	15.0000
AngleCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve Angled	20 mm	¾"	Lift Check Valve Angled	1.4000
SwCh	20 mm	¾"			Swing	Swing Check Valve	20 mm	¾"	Swing Check Valve	5.1000
Butt	20 mm	¾"			Butt	Butt	20 mm	¾"	Butt	0.7500
BallF	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Full Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Full Bore	0.0000
BallRB	20 mm	¾"			Ball	Ball Valve Reduced Bore	20 mm	¾"	Ball Valve Reduced Bore	2.5000
LiftCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve	20 mm	¾"	Lift Check Valve	15.0000
AngleCh	20 mm	¾"			Lift	Lift Check Valve Angled	20 mm	¾"	Lift Check Valve Angled	1.4000
SwCh	20 mm	¾"			Swing	Swing Check Valve	20 mm	¾"	Swing Check Valve	5.1000

Tabel 4.5 minor losses nilai k pada pipa diameter 1”
(Sumber : Pipe Flow Expert v6.39)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K	Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
SB	25 mm	1"		Standard Bend	0,6000	BV	25 mm	1"		Butterfly Valve	1,1000
LB	25 mm	1"		Long Bend	0,3700	BVFB	25 mm	1"		Ball Valve Full Bore	0,0700
PB	25 mm	1"		Pipe Bend	0,2800	RVFB	25 mm	1"		Ball Valve Reduced Bore	2,4000
E45	25 mm	1"		Elbow 45 deg.	0,3700	LtCh	25 mm	1"		Lift Check Valve	13,0000
RB	25 mm	1"		Return Bend	1,1500	AngleCh	25 mm	1"		Lift Check Valve Angled	1,3000
MB45	25 mm	1"		Min Bend 45 deg.	0,3600	SwCh	25 mm	1"		Swing Check Valve	4,1000
MB90	25 mm	1"		Min Bend 90 deg.	1,3000	ChVal	25 mm	1"		Water Check Valve	14,5000
Gate	25 mm	1"		Gate Valve	0,1800	Foot	25 mm	1"		Foot Valve with Strainer	9,7000
Globe	25 mm	1"		Globe Valve	7,8000	Hinged	25 mm	1"		Hinged Foot Valve with Strainer	1,7000
Angle	25 mm	1"		Globe Valve Angled	3,4500	St	25 mm	1"		Strainer	0,6000
Plug	25 mm	1"		Plug Valve Straightway	0,4100	TT	25 mm	1"		Through Tee	0,4500
But	25 mm	1"		Butterfly Valve	1,1000	Lt	25 mm	1"		Branch Tee	1,3000
BVFB	25 mm	1"		Ball Valve Full Bore	0,0700	ExitCon	25 mm	1"		Pipe Exit to Container	1,0000
RVFB	25 mm	1"		Ball Valve Reduced Bore	2,4000	Open	25 mm	1"		Open Pipe Exit	1,0000
LtCh	25 mm	1"		Lift Check Valve	13,0000	EntProt	25 mm	1"		Pipe Entry Protecting	0,7800
AngleCh	25 mm	1"		Lift Check Valve Angled	1,3000	EntSharp	25 mm	1"		Pipe Entry Sharp	0,5000
SwCh	25 mm	1"		Swing Check Valve	4,1000	SB	32 mm	1-1/4"		Standard Bend	0,6600

1. Pressure Drop Minor pada pipa section A-B

a. Pressure Drop Minor Pada Gate Valve

Disepanjang instalasi pipa suction terdapat 2 buah Gate Valve dengan harga $K=0,2$ (table minor losses coefficient pipe flow experts), maka :

$$\Delta P_{GV} = n \left(k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma \right)$$

$$\Delta P_{GV} = 2 \left(0,2 \times \frac{(54,409 \frac{m}{s})^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \times 11,477 \frac{kg}{m^2 s^2} \right)$$

$$\Delta P_{GV} = 692,673 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{GV} = 0,693 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{GV} = 0,007 \text{ Bar}$$

b. Pressure Drop Minor pada elbow 90°

Pressure Drop Minor pada elbow 90° pipe bends dengan harga $K=1,5$ (table minor losses coefficient pipe flow experts) sebanyak 7 buah, maka :

$$\Delta P_{90} = n \left(k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma \right)$$

$$\Delta P_{90} = 7 \left(1,5 \times \frac{\left(54,409 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \times 11,477 \frac{kg}{m^2 s^2} \right)$$

$$\Delta P_{90} = 18171,594 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{90} = 18,171 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{90} = 0,182 \text{ Bar}$$

c. *Pressure Drop Minor pada Branch Tee*

Pressure Drop Minor pada Branch Tee pipe dengan harga K= 1,88 (table minor losses coefficient pipe flow experts) sebanyak 2 buah, maka :

$$\Delta P_{BT} = n \left(k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma \right)$$

$$\Delta P_{BT} = 2 \left(1,88 \times \frac{\left(54,409 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \times 11,477 \frac{kg}{m^2 s^2} \right)$$

$$\Delta P_{BT} = 6507,032 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{BT} = 6,507 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{BT} = 0,065 \text{ Bar}$$

Pressure Drop Minor total dari pipa A-B adalah

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = \Delta P_{GV} + \Delta P_{90} + \Delta P_{BT}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = 0,007 \text{ Bar} + 0,182 \text{ Bar} + 0,065 \text{ Bar}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = 0,254 \text{ Bar}$$

2. Pressure Drop Minor pada pipa Section C-D

a. Pressure Drop Minor pada Gate Valve

Disepanjang instalasi pipa *suction* terdapat 2 buah *Gate Valve* dengan harga $K=0,18$ (*table minor losses coefficient pipe flow experts*), maka :

$$\Delta P_{GV} = n \left(k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma \right)$$

$$\Delta P_{GV} = 2 \left(0,18 \times \frac{\left(30,605 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \times 11,477 \frac{kg}{m^2 s^2} \right)$$

$$\Delta P_{GV} = 197,128 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{GV} = 0,197 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{GV} = 0,002 \text{ Bar}$$

b. Pressure Drop Minor pada Check Valve

Disepanjang instalasi pipa *suction* terdapat 1 buah *Check Valve* dengan harga $K=1,1$ (*table minor losses coefficient pipe flow experts*), maka :

$$\Delta P_{CV} = k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

$$\Delta P_{CV} = 1,1 \times \frac{\left(30,605 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \times 11,477 \frac{kg}{m^2 s^2}$$

$$\Delta P_{CV} = 602,707 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{CV} = 0,603 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{CV} = 0,006 \text{ Bar}$$

c. Pressure Drop Minor pada elbow 90°

Pressure Drop Minor pada elbow 90° pipe bends dengan harga K= 1,38 (table minor losses coefficient pipe flow experts) sebanyak 7 buah, maka :

$$\Delta P_{90} = n \left(k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma \right)$$

$$\Delta P_{90} = 7 \left(1,38 \times \frac{(30,605 \text{ m})^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times 38,396 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \right)$$

$$\Delta P_{90} = 5369,571 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{90} = 5,369 \text{ KPa}$$

$$\Delta P_{90} = 0,054 \text{ Bar}$$

d. Pressure Drop Minor pada Branch Tee

Pressure Drop Minor pada Branch Tee pipe dengan harga K= 1,38 (table minor losses coefficient pipe flow experts) sebanyak 1 buah, maka :

$$\Delta P_{BT} = k \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma$$

$$\Delta P_{BT} = 1,38 \times \frac{\left(30,605 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times 11,477 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}$$

$$\Delta P_{BT} = 756,118 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{BT} = 0,756 \text{ KPa}$$

$$\Delta P_{BT} = 0,007 \text{ Bar}$$

Pressure Drop Minor total dari pipa C-D adalah

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = \Delta P_{\text{GV}} + \Delta P_{\text{CV}} + \Delta P_{90} + \Delta P_{\text{BT}}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = 0,002 \text{ Bar} + 0,006 \text{ Bar} + 0,054 \text{ Bar} + 0,007 \text{ Bar}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = 0,069 \text{ Bar}$$

e. *Pressure Drop Minor* pada section A-B dan C-D

Dengan menggunakan cara yang sama seperti *Pressure Drop Minor* pada pipa suction, maka pada instalasi pipa discharge dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.6 *Pressure Drop Minor* pada section A-B dengan diameter pipa 1,905 cm

Fitting pada section A-B	Jumlah fitting	K	$v \left(\frac{m}{s} \right)$	$\Delta P \text{ (Bar)}$
Gate Valve	2	0,27	54,409	0,007
Elbow 90°	7	1,9	54,409	0,182
Branch Tee	1	1,88	54,409	0,065
$\Sigma \Delta P_{\text{minor, A-B}}$				0,254

Tabel 4.7 *Pressure Drop Minor* pada section C-D dengan diameter pipa 2,54 cm

Fitting pada section A-B	Jumlah fitting	K	$v \left(\frac{m}{s} \right)$	$\Delta P \text{ (Bar)}$
Gate Valve	2	0,2	30,605	0,002
Check Valve	1	1,4	30,605	0,006
Elbow 90°	7	1,5	30,605	0,054
Branch Tee	1	1,5	30,605	0,007
$\Sigma \Delta P_{\text{minor, C-D}}$				0,069

Jadi, *Pressure Drop Total* instalasi adalah :

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = \Delta P_{\text{A-B}} + \Delta P_{\text{C-D}}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = 0,254 \text{ Bar} + 0,069 \text{ Bar}$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{minor}} = 0,323 \text{ Bar}$$

Setelah diketahui *pressure drop mayor* dan *pressure drop minor* pada instalasi, maka dapat dihitung *pressure drop total* sebagai berikut :

$$\Delta P_{\text{total}} = \Sigma \Delta P_{\text{mayor}} + \Sigma \Delta P_{\text{minor}}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0,28 \text{ Bar} + 0,323 \text{ Bar}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0,603 \text{ Bar}$$

4.4 Pemilihan Kompresor Berdasarkan Tekanan dan Kapasitas pada Instalasi Perpipaan

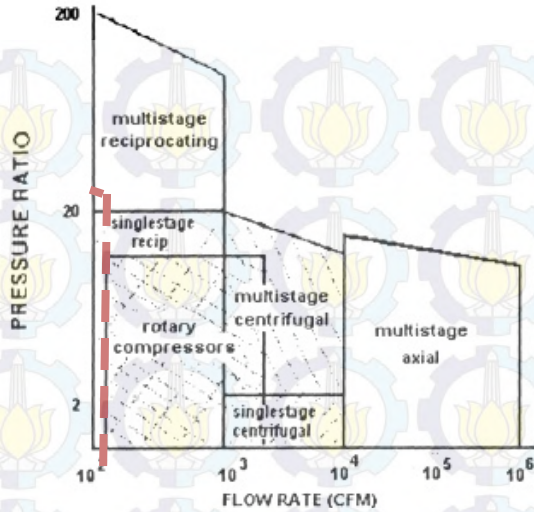
Dengan hasil perhitungan Pressure drop pada instalasi perpipaan maka dapat ditentukan kebutuhan tekanan yang dibutuhkan sebagai berikut,

$$P_{\text{kom}} = P_{\text{pressuretank}} + \Delta P_{\text{drop total}}$$

$$P_{\text{kom}} = 28 \text{ Bar} + 0,603 \text{ Bar}$$

$$P_{\text{kom}} = 28,603 \text{ Bar}$$

Dengan Tekanan 28,603 Bar dan Kapasitas 1000L/min = 35,314 CFM, maka dapat ditentukan spesifikasi kompresor sebagai berikut.



Gambar 4.1 Diagram klasifikasi kompresor [3]

Berdasarkan (gambar 4.5) maka kompresor yang akan digunakan untuk memenuhi kebutuhan pada sistem pneumatik hidrolik di pressure tank adalah kompresor reciprocating multistage.

Tabel 4.8 Pemilihan Kriteria Untuk Kompresor [6]

Table 3.1 General Selection Criteria for Compressors				
Type of Compressor	Capacity (m ³ /h)		Pressure (bar)	
	From	To	From	To
Roots blower compressor	100	30000	0.1	1
single stage				
Reciprocating				
- Single / Two stage	100	12000	0.8	12
- Multi stage	100	12000	12.0	700
Screw				
- Single stage	100	2400	0.8	13
- Two stage	100	2200	0.8	24
Centrifugal	600	300000	0.1	450

Dari (tabel 4.8) dapat ditentukan bahwa kompresor yang memenuhi tekanan lebih dari 12 Bar adalah kompresor reciprocating multistage. Dengan demikian dapat dipilih kompresor reciprocating 3 stage untuk memenuhi tekanan pada pressure tank sebesar 28,603 Bar.

4.4 Perhitungan Daya yang Dibutuhkan

4.4.1 Perhitungan *Kapasitas Suction*

Kapasitas aktual suction adalah kapasitas yang dihasilkan oleh kompresor secara aktual. Besarnya kapasitas actual suction dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$T_1 = T_s \cdot r_p^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_1 = 304^\circ\text{K} \cdot 3,22^{0,286}$$

$$T_1 = 424,8^\circ\text{K}$$

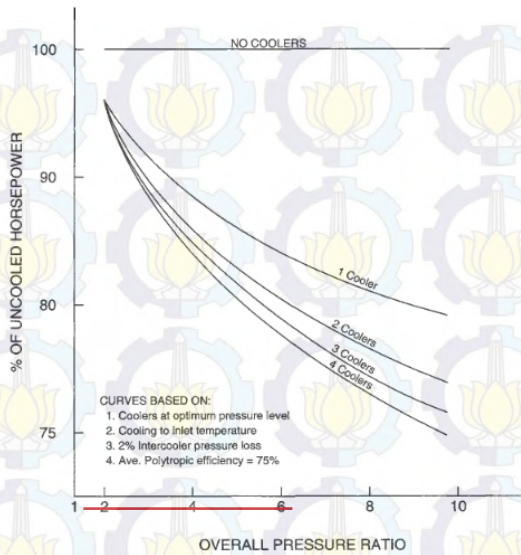
$$\frac{P_s Q_s}{T_s} = \frac{P_1 Q_1}{T_1}$$

$$\frac{1 Q_s}{304} = \frac{3,22 \cdot 1030}{424,8}$$

$$Q_s = 2373,461 \frac{\text{liter}}{\text{menit}} = 0,0395 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.4.2 Perhitungan *polytropic exponent*

$$\frac{k-1}{k} = \frac{n-1}{n} \times \frac{1}{\eta_p}$$



Gambar 4.2 Persentase dari uncooled horsepower dengan intercoolers [4]

Dimana :

k = ideal adiabatis exponent

n = polytropic exponent

η_p = efisiensi polytropis

Berdasarkan (gambar 4.1) grafik 2.2 (Courtesy of F.S Elliot)

$\eta_p = 75\%$

$$\frac{k - 1}{k} = \frac{n - 1}{n} \times \frac{1}{\eta_p}$$

$$\frac{1,4 - 1}{1,4} = \frac{n - 1}{n} \times \frac{1}{0,75}$$

$$n = 1,27$$

4.4.3 Perhitungan Daya kompresor

Daya yang dibutuhkan adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor (*Reff* : *Compressor : Selection and Sizing, 3 edition, By Royce N. Brown*). Daya yang dibutuhkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$W_{com} = \frac{m \times n}{n - 1} \times P_s \times Q_{suc} \left[\left(\frac{P_D}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{m \times n}} - 1 \right]$$

Dimana :

$$P_s : 101325 \text{ Pa}$$

$$P_D : 33943387,5 \text{ Pa}$$

n : polytropic exponent = 1,28 (indeks politropik harganya terletak antara Isotermis dan adiabat. Jadi $1 < n < k$. Untuk kompresor biasa, $n = 1,25 \sim 1,35$)

m : tingkat kompresi = 3

$$Q_{suc} : 0,0395 \frac{m^3}{s}$$

Maka, daya yang dibutuhkan ialah :

$$W_{com} = \frac{m \times n}{n - 1} \times P_s \times Q_{suc} \left[\left(\frac{P_D}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{m \times n}} - 1 \right]$$

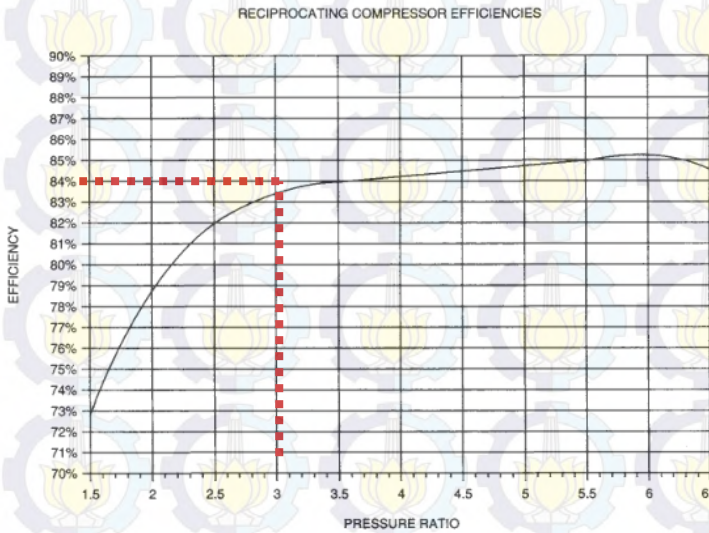
$$W_{com} = \frac{3 \times 1,27}{1,27 - 1} \times 101325 \times 0,03955 \left[\left(\frac{33943387,5}{101325} \right)^{\frac{1,27-1}{3 \times 1,27}} - 1 \right]$$

$$W_{com} = 14,11 \times 101325 \times 0,0395 [(33,5)^{0,07086} - 1]$$

$$W_{com} = 56472,982 \times 0,28252$$

$$W_{com} = 15954,747 \text{ Watt} = 15,955 \text{ kWatt}$$

4.4.4 Perhitungan Daya Fluida



Gambar 4.3 Grafik efisiensi berdasarkan *pressure ratio* [3]

$$eff_{com} = 84 \%$$

$$W_{fluida} = \frac{W_{com}}{eff_{com}}$$

$$W_{fluida} = \frac{15,955}{0,84}$$

$$W_{fluida} = 18,994 \text{ kWatt}$$

4.4.5 Perhitungan Daya Poros

$eff_{mekanik} = 98 \%$ (efisiensi kemampuan poros dalam melakukan gerakan pada *crank shaft*)

Sehingga,

$$W_{shaft} = \frac{W_{fluida}}{eff_{mekanik}}$$

$$W_{shaft} = \frac{18,993}{0,98}$$

$$W_{shaft} = 19,381 \text{ kWatt}$$

4.4.6 Perhitungan Daya Motor

$$W_{motor} = \frac{W_{shaft}}{\eta_{transmisi}} \times (1 + \alpha)$$

Tabel 4.9 Perbandingan cadangan [5]

Jenis penggerak mula	α
Motor induksi	0,1 – 0,2
Motor bakar kecil	0,15 – 0,25
Motor bakar besar	0,1 – 0,2

Tabel 4.10 Perbandingan transmisi [5]

jenis transmisi		η_t
Sabuk rata		0,9 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92 – 0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95 – 0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92 – 0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95 – 0,98
Kopling hidrolis		0,95 – 0,97

Dimana:

$\alpha =$ Faktor cadangan (tabel 4.7). Diasumsikan $\alpha = 0,1$

$\eta_t =$ Karena transmisi secara langsung maka bernilai 1

α didapat dari (tabel 2.28) perbandingan cadangan (Sumber : Sularso, Pompa & Kompresor pemilihan, pemakaian, dan pemeliharaan) $\alpha = 0,12$

Maka :

$$W_{motor} = \frac{19,381}{1} \times (1 + 0,11)$$

$$W_{motor} = 19,381 \times 1,12$$

$$W_{motor} = 21,706 \text{ kW}$$

4.6 Penyesuaian Pemilihan Kompresor

Berdasarkan perhitungan manual yang telah dilakukan telah menunjukkan bahwa :

1. Tekanan total : 28,603 Bar
2. Kapasitas : 1000 L/min
3. Kompresor : Resiprocating
4. Kriteria kompresor : Multistage (3)
5. Daya : 21,706 KW

Dengan acuan utama dalam perhitungana manual yang tertera pada data diatas maka dapat dipilih kompresor yang efisien sesuai kebutuhan. Dan pada PT.PJB UP Brantas telah menggunakan Resicprocating Compressor CDW 2-220 H, dengan spesifikasi :

Tabel 4.11 *Spesifikasi kompresor*

Type	Discharge Pressure (kgf/cm ²)	Stage	Displacement (Liter/min)	Suction Flow (Liter/min)	Power (KW)	Speed (Rpm)	Weight (Kg)
CDW 2-220 H	32,5	3	1570	1030	22	950	970

Dengan menggunakan kompresor yang memiliki spesifikasi di atas, maka telah memenuhi kebutuhan tekanan dan kapasitas yang dibutuhkan oleh Pressure Tank.

4.6 Perawatan Kompresor

Perawatan kompresor meliputi perawatan secara umum dan perawatan selama pengoperasian.

4.6.1 Perawatan Umum

Kompresor harus ditangani dan diurus dengan benar untuk mendukung produksi, seumur hidup maksimum, kinerja terbaik, dan sehingga mereka dapat beroperasi terus menerus dan lancar, pemeliharaan Kompresor meliputi:

a. Pemeliharaan preventif

Pemeliharaan preventif adalah kegiatan pemeliharaan, yang dilakukan untuk melindungi kompresor reciprocating dari kerusakan, yang tidak diantisipasi ketika kompresor beroperasi atau tidak beroperasi. Pemeliharaan preventif biasanya mengikuti seumur hidup peralatan dari buku pedoman manufaktur.

b. Pemeliharaan Prediktif

Pemeliharaan prediktif adalah kegiatan pemeliharaan, yang dilakukan oleh peralatan pemantauan secara berkala untuk melindungi kompresor reciprocating dari kerusakan. Kegiatan pemantauan dapat dilakukan dengan pemantauan visual, pemantauan kebisingan, atau dengan pemantauan instrumentasi untuk bagian peralatan. Pemantauan getaran adalah yang paling digunakan untuk saat ini.

c. Pemeliharaan Korektif

Pemeliharaan korektif adalah kegiatan pemeliharaan, yang dilakukan ketika kerusakan kompresor terjadi.

d. Pemeliharaan Breakdown

Pemeliharaan breakdown adalah komponen pengganti atau kegiatan perbaikan, yang dilakukan tiba-tiba. Untuk kegiatan ini, proses harus dihentikan.

4.6.2 Perawatan Berkala Selama Pengoperasian

a. Pemeliharaan Harian

- Periksa alat pengukur tekanan semua dalam kondisi baik.
- Periksa tekanan pembuluh / tangki.
- Tiriskan kondensat dari tangki.
- Periksa tekanan katup kontrol dalam bekerja rentang yang diijinkan.
- Periksa saklar tekanan.
- Periksa katup pengaman.
- Periksa dan tekanan merekam dan temperatur masukan udara dingin.
- Periksa dan tekanan catatan, temperatur, dan minyak pelumas.
- Periksa dan catat kecepatan (rotasi).
- Periksa dan catat tekanan dan suhu gas inlet (sebelum filter).
- Periksa dan catat tekanan suction dan discharge setiap tahap.
- Periksa dan catat suhu gas / silinder setiap tahap.
- Periksa dan catat tekanan dan suhu gas keluar. Jika ada suara aneh atau operasi penasaran, perubahan dan perbaikan intensif.

Menjaga kondisi bersih di wilayah kerja.

b. Pemeliharaan Bulanan (setelah 500 jam)

- Periksa semua instalasi yang terkait dengan huruf a.
- Tiriskan pendingin air.
- Tiriskan minyak melumasi, cek dan isi ulang.
- Periksa dan pembersihan saringan gas dan filter oli.
- Periksa dan membersihkan katup hisap dan debit.
- Periksa ring piston

c. Pemeliharaan Setiap 2000 Jam

- Melakukan kegiatan seperti dalam huruf a, dan huruf b.
- Periksa kebocoran pada kotak isian.
- Periksa cincin minyak pengerik.

- Periksa pin kepala silang, bantalan / bushing, dan membimbing kepala silang.
 - Periksa batang piston.
 - Periksa katup unloader.
- d. Pemeliharaan Setiap 4000 Jam
- Melakukan kegiatan seperti pada butir a, b, dan titik c.
 - Periksa dan mengkalibrasi alat pengaman / alat pelindung.
 - Jika bagian perlu perbaikan atau memodifikasi, segera melakukannya.
- e. Pemeliharaan Setiap 8000 Jam
- Melakukan kegiatan seperti pada butir a, b, c, dan d. titik •
 - Periksa bantalan izin utama, menghubungkan bantalan.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan akhirnya dapat ditarik beberapa kesimpulan terkait dengan pemilihan kompresor pada sistem pneumatik hidraulik pressure tank line indoor yang telah dilakukan adalah sebagai berikut ini :

1. Hasil perhitungan berdasarkan diameter pipa yang terdapat di lapangan, maka kecepatan aliran dalam pipa tiap section adalah :
 - Pipa A-B : $54,409 \frac{m}{s}$
 - Pipa C-D : $30,605 \frac{m}{s}$
2. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai kecepatan aliran pada kondisi di lapangan di setiap pipa dapat mempengaruhi besarnya kerugian tekanan sebagai berikut:
 - $\Sigma\Delta P_{mayor}$ A-B : 0,253 Bar
 - $\Sigma\Delta P_{mayor}$ C-D : 0,027 Bar
 - $\Sigma\Delta P_{minor}$ A-B : 0,254 Bar
 - $\Sigma\Delta P_{minor}$ C-D : 0,069 Bar
3. Hasil perhitungan unjuk kerja kompresor reciprocating maka didapatkan daya motor sebesar 21,706 KW
4. Berdasarkan hasil perhitungan kerugian tekanan (pressure drop) instalasi pipa dan unjuk kerja kompresor, maka kompresor harus dapat memenuhi kebutuhan sebagai berikut :
 - Tekanan : 28,603 Bar
 - Kapasitas : 1000 Liter
 - Daya : 21,706 KW
 - Kompresor : Reciprocating
 - Kriteria : Multistage (3)
5. Kompresor yang dipilih adalah jenis kompresor reciprocating dengan merk mitsubishi tokyo shibaura tipe CDW 2-220 H untuk memenuhi kebutuhan penyaluran

udara bertekanan pada sistem pneumatik hidrolik pressure tank line indoor PT.PJB Unit Pembangkit Brantas.

5.2 Saran

1. Data-data penting seperti : tekanan, temperature, aliran udara, dan putaran poros kompresor sebaiknya diketahui secara real melalui alat ukur dari masing-masing parameter tersebut, kemudian ditentukan standar minimal yang harus dipenuhi dari parameter tersebut ketika kompresor dioperasikan. Sehingga apabila terjadi gangguan pada kompresor atau instalasi sistem perpipaannya dapat terminimalisir, karena sudah diatasi ketika melewati batas standar nilai minimalnya.
2. Sistem perawatan pada Line Indoor dilakukan secara teratur dan terjadwal mulai dari preventive maintenance, predictive maintenance, corrective maintenance, dan breakdown maintenance agar peralatan pada sistem instalasi mempunyai umur operasional yang panjang dengan performa yang maksimal.

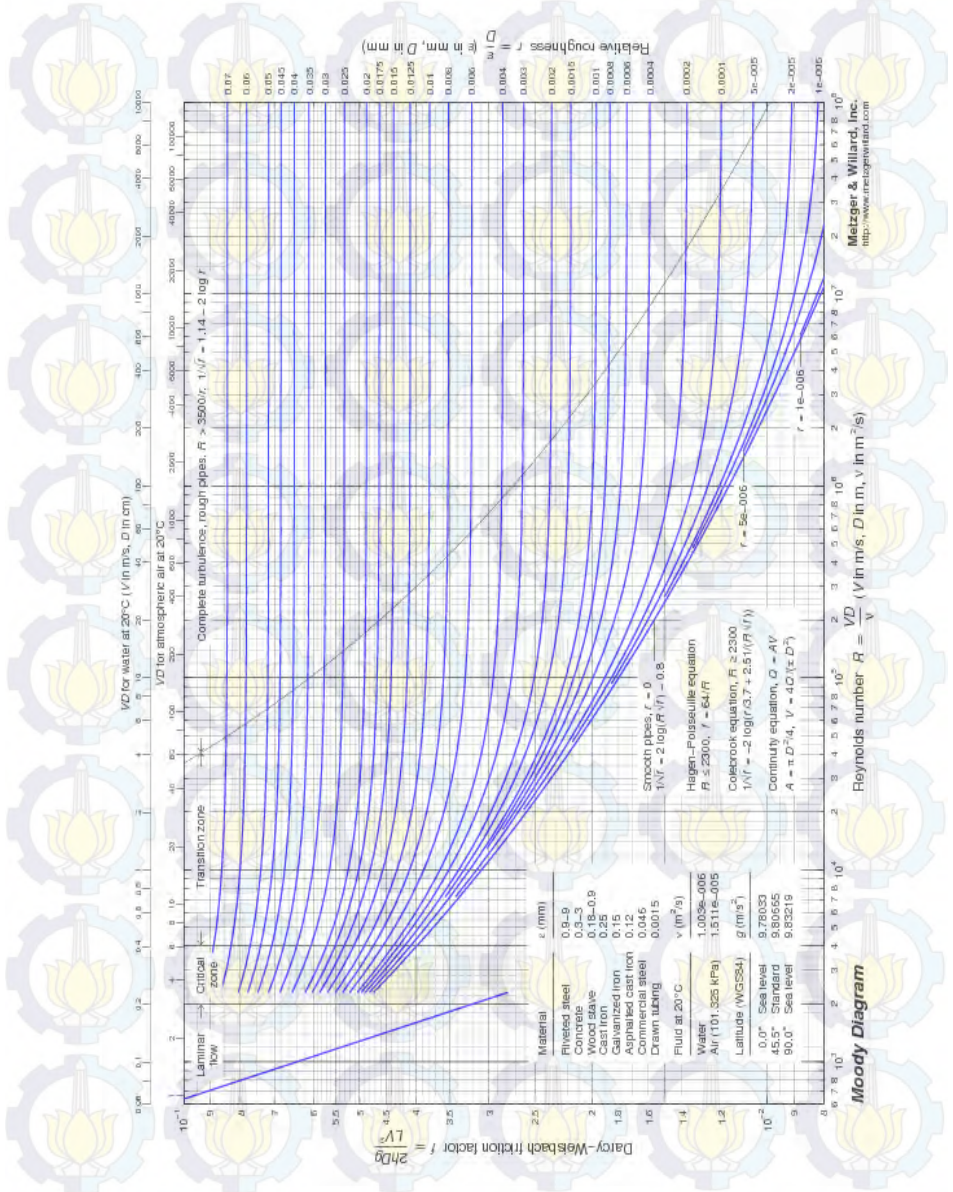
Lampiran 1 : Tabel Konversi Satuan

Tabel Konversi Satuan		
<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Area	1 in ²	6.452 cm ²
	1 ft ²	0.0929 m ²
Density	1 slug/ft ³	515 kg/m ³
Energy	1 ft · lb	1.356 J
Flow rate	1 ft ³ /s	0.0281 m ³ /s
	1 gpm	0.06309 L/s
Force	1 lb	4.448 N
Length	1 ft	0.3048 m
	1 in	2.540 cm
Mass	1 slug	14.59 kg
Power	1 ft · lb/s	1.356 W
	1 hp	745.7 W
	1 Btu/min	0.0176 kW
Pressure	1 psi	6895 Pa
	1 psi	0.06895 bars
	1 standard atmosphere (14.7 psia)	101.3 kPa abs
Specific weight	1 lb/ft ³	157 N/m ³
Velocity	1 ft/s	0.3048 m/s
Viscosity (absolute)	1 lb · s/ft ²	47.88 Pa · s
<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Viscosity (kinematic)	1 ft ² /s	0.0929 m ² /s
Volume	1 in ³	16.39 cm ³
	1 gal	3.785 L
<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Energy	1 Btu	778 ft · lb
Flow-rate	1 ft ³ /s	449 gpm
Power	1 hp	550 ft · lb/s
	1 hp	42.4 Btu/min
Velocity (angular)	1 rpm	0.1047 rad/s
Volume	1 gal	231 in ³
	1 gal	0.135 ft ³

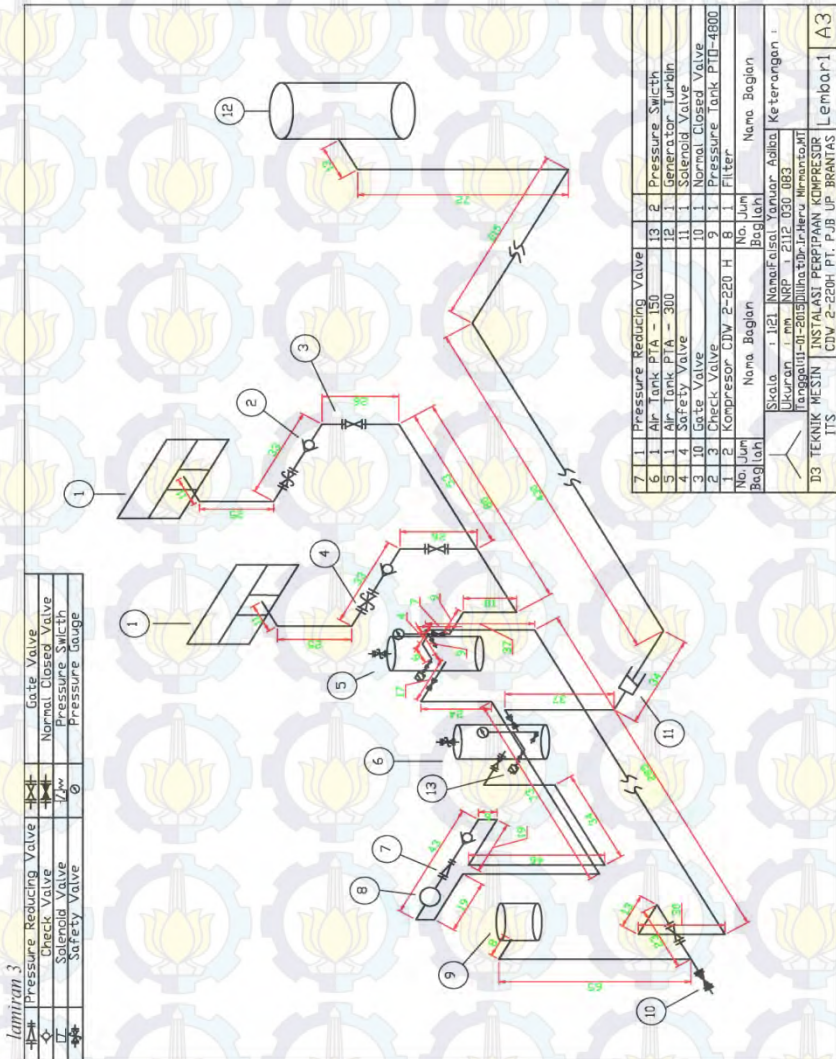
Lampiran lanjutan

<i>Parameter</i>	<i>First Metric Unit</i>	<i>Second Metric Unit</i>
Force	1 N	10^5 dyn
Pressure	1 bar	10^5 Pa
Velocity (ang.)	1 rpm	0.1047 rad/s
Viscosity (abs.)	$1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$	10 poise
Viscosity (kin.)	1 poise	$1 \text{ dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$
	$1 \text{ m}^2/\text{s}$	10,000 stokes
Volume	1 stoke	$1 \text{ cm}^2/\text{s}$
	1 m^3	1000 L
	1 cm^3	0.001 L
<i>Temperature Conversions</i>		
$T(^{\circ}\text{F}) = 1.8 T(^{\circ}\text{C}) + 32$	$T(^{\circ}\text{C}) = \frac{T(^{\circ}\text{F}) - 32}{1.8}$	
$T(^{\circ}\text{R}) = 1.8 T(\text{K})$	$T(\text{K}) = \frac{T(^{\circ}\text{R})}{1.8}$	
$T(^{\circ}\text{R}) = T(^{\circ}\text{F}) + 460$	$T(\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) + 273$	

Lampiran 2 : Moody Diagram



Lampiran 3 : Instalasi

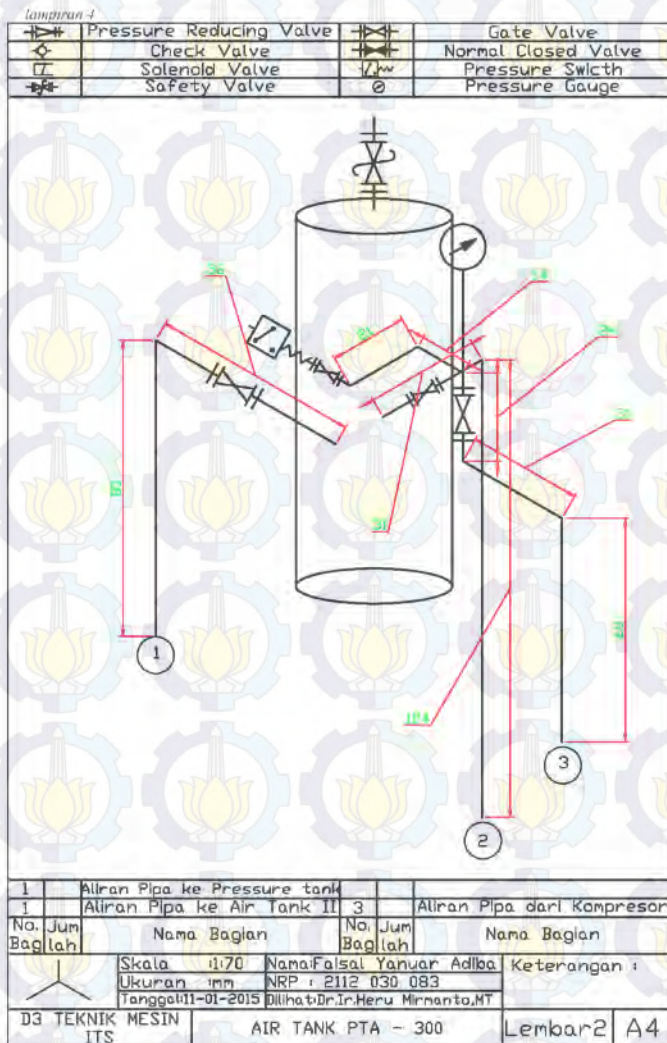


Lampiran 3

	Pressure Reducing Valve
	Check Valve
	Solenoid Valve
	Safety Valve
	Gate Valve
	Normal Closed Valve
	Pressure Switch
	Pressure Gauge

7	1	Pressure Reducing Valve	13	2	Pressure Switch
6	1	Air Tank PTA - 150	12	1	Generator Turbin
5	1	Air Tank PTA - 300	11	1	Solenoid Valve
4	4	Safety Valve	10	1	Normal Closed Valve
3	10	Gate Valve	9	1	Pressure Tank PTD-4800
2	3	Check Valve	8	1	Kompressor CDW 2-220 H
1	2	Kompressor	B	1	Filter
No. Jur Baglah	Nama Bagian	No. Jur Baglah	Nama Bagian		
Skala : 1:21 NamaFaisal Yanuar		Nama		Keterangan :	
Ukuran mm NIP : 2012 030 083		Lengkap		:	
D3 TEKNIK MESIN		ITS		Lembar 1 A3	

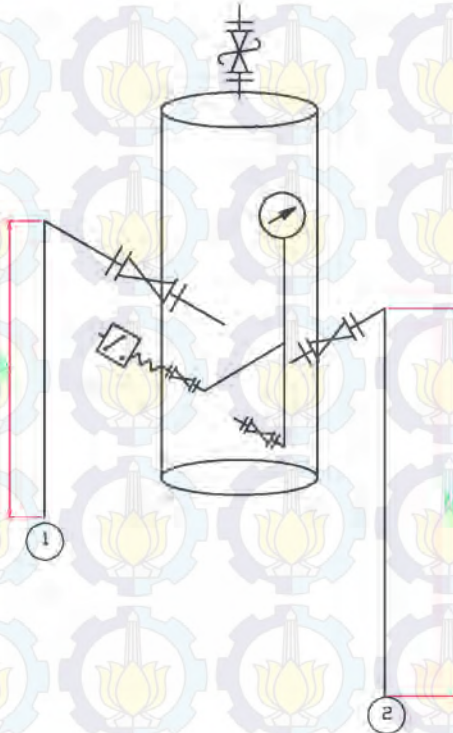
Lampiran 4 : Air tank 300



Lampiran 5 : Air tank 150

lampiran 5

	Pressure Reducing Valve		Gate Valve
	Check Valve		Normal Closed Valve
	SolenoId Valve		Pressure Swlcth
	Safety Valve		Pressure Gauge



1		Aliran Pipa ke Air Tank I	3		Aliran Pipa menuju Turbin
No. Jum Bag'lah		Nama Bagian	No. Jum Bag'lah		Nama Bagian
		Skala 1:70	Nama:Falsal Yanuar Adlba		Keterangan :
		Ukuran mm	NRP : 2112 030 083		
		Tanggal:11-01-2015	Dilihat:Dr.In.Heru Mirnanto,MT		
D3 TEKNIK MESIN ITS		AIR TANK PTA - 150		Lembar	3 A4

DAFTAR PUSTAKA

1. Aditya A, Firman. 2015. **Tugas Akhir Perhitungan Ulang Instalasi Kompresor *Reciprocating Double Stage With Intercooler* Dengan Fluida Kerja Sweet Gas di Joint Operating Body *Pertamina-Petrochina East Java (JOB P-PEJ)*.**
2. Gusnur M, Nanda. 2013. **Tugas Akhir Analisa Unjuk Kerja Kompresor Reciprocating Untuk Optimasi Instalasi Sistem Udara Tekan Pada HI Blow Tank.**
3. Brown, Royce N. 2005. **Compressor : Selection and Sizing, 3rd edition.** Elviser Science & Technology Books
4. Pritchard, Philip J. 2011. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition.** John Wiley & sons, inc.
5. Sularso., dan Tahara, Haruo. 2000. **Pompa dan Kompresor, Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan.** PT. Pradnya Paramita
6. <http://www.slideshare.net/RamamoorthySwaminath1/apter-33-compressed-air-system>

BIOADATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 20 Januari 1994 di Purwodadi, Provinsi Jawa Tengah. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi SDN 4 Jaten, SMPN 4 Surakarta, dan SMAN 3 Surakarta dengan bidang studi Ilmu Pengetahuan Alam. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3

Teknik Mesin dan mengambil bidang studi Konversi Energi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2012. Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif di beberapa kegiatan organisasi dan mengikuti pelatihan – pelatihan di D3 Teknik Mesin FTI - ITS. Kegiatan organisasi yang pernah diikuti antara lain : Staff BSO Bengkel HMDM periode 2013-2014, Anggota Steering Committe HMDM periode 2013-2014, Wakil Ketua D3MOUNT HMDM periode 2013-2014, Staff MAHAGANA ITS, Kepala Biro Kaderisasi HMDM periode 2014-2015, Koordinator Steering Committe HMDM periode 2014-2015. Pelatihan yang pernah diikuti penulis antara lain : LKMM Pra-TD (2012), Pelatihan Motor Bakar (PMB) HMDM (2013), PKTI (2012). Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Akebono Brake Astra Indonesia - Jakarta. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi:

- e-mail : faisaladibay@gmail.com
- No. Telp. : +62857 2830 1235